

이륜차 차체의 진동특성

박보용*

Vibration Characteristics of a Motorcycle Body

Bo Yong Park*

ABSTRACT

This paper presents the vibration characteristics of a motorcycle body frame. In order to study the excitation mechanism, for example, of handle vibration, discrete models and finite element model are developed for the calculation of natural frequencies and mode shapes of the driveline and body, which can lead to the resonances. Experiments are also conducted to compare with the analytical results. From the various kinds of vibration reduction methods, the technical realizable one is presented to reduce the handle vibration responses at the start of driving.

Key Words: Motorcycle(이륜차), Handle vibration(핸들진동), Modeling of driveline(구동축계 모델링), FEM-Modeling of Body Frame(차체 프레임의 FEM-모델링), Friction Clutch(마찰 클러치), Natural frequency(고유 진동수), Vibration reduction method(진동 감소 방법)

1. 머리말

최근 혼잡한 교통대책의 일환으로 근거리 운행에서는 이륜차의 이용이 년 10%로 증가하고 있다. 이륜차중 본 논문에서 취급될 스쿠터는 연간 150,000대가 생산되어 이륜차 총 생산대수의 40%를 점하고 있으며, 생산자나 운전자 모두가 스쿠터의 안전성과 안락성에 보다 더 상품성을 두는 경향을 보이고 있다. 즉 4~5년 전만 하더라도 스쿠터 주행시의 출력에 대한 운전자로부터의 클레임이 대부분이었으나, 1~2년 전부터는 차체의 진동, 예로서 출발시 핸들의 과도한 진동에 대한 클레임 해결이 출발시

의 안전성과 안락성 개선 항목중 80%로 상당한 비중을 차지하고 있다¹⁾.

도로 위를 주행하는 범용의 승용·상용 차량 차체의 진동은 4기통 4사이클 엔진 - 크랭크축 - 플라이휠 - 클러치 - 치차 변속기단 - 프로펠러축 - 디퍼렌셜 치차 변속기 - 액슬축 - 타이어로 구성되는 구동축계의 진동 거동과 이들 구동축계와 연성된 차체의 진동 특성, 도로의 곡률 반경 및 비평탄도와 차량의 주행속도에 관련되나, 구동축계가 1기통 2사이클 엔진 - 크랭크축 - 플라이휠 - 벨트식 무단 변속기단 - 자동 원심식 건식 슈 클러치 - 치차 변속기단 - 타이어로 구성되고 언더본형