

모듈형 진동 해석시스템을 이용한 구동계 비틀림 진동 특성 개선에 관한 연구

김기세*, 황원걸**

A Study on Improvement of Torsional Vibration Characteristics of a Driveline Using a Module-Type Vibration Analysis System

Ki-Sei Kim*, Won-Gul Hwang**

ABSTRACT

In the previous study, a module-type vibration analysis system using modular approach is developed for the purpose of analyzing the torsional vibration of vehicle driveline. In the present paper, the system is utilized to investigate the torsional vibration of the driveline of a middle duty truck. The driveline with driving condition is modeled and the torsional vibration response is simulated. The resonance 45Hz is found at engine speed 900rpm and the resultant vibration is very high. It shows favorable agreements with reference data. The effects of parameter change on torsional vibration are also investigated, so it is clarified that clutch characteristics, axle shaft stiffness are very influential on reduction of vibration. So the countermeasure is proposed for the clutch characteristics. The reduction of torsional vibration by 8rad/sec is obtained.

Key Words : Vibration analysis system(진동해석시스템), Module(모듈), Resonance(공진), Driveline torsional vibration(구동계 비틀림진동), Parameter change(설계변수 변경)

1. 서론

자동차에서 발생하는 소음은 발생원, 전달 경로, 주파수 등에 의해 여러 가지로 분류된다. 발생원으로 분류하면 엔진소음, 구동계소음, 흡기소음, 배기소음, 타이어소음, 치차소음, 풍절음(wind noise) 등이며, 전달 경로로는 고체전달음(structure born noise), 공기전달음(air born noise)으로 분류되고, 주파수별로 중, 저주파 부밍소음(booming noise), 고주파소음 등으로 나누어진다. 그 중에서도 구동계의 비틀림진동으로 인해 발생하는 이음(rattle)은 특성상 주파수 성분이 현저한 피크가 나타나지 않으므로 대단히 귀에 거슬리고, 음압이

낮아도 문제되는 경우가 많다⁽¹⁾⁽²⁾. 따라서 이러한 구동계에서 발생하는 진동, 소음 문제를 규명하고 개선하기 위한 연구가 차량 개발에 있어서 필수적이라고 할 수 있는데, 구동계는 엔진, 클러치, 변속기, 추진축, 후차축, 타이어 등 진동 특성이 다른 여러 종류의 요소로 이루어져 있어서, 이들이 조합되었을 때의 특성 및 현상이 다양하고 복잡하게 나타나므로, 진동, 소음 문제 발생을 방지하기 위한 구동계 구성에 대한 분석, 검토가 필요하다.

구동계의 진동은 굽힘진동과 비틀림진동으로 나누어지며 이들이 연성되기도 하는데, 굽힘진동은 주로 고속주행시 부밍소음으로 나타나며, 비틀림진동은 주파수 영역, 가진력 및 진동모드 등으

* 담양대학 자동차과
** 전남대학교 공과대학 기계공학과

로 등으로 구별되어 서지(surge), 공회전이음(idle rattle), 와인드업(wind up), 이음(rattle), 기어음(gear noise) 등으로 나타난다. 이렇게 다양한 비틀림진동 현상에 대하여 여러 방법으로 연구되어 왔다.

T. Kondou 등⁽²⁾은 대형 차량 구동계의 진동, 소음 현상을 주파수와 원인별로 분류하여 정리하였고, 트럭의 구동계 비틀림진동에 관련한 현상중 공회전이음, 저속 주행시 이음 및 화물트럭의 고속주행 부밍소음을 유한요소기법으로 해석하고, 대책을 제시하였다. Y. Kanbe 등⁽³⁾은 주행시 변속기 및 차축에서 발생한 이음을 비틀림진동과 차차사이의 치면 충돌로 규명하고 그에 대한 저감 방법을 소개하였다.

또한, 비틀림진동 해석시스템에 대한 연구도 진행되어 왔다. E. P. Petkus 등⁽⁴⁾은 Holtzer 법과 전달행렬법으로 감쇠, 강성, 관성, 엔진가진력 등을 이용하여 진동계의 진동 1 주기의 토크와 변위를 계산, 출력하였다. T. C. Tecco 등⁽⁵⁾은 구동계의 관성, 강성 및 엔진토크 데이터를 이용하여 고유진동수, 모드형상을 행렬법으로 구하고 임피던스행렬로 관성의 변위와 축토크의 진동 응답을 구하였다. C. S. Keeney 등⁽⁶⁾은 대형 차량 구동계를 집중질량 모델로 진동계를 구성하여 임피던스행렬법을 이용하여 주파수응답을 해석하였다. 그런데 이러한 시스템은 구동계에서 중요한 요소로 작용하는 클러치, 기어 백래쉬, 축 조인트의 비선형 특성을 근사화하거나 고려하지 못하였다.

J. L. Hedge 등⁽⁷⁾은 모듈(module)화를 이용한 CAD 시스템을 개발하여 구동계의 공회전 이음과 진동 문제에 대하여 해석하고 대책을 수립하였다. 김기세 등⁽⁸⁾⁽⁹⁾은 이를 발전시켜 구동계 비틀림진동에 대한 모델링, 프로그래밍 작성, 시뮬레이션, 결과 출력 등의 일련의 과정을 자동적으로 행할 수 있는 모듈형 진동 해석시스템에 대해서 연구하였다. 구동계의 구성 요소의 비틀림진동 특성을 조사하여 분류하였고, 주행조건과 부합되는 특성을 실제적으로 나타낼 수 있도록 표현하여 각각 모듈화하였으며, 이들 모듈을 조합하여 진동 응답을 시뮬레이션할 수 있는 해석시스템을 개발하였다.

본 연구에서는 이 해석시스템을 중형 트럭에 적용하여 주행시의 비틀림진동을 해석하기 위한 모델을 구성하고 이에 대해 시뮬레이션하였으며 설계 변수의 영향을 분석하여 진동을 저감하기 위한 개선안을 제안하였다.

2. 모듈형 진동해석 시스템⁽⁸⁾⁽⁹⁾

자동차의 구동계와 같이 특성이 다른 여러 종류의 구성 요소로 이루어져 있는 경우에는 각 요소를 모듈화하여 여러 가지 방법으로 쉽게 조합하여 임의의 구동계를 구성할 수 있어야 하며, 또 새로운 요소를 쉽게 추가할 수 있어야 하므로 객체지향 프로그래밍기법의 사용이 필수적이라 하겠다.

본 연구에서 사용된 모듈형 진동 해석시스템은 객체지향 프로그래밍기법을 활용하여 개발되었다. 구동계 비틀림진동에 관련한 구성 요소의 진동 특성을 조사하고, 비틀림진동을 일으키는 요소를 진동 특성에 따라 다음의 11가지로 분류하였다. 분류된 요소에 대하여 비틀림진동 모델을 세우고, 비선형특성을 포함하는 운동방정식을 유도하였으며 각 요소에 필요한 데이터, 상태변수 및 상태방정식 등을 정의하여 모듈화하였다.

- | | | |
|----------|-----------|----------|
| 1) 플라이휠 | 2) 클러치 | 3) 단순축 |
| 4) 최종축 | 5) 구동치차쌍 | 6) 2단치차열 |
| 7) 3단치차열 | 8) 공회전치차쌍 | 9) 축조인트 |
| 10) 후차축 | 11) 전방후차축 | |

이러한 모듈을 조합하면 자동적으로 비틀림진동계가 구성되고 엔진토크에 대한 진동계의 응답이 시뮬레이션되는 해석시스템을 객체지향형 언어인 C++로 구현하였고, 프로그래밍의 유연성, 확장성이 우수하고, 수정 및 보완 등이 용이함을 확인하였다.

3. 모델링 및 시뮬레이션

구동계의 비틀림진동에 기인하는 현상은 차량의 운전 조건, 즉 엔진 회전속도, 차량속도, 변속단 및 부하조건에 따라 다양하게 나타난다. 중, 대형 차량에서는 가속을 하거나, 감속 주행을 할 때 특정속도 구간에서 변속기 및 후차축에 이음이 나타나기도 한다. 이것은 엔진의 폭발에 의해 발생하는 각속도 변동을 진동계의 강제력으로 하고 비틀림진동에 의해서 변속기 내부의 공전치차가 백래쉬를 통해서 치면 충돌을 일으켜 변속기에서 이음이 발생하는 경우와 후차축 종감속기어의 피니

엔과 링기어사이의 연속적인 치면 충돌에 의해 후차축에서 후차축에서 이음이 생기는 경우도 있다. 진동계를 가진시키는 외력으로는 추진축의 폭조인트 교각에 기인하는 각속도 변동과 엔진의 토크변동에 의해 생기는 각속도 변동이 있으며, 이 두가지의 외력이 중첩되는 경우도 있다. 구동계에서 발생한 이음이 차량 실내에 전달되는 경로는 차차의 충돌에 의한 충격이 가진원이 되어 변속기케이스가 진동하고 그것이 변속레버와 지지 멤버 등을 통하여 차체에 진동으로 전달되는 것과 공기전파로써 차량 실내에 전달되는 것으로 나누어 생각할 수 있다⁽²⁾⁽³⁾.

3.1 모델링

본 연구에서는 중, 대형차량에서 일어나기 쉬운 비틀림진동에 기인하는 문제점을 검토하기 위하여 그림 1 과 같이 1 개의 후차축과 2 개의 추진축으로 구성된 일반적인 중형 트럭의 구동계를 검토하였다.

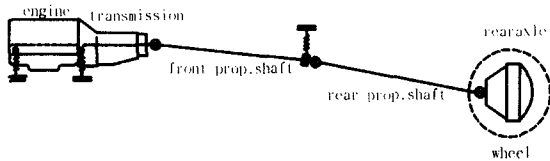


Fig. 1 Layout of driveline of medium duty truck

주행중에 발생하는 비틀림진동을 시뮬레이션하기 위해 그림 2, 표 1 과 같이 엔진플라이휠, 변속기, 추진축, 후차축으로 구성된 8 자유도 집중질량 비틀림진동 모델을 수립하였다. 엔진의 크랭크축 및 플라이휠은 하나의 집중질량으로, 변속기내의 입력축, 부축, 주축은 각각 집중질량으로, 추진축은 폭조인트 부위에 집중질량을 갖는 탄성축으로 보았고, 폭조인트의 교각을 고려하였다. 각 기어에서는 충돌을 무시하였고, 후차축내의 중감속기어에서는 구동 피니언과 링기어가 집중 질량을 갖는 것으로, 액슬축은 비틀림탄성축으로 가정하였다. 액슬축 양단에 휠, 타이어 및 브레이크 장치에 대한 질량을 등가화하여 집중시켰다. 비선형 요소로는 클러치와 추진축 연결부위의 폭조인트를 포함하였다.

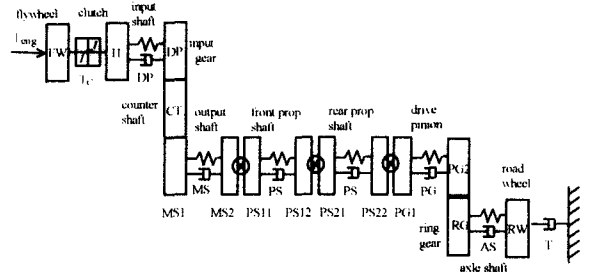


Fig. 2 Lumped parameter model for driveline torsional vibration

Table 1 Definition of driveline torsional vibration model

FW	Flywheel	PS11	Front part of front propeller shaft
H	Clutch hub	PS12	Rear part of front propeller shaft
DP	Inputshaft of transmission	PS21	Front part of rear propeller shaft
CT	Countershaft of transmission	PS22	Rear part of rear propeller shaft
MS1	Front part of outputshaft of transmission	PG1	Front part of drive pinion of rear axle
MS2	Rear part of outputshaft of transmission	PG2	Rear part of drive pinion of rear axle
RG	Ring gear of rear axle	RW	Rear axle, wheel, brake

그림 2와 같은 8자유도 비틀림진동 모델에 대하여 구성요소인 클러치, 변속기기어, 추진축, 중감속기어 등에 대한 실제적인 진동 특성이 표현되도록 구동계에 대한 운동방정식을 유도하였다⁽¹⁰⁾. 이 운동방정식에 대하여 상태벡터 x 를 다음과 같이 정의하면

$$x = [\theta_{FW} \ \theta_H \ \theta_{DP} \ \theta_{MS2} \ \theta_{PS12} \ \theta_{PS22} \ \theta_{PG2} \ \theta_{RW} \ \dot{\theta}_{FW} \ \dot{\theta}_H \ \dot{\theta}_{DP} \ \dot{\theta}_{MS2} \ \dot{\theta}_{PS12} \ \dot{\theta}_{PS22} \ \dot{\theta}_{PG2} \ \dot{\theta}_{RW}]^T \quad (1)$$

상태방정식은 식 (2)와 같이 비선형항을 포함하는 형태로 나타내어진다. (부록 참조)

$$\dot{x} = f(x) \quad (2)$$

이와 같이 다 자유도 진동계에 대하여 모델을 수립하고 상태변수를 정의하며 운동방정식을 유도하는 유도하는 과정은 복잡하고 시간이 많이 걸리며 오류를 범하기 쉽다. 본 연구에서는 모듈형 진동해석시스템을 이용하여 비틀림진동 모델에 해당하는 플라이휠, 클러치, 쉘중축, 2단 치차열, 3단 치차열, 축조인트의 모듈을 그림 3 과 같이 조합하여 비틀림진동계를 구성하였다. 각 모듈에 대한 관성, 강성, 감쇠 등의 데이터를 도면과 참고 자료로부터 입력하였고 클러치의 비틀림 스프링상수, 히스테리시스, 작동각 및 스톱퍼토크 등 비선형특성을 포함한 데이터를 진동 해석시스템의 클러치 함수에 입력하였다.

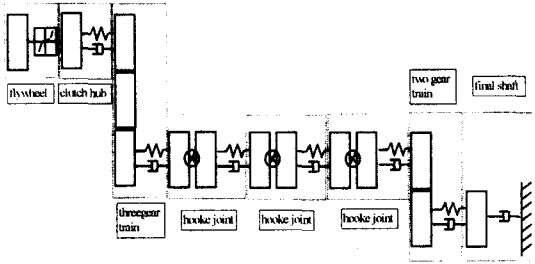


Fig. 3 Modular model for driveline torsional vibration

구동계의 비틀림진동계에 가진 외력으로 작용하는 엔진토크는 다음의 관계식에 의해 실린더 압력선도와 엔진의 관성계원을 이용하여 해석적으로 계산이 가능하다.

N기통 엔진의 토크 T_{eng} 은 실린더내의 가스 폭발에 의한 폭발토크 T_g 와 피스톤 등의 왕복, 회전에 의한 관성토크 T_i 를 각 기통간의 크랭크 각의 위상차를 고려하여 합성하면 식(3)과 같다.

$$T_{eng} = \sum_{i=1}^N [T_{gi}(\theta_i) + T_{gi}(\theta_i)] \quad (3)$$

이를 푸리에급수로 표현하면 다음 식(4)와 같은데, 본 연구에서는 크랭크 회전 9차 성분까지의 푸리에급수 계수, 주파수, 위상을 구하여 해석시스템의 엔진토크함수에 입력하여 엔진 토크가 계산 되도록 하였다.

$$T_{eng} = T_m + \sum_j T_j \sin(\omega_j t + \phi_j) \quad (4)$$

여기서 T_m 은 엔진토크의 평균성분, T_j 은 엔진토크의 j 차 고조파(harmonic)성분이며, ω_j 는 j 차 고조파 회전수, ϕ_j 는 j 차 고조파 위상각이다.

3.2 시뮬레이션

6기통 직렬 디젤엔진, 6단 수동변속기가 탑재되어 있는 연구 대상 차량의 주행조건은 변속단 5 단으로 하고 가속 주행하는 것으로 하였다. 엔진 회전속도를 100rpm 씩 증가시켜 가면서 비틀림진동 응답을 시간 영역에서 구하고 이를 푸리에변환하였으며, 엔진 속도 600, 900, 1200, 1500rpm 에서의 결과를 그림 4~7에 나타내었다.

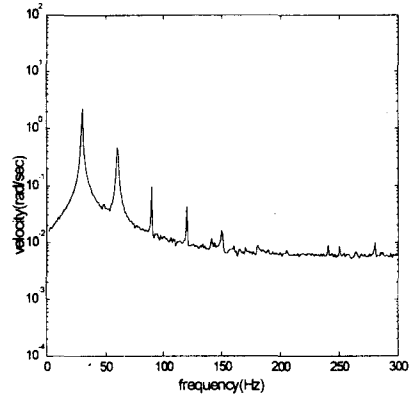


Fig. 4 Velocity at driveline (600rpm)

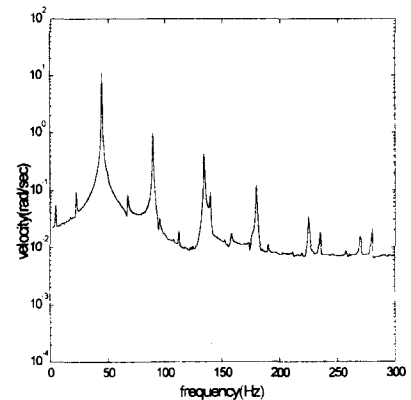


Fig. 5 Velocity at driveline (900rpm)

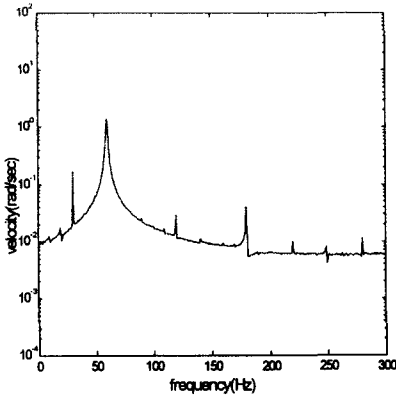


Fig. 6 Velocity at driveline (1200rpm)

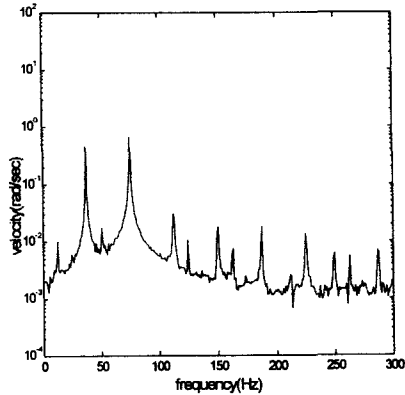


Fig. 7 Velocity at driveline (1500rpm)

이상의 결과를 살펴보면 각 그림에서 가장 큰 피크의 주파수는 엔진 회전속도 600, 900, 1200, 1500rpm 에서 각각 30, 45, 60, 75Hz로서 엔진회전의 3 차성분에 해당되고, 진동의 크기는 900rpm 에서 11.5rad/sec 으로 가장 크게 나타났다. 따라서 엔진 회전속도를 변화시키면서 엔진회전 3 차성분을 중심 주파수로 하는 협대역 필터로 진동을 통과시켜 분석하는 회전차수 분석법(order tracking analysis)을 이용하여 비틀림진동을 분석하였고 그 결과를 그림 8 에 나타냈다. 그림에서 보는 바와 같이, 플라이휠에서는 진동이 평탄하게 나타나나 구동축에서는 엔진 회전속도 900rpm 에서 진동크기가 11.5rad/sec 로 최고치를 나타냈으므로 구동계 비틀림공진이 900rpm 에 해당하는 주파수인 45Hz 부근에서 존재한다는 것을 확인할 수 있다. 또한 구동계 제원이 유사한 차량에 대한 데이터를 그림

9 에 보이고, 이를 시뮬레이션 결과와 비교하였다. 비틀림공진의 주파수는 45 ~ 50Hz 이고, 최대 비틀림진동이 나타나는 엔진 회전속도가 900 ~ 1000rpm 으로 비슷하며, 비틀림진동 피크의 크기도 11.0 ~ 11.5rad/sec 로서 거의 비슷하게 나타나 본 해석시스템을 이용한 구동계 모델 및 시뮬레이션 결과의 타당성을 확인하였다.

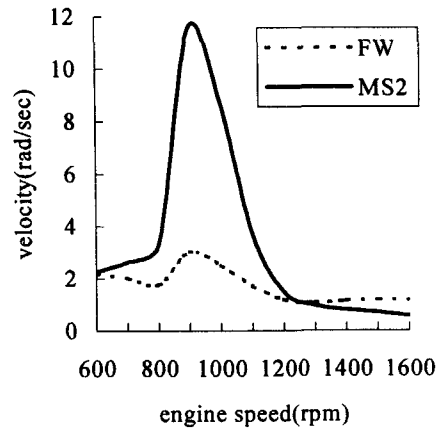


Fig. 8 Velocity of driveline (E3 order tracking)

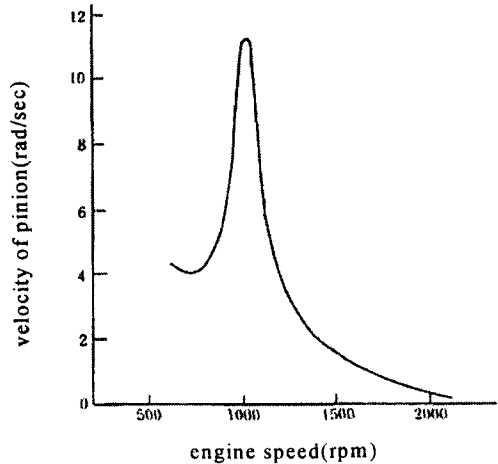


Fig. 9 Example of driveline rattle⁽²⁾

이상의 시뮬레이션 결과로부터 차량의 구동계에서 45Hz 의 비틀림공진의 가능성을 발견하였으며, 엔진회전속도 변화에 따른 클러치작동각을 검토하였다. 클러치 작동각의 평균치는 시뮬레이션

구간에서 4.8°인데, 900rpm 에서 작동각의 전진폭 (peak-peak)은 그림 10 과 같이 7°로 가장 큰 값을 나타냈다. 이는 구동계에서 비틀림공진이 존재하고 이로 인해 비틀림진동이 커져서 클러치 작동각이 1 ~ 8°로 클러치 2 단 작동 영역(2.5 ~ 6.5°)을 벗어나 1 단 영역(-2.5 ~ 2.5°)까지 넘어와 있으며 클러치에서 발생하는 토크도 스톱퍼토크 1000N·m 에 해당한다는 것을 알 수 있다.

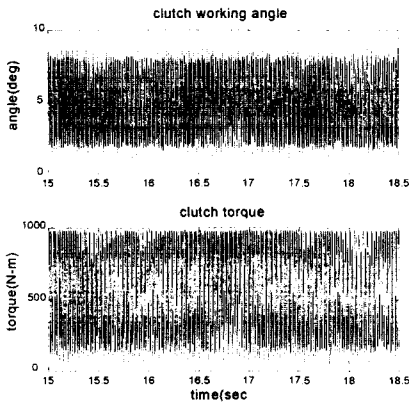


Fig. 10 Clutch working angle and torque at 900rpm

4. 파라미터 영향 분석

차량 구동계의 비틀림공진이 45Hz 부근에서 존재하고 엔진 회전속도 900rpm 영역에서 비틀림진동이 급격히 커지므로, 구동계에서 이음이 발생하고, 부품의 마모 및 누유 등 여러 문제가 발생할 수 있다. 이러한 경우에 플라이휠의 관성모멘트 증대, 액슬축의 직경 변경, 추진축의 댐퍼 부착, 클러치의 특성 변경, 변속기 케이스 및 추진축에 대한 방사음 대책 등이 고려되기도 한다⁽¹⁾⁽²⁾. 본 연구에서는 공진점 이동, 가진력 저감, 전달 계통에서 저감의 3 가지 측면에서 비틀림진동을 저감하기 위한 대책안을 수립하기로 하였다.

4.1 공진점 이동

공진점의 이동은 구동계에서 최대 진동이 발생하는 엔진 회전속도를 변속단 5 단의 사용 영역 바깥으로 이동시키는 것으로서, 비틀림진동계 구성요소의 관성모멘트와 비틀림강성을 변경하여 공진 주파수의 이동을 확인하는 것이다. 플라이휠의

관성모멘트와 동력 전달경로상의 변속기 입력축, 추진축, 액슬축의 비틀림강성을 변화시켜 그 영향을 분석하였다.

플라이휠의 관성모멘트를 초기치의 1.0 ~ 1.5 배 범위에서 변화시켜 그 영향을 살펴보았다. 그림 11 에 의하면, 플라이휠의 관성모멘트를 증가시키면 비틀림공진이 발생하는 회전속도는 변화가 없으나, 공진점에서의 진동 크기는 전체적으로 점점 감소하여 1.5 배로 하면 3rad/sec 감소한다. 플라이휠은 구동계의 다른 요소에 비해 관성이 훨씬 크지만 플라이휠 관성의 증가는 구동계 공진주파수의 이동에는 거의 영향을 미치지 못하고 플라이휠에 가해져 구동계 비틀림진동계에 가진력으로 작용하는 엔진토크 변동의 크기를 감소시켜 구동계 비틀림진동의 크기가 저감된 것으로 판단된다.

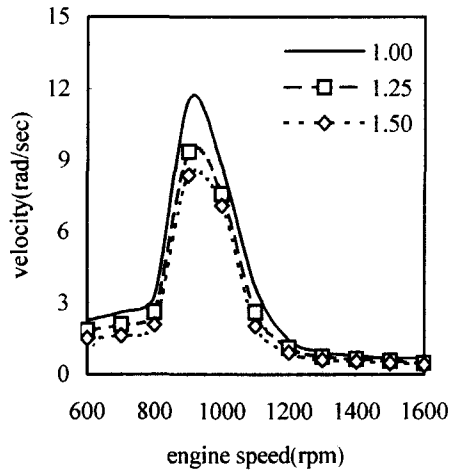


Fig. 11 Effect of flywheel inertia

변속기 축, 추진축, 액슬축의 비틀림강성을 초기치의 0.5 ~ 2.0 배의 범위에서 변화시켜 그 영향을 그림 12, 13 에 나타냈다. 변속기, 추진축의 강성은 그림 12 와 같이 거의 영향을 주지 않는다. 그런데 액슬축은 그림 13 에서 보는 바와 같이 비틀림강성을 0.5 배로 낮추면 피크 발생 회전속도가 800rpm 으로 이동하여 공진주파수의 변화가 나타났으며 2 배로 높이면 공진발생속도가 1000rpm 으로 이동하고 동시에 진동 피크가 감소하였다. 축의 강성 중에서 액슬축의 강성이 가장 큰 영향을 보였는데, 이는 액슬축의 비틀림강성이 변속기축,

추진축 강성의 10 ~ 50% 정도로서 강성이 약하므로 공진주파수의 변화 측면에서 영향이 크다고 판단된다.

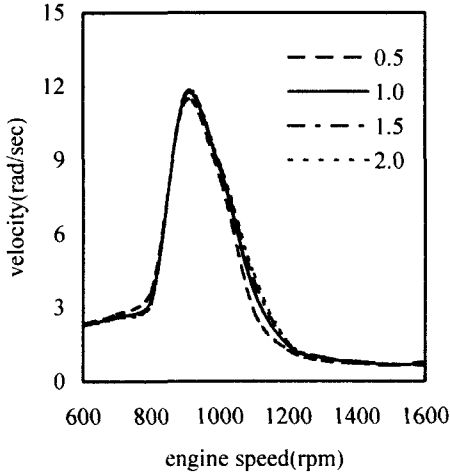


Fig. 12 Effect of shaft stiffness

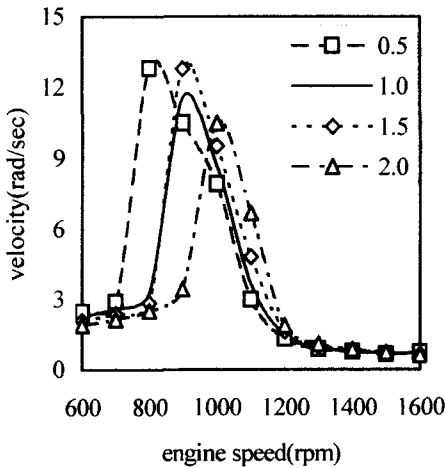


Fig. 13 Effect of axle shaft stiffness

비틀림진동 공진주파수의 이동을 목적으로 플라이휠의 관성모멘트, 변속기축, 추진축 및 액슬축의 비틀림강성을 변화시켜 그 영향을 분석한 결과, 액슬축의 비틀림강성, 플라이휠의 관성 순으로 영향이 크게 나타났다. 그러나 피크 발생 회전속도가 100rpm 정도 이동하고 피크의 크기가 크게 저감되지 않아서 관성모멘트 및 강성의 변경으로

인해 야기되는 구동계의 관성, 중량 증가와 엔진 출력 저하 등 타 성능에의 영향을 고려할 때 실용적인 대책으로는 적합하지 않다고 판단된다.

4.2 가진력의 저감

구동계의 비틀림진동에 외력으로 작용하는 가진력은 엔진 폭발 및 회전에 의한 것과 축조인트의 부등속 회전에 의해 발생하는 축회전 성분으로 나누어 생각할 수 있다. 여기서 구동계에서 설계적으로 변경이 가능한 것은 축회전 성분이다. 따라서 축회전 성분의 요인이 되는 변속기 출력축, 전방 추진축, 후방 추진축, 후차축의 연결부위에 있는 축조인트 3 개소의 교각을 초기치대비 $-6^{\circ} \sim +6^{\circ}$ 의 범위에서 변경하여 그 영향을 살펴보았다. 그림 14에서 알 수 있는 바와 같이 축조인트의 교각을 변경하여도 전체적으로 변화가 없다. 이는 시뮬레이션 구간에서 변속비와 축조인트의 특성에 의해 축회전으로 인해 발생하는 가진 주파수가 15 ~ 35Hz 범위에 있으므로 45Hz 에 존재하는 비틀림 공진을 가진시키지 못하므로 900rpm 의 공진에는 영향을 주지 못한다고 생각된다.

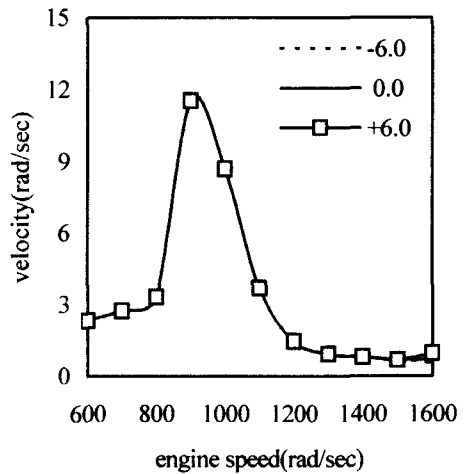


Fig. 14 Effect of Hooke joint angle

4.3 전달 계통에서의 저감

클러치는 엔진토크를 변속기 이후의 구동계 전체에 전달하므로 클러치의 비틀림 스프링상수와 히스테리시스 등의 특성이 구동계 전체의 비틀림

진동에 크게 영향을 미치게 된다. 연구 대상 차량에 사용중인 클러치는 건식 마찰클러치로 작동 각도의 범위에 따라 특성값이 변하는 특성을 갖고 있는데, 일반적으로 1 단은 공회전의 저부하 조건에 해당하고 2 단은 가속주행의 중, 고부하 조건에 해당한다. 따라서 시뮬레이션 조건인 가속주행에 해당하는 2 단 영역의 스프링상수와 히스테리시스를 히스테리시스를 초기치의 0.5 ~ 2.0 배의 범위에서 변경하여 비틀림진동 변화를 그림 15, 16에 나타냈다.

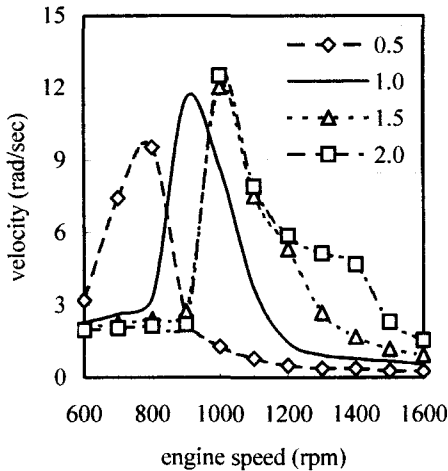


Fig. 15 Effect of clutch torsional stiffness at 2nd stage

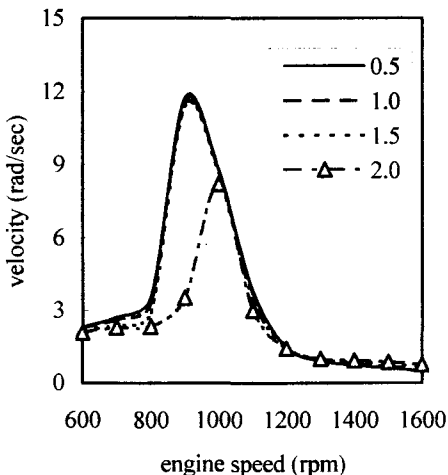


Fig. 16 Effect of clutch hysteresis at 2nd stage
그림 15와 같이 히스테리시스를 초기치로 고

정한 채로 비틀림 스프링상수를 0.5 배로 감소시키면 진동 피크가 저속영역으로 100rpm 이동하며 크기가 1.5rad/sec 작아지고, 스프링상수를 1.5 배로 증가시키면 피크발생 회전속도가 상향되면서 크기가 1.0rad/sec 증가한다. 이로써 클러치 2 단 스프링상수는 구동계 비틀림진동계의 강성의 하나의 요소로 작용하여 공진주파수의 이동에 크게 영향을 미치고 있는데, 이는 앞에서 살펴본 변속기축, 추진축 등 동력전달축 강성에 비해 클러치가 10% 이하 값으로 강성이 가장 작기 때문이다.

그림 16은 클러치의 스프링상수를 초기치로 고정한 채로 히스테리시스를 변경한 결과를 나타낸 것인데, 히스테리시스를 0.5 배로 감소시키거나 1.5 배로 증가시키면 공진 발생 900rpm 피크는 거의 변화가 없다. 그러나 2.0 배 이상으로 하면 피크발생 회전속도가 900rpm에서 1000rpm으로 이동하면서 비틀림진동이 3.5rad/sec 정도 감소한다. 차량 구동계에서는 구성 요소의 대부분이 구조감쇠 (structural damping)를 갖고 있으므로 마찰에 의해 발생되는 클러치 히스테리시스가 구동계의 공진점의 이동과 진동 크기의 변화에 복합적으로 크게 기여하는 것으로 나타났다.

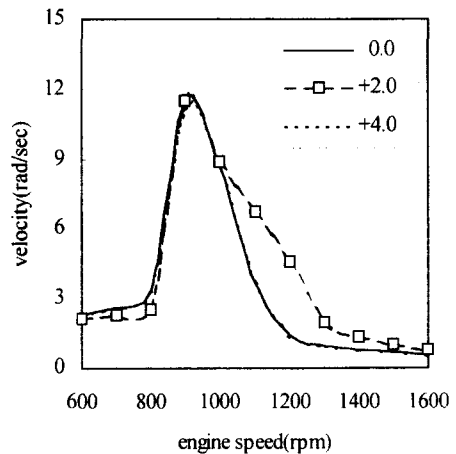


Fig. 17 Effect of clutch operating angle

한편 공진발생시에 클러치의 작동각이 1 단 영역까지 넘어오고 최대 작동각에 달아 있다. 따라서 클러치의 1 단, 2 단 영역 각도를 변경하여 그

영향을 보았는데, 그림 17에 보인 바와 같이 영역 각도를 변경하여도 진동피크는 거의 변화가 없다. 이는 클러치 영역 각도를 변경하여도 공진 속도 900rpm에서 클러치토크가 전혀 변화하지 않으므로 비틀림진동에 영향을 미치지 않은 것이다.

4.4 개선안 도출 및 적용

영향을 미칠 것으로 예상되는 파라미터에 대한 영향을 분석한 위의 결과로 부터 엔진 회전속도 900rpm에 나타난 45Hz의 구동계 비틀림공진에는 플라이휠의 관성, 액축축의 강성, 클러치의 스프링상수와 히스테리시스가 공진점 이동과 진동 감소 측면에서 유효하였다. 따라서 특성을 변경하였을 때 차량 중량, 엔진 출력 등 다른 성능에 영향을 미치지 않으며 설계적으로 쉽게 변경이 가능하고 또 진동 저감 효과가 큰 클러치의 특성을 변경하여 그 영향을 살펴보기로 하고 히스테리시스와 비틀림 스프링상수를 조합 변경하여 반복 시뮬레이션을 수행하였고 진동 저감 효과가 가장 큰 최적 조합을 표 2와 같이 결정하였다. 이 개선 대책안을 적용하여 시뮬레이션한 결과를 그림 18에 나타냈는데, 엔진 회전속도 900rpm에서 나타난 진동 피크의 크기가 8rad/sec 저감되고 거의 평탄하게 나타나 문제되지 않은 수준으로 개선되었다. 또한 공진속도에서의 클러치 토크를 그림 19에 보였는데, 초기와 비교하면 전진폭 기준으로 30% 이하로 저감되어 공진영역에서 진동 제어 효과가 확실히 나타난 것을 알 수 있다.

Table 2 Parameters for measures to reduce torsional vibration

Parameters (clutch)		Initial	modified	Change
1 st stage	Stiffness [N-m/rad]	3934.0	3934.0	None
	Hysteresis [N-m]	39.24	39.24	None
2 nd stage	Stiffness	10960.0	5480.0	- 50%
	Hysteresis	39.24	90.25	+130%

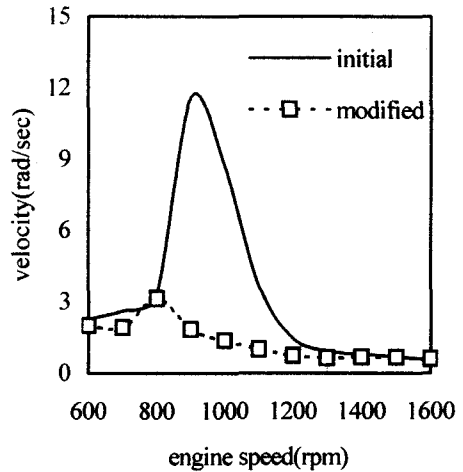


Fig. 18 Velocity of driveline with modified clutch

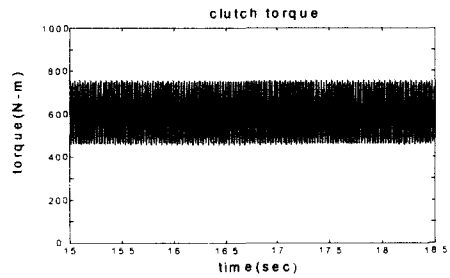


Fig. 19 Clutch torque with modified clutch

5. 결론

구동계의 비틀림진동으로 인해 발생하는 진동, 소음 문제를 규명하고 개선 대책을 수립하는데 사용될 수 있도록 개발된 모듈형 비틀림진동 해석시스템을 중형 트럭에 적용하여 구동계 비틀림진동에 대하여 검토하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 주행중에 나타나는 구동계 비틀림진동을 해석하기 위하여 집중질량 8자유도 비틀림진동 모델을 수립하고 해석시스템을 이용하여 6가지의 모듈 8개를 조합하였고 진동응답을 시뮬레이션하였다. 5단 가속 주행시 구동계에서 엔진 회전 3차 성분에 해당하는 주파

수 성분의 피크가 두드러졌고 45Hz의 비틀림공진이 발생하여 엔진 회전속도 900rpm에서 비틀림진동이 크게 나타났다.

2. 구동계 제원이 유사한 차량의 데이터와 시뮬레이션 결과를 비교하였으며 공진주파수, 피크발생 회전속도, 피크 진동 크기가 비슷하게 나타나서 해석시스템에 의한 모델링 및 시뮬레이션의 타당성을 확인하였다.
3. 구동계의 진동 저감을 위한 방안을 수립하기 위하여 설계 변수를 변경하여 영향을 분석하고 기여도를 확인하였다. 액슬축의 비틀림강성과 클러치 2단 비틀림 스프링상수, 히스테리시스가 공진점의 이동 측면에서, 클러치 2단 히스테리시스, 플라이휠 관성 모멘트가 진동 크기의 저감 측면에서 크게 영향을 미치었다.
4. 구동계 비틀림진동을 줄이기 위하여 효과가 크고 설계적으로 변경이 가능한 클러치의 특성을 변경하여 비틀림진동을 줄일 수 있는 대책을 수립하였고 이를 적용하였을때 비틀림진동이 8rad/sec 저감되어 거의 문제되지 않은 수준으로 되는 것을 확인하였다.

참고문헌

1. M. Inagawa, T. Kondou and H. Shiniyo, "Noise and Vibration of DriveTrain of Heavy-duty Vehicles," Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 35, No. 12, pp. 1375-1380, 1981.
2. T. Kondou, H. Shinuyo, T. Fujimoto and Y. Chikatani, "Some Phenomena Caused by Torsional Vibration of Truck Drive Train," Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 39, No. 12, pp. 1386-1395, 1985.
3. Y. Kanbe, K. Yamamoto, K. Wakahara and Y. Horiuchi, "Rattling Noise of Drive Train," Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 36, No. 12, pp. 1299-1304, 1982.
4. E. P. Petkus and S. F. Clark, "A Simple Algorithm for Torsional Vibration Analysis," SAE 870996, 1987.
5. T. C. Tecco and D. A. Grohnke, "Computer Simulation of Driveline Torsional Vibration in

Heavy and Medium Duty Trucks," SAE 861960, 1986.

6. C. S. Keeney and S. Shih, "Prediction and Control of Heavy Duty Powertrain Torsional Vibration," SAE 922481, 1992.
7. J. L. Hedges and K. J. Buttler, "A CAD System for the Analysis of Vehicle Driveline Noise," Proceedings of IMechE Conference, C121/79, 1979.
8. 김기세, "모듈형 진동 해석시스템을 이용한 차량 구동계 비틀림진동에 관한 연구," 전남대학교 박사학위 논문, 1998.
9. 황원걸, 김기세, "차량 구동계 모듈화를 이용한 진동 해석 및 설계 시스템의 개발에 관한 연구," 한국 정밀공학회지, 14권, 2호, pp. 48-57, 1997.
10. 황원걸, 김기세, "대형 트럭 구동계의 저진동 설계시스템의 개발 연구," 한국 정밀공학회지, 13권, 3호, pp. 132-140, 1996.
11. S. Chikamori and N. Yoshikawa, "Noise and Vibration of Drive Train," Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 32, No. 12, pp. 1136-1145, 1978.
12. Y. Kanbe, K. Yamamoto, Y. Sogou and H. Koga, "Methods of Improvement of Rattling Noise in Manual Transmission," Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 32, No. 12, pp. 1378-1385, 1985.

부록

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} f_{1n} \\ \vdots \\ f_{8n} \\ f_{1d} \\ \vdots \\ f_{8d} \end{bmatrix}^T$$

$$f_{1n} = T_{eng} - T_C$$

$$f_{1d} = I_{FW}$$

$$f_{2n} = T_C - k_{DP}[\theta_H - \theta_{DP}] - c_{DP}[\dot{\theta}_H - \dot{\theta}_{DP}]$$

$$f_{2d} = I_H$$

$$f_{3n} = k_{DP}[\theta_H - \theta_{DP}] + c_{DP}[\dot{\theta}_H - \dot{\theta}_{DP}] - n_{DP} \cdot n_{CT} \cdot k_{MS}[n_{DP} \cdot n_{CT} \cdot \theta_{DP} - \theta_{MS2}] - n_{DP} \cdot n_{CT} \cdot c_{MS}[n_{DP} \cdot n_{CT} \cdot \dot{\theta}_{DP} - \dot{\theta}_{MS2}]$$

$$f_{3d} = I_{DP} + n_{DP}^2 \cdot I_{CT} + n_{DP}^2 \cdot n_{CT}^2 \cdot I_{MS1}$$

$$f_{4n} = -I_{PS11} \cdot A_{MS}(\theta_{MS2}, \dot{\theta}_{MS2}) + k_{MS}[n_{DP} \cdot n_{CT} \cdot \theta_{DP} - \theta_{MS2}] + c_{MS}[n_{DP} \cdot n_{CT} \cdot \dot{\theta}_{DP} - \dot{\theta}_{MS2}] - k_{PS1}[P_{MS}(\theta_{MS2}) - \theta_{PS12}] - c_{PS1}[V_{MS}(\theta_{MS2}) \cdot \dot{\theta}_{MS2} - \dot{\theta}_{PS12}]$$

$$f_{4d} = I_{MS2} + I_{PS11} \cdot V_{MS}(\theta_{MS2})$$

$$f_{5n} = -I_{PS21} \cdot A_{PS1}(\theta_{PS12}, \dot{\theta}_{PS12}) + k_{PS1}[P_{MS}(\theta_{MS2}) - \theta_{PS12}] + c_{PS1}[V_{MS}(\theta_{MS2}) \cdot \dot{\theta}_{MS2} - \dot{\theta}_{PS12}] - k_{PS2}[P_{PS1}(\theta_{PS12}) - \theta_{PS22}] - c_{PS2}[V_{PS1}(\theta_{PS12}) \cdot \dot{\theta}_{PS12} - \dot{\theta}_{PS22}]$$

$$f_{5d} = I_{PS12} + I_{PS21} \cdot V_{PS1}(\theta_{PS12})$$

$$f_{6n} = -I_{PG1} \cdot A_{PS2}(\theta_{PS22}, \dot{\theta}_{PS22}) + k_{PS2}[P_{PS1}(\theta_{PS12}) - \theta_{PS22}] + c_{PS2}[V_{PS1}(\theta_{PS12}) \cdot \dot{\theta}_{PS12} - \dot{\theta}_{PS22}] - k_{PG}[P_{PS2}(\theta_{PS22}) - \theta_{PG2}] - c_{PG}[V_{PS2}(\theta_{PS22}) \cdot \dot{\theta}_{PS22} - \dot{\theta}_{PG2}]$$

$$f_{6d} = I_{PS22} + I_{PG1} \cdot V_{PS2}(\theta_{PS22})$$

$$f_{7n} = k_{PG}[P_{PS2}(\theta_{PS22}) - \theta_{PG2}] + c_{PG}[V_{PS2}(\theta_{PS22}) \cdot \dot{\theta}_{PS22} - \dot{\theta}_{PG2}] + n_{PG} \cdot k_{AS}[-n_{PG} \cdot \theta_{PG2} - \theta_{RW}] + n_{PG} \cdot c_{AS}[-n_{PG} \cdot \dot{\theta}_{PG2} - \dot{\theta}_{RW}]$$

$$f_{7d} = I_{PG} + n_{PG}^2 \cdot I_{RG}$$

$$f_{8n} = k_{AS}[-n_{PG} \cdot \theta_{PG2} - \theta_{RW}] + c_{AS}[-n_{PG} \cdot \dot{\theta}_{PG2} - \dot{\theta}_{RW}] - c_T \cdot \dot{\theta}_{RW}$$

$$f_{8d} = I_{RW}$$

where

$$\theta_{CT} = -n_{DP} \cdot \theta_{DP}$$

$$\theta_{MS1} = -n_{CT} \cdot \theta_{CT}$$

$$\theta_{RG} = -n_{PG} \cdot \theta_{PG2}$$

$$P_{MS}(\theta_{MS2}) = \tan^{-1}(\cos \delta_{MS} \cdot \tan \theta_{MS2})$$

$$V_{MS}(\theta_{MS2}) = \frac{\cos \delta_{MS}}{1 - \sin^2 \delta_{MS} \cdot \sin^2 \theta_{MS2}}$$

$$A_{MS}(\theta_{MS2}, \dot{\theta}_{MS2}) = \frac{\cos \delta_{MS} \cdot \sin^2 \delta_{MS} \cdot \sin 2\theta_{MS2}}{1 - \sin^2 \delta_{MS} \cdot \sin^2 \theta_{MS2}} \cdot \dot{\theta}_{MS2}^2$$

$$P_{PS1}(\theta_{PS12}) = \tan^{-1}(\cos \delta_{PS1} \cdot \tan \theta_{PS12})$$

$$V_{PS1}(\theta_{PS12}) = \frac{\cos \delta_{PS1}}{1 - \sin^2 \delta_{PS1} \cdot \sin^2 \theta_{PS12}}$$

$$A_{PS1}(\theta_{PS12}, \dot{\theta}_{PS12}) = \frac{\cos \delta_{PS1} \cdot \sin^2 \delta_{PS1} \cdot \sin 2\theta_{PS12}}{1 - \sin^2 \delta_{PS1} \cdot \sin^2 \theta_{PS12}} \cdot \dot{\theta}_{PS12}^2$$

$$P_{PS2}(\theta_{PS22}) = \tan^{-1}(\cos \delta_{PS2} \cdot \tan \theta_{PS22})$$

$$V_{PS2}(\theta_{PS22}) = \frac{\cos \delta_{PS2}}{1 - \sin^2 \delta_{PS2} \cdot \sin^2 \theta_{PS22}}$$

$$A_{PS2}(\theta_{PS22}, \dot{\theta}_{PS22}) = \frac{\cos \delta_{PS2} \cdot \sin^2 \delta_{PS2} \cdot \sin 2\theta_{PS22}}{1 - \sin^2 \delta_{PS2} \cdot \sin^2 \theta_{PS22}} \cdot \dot{\theta}_{PS22}^2$$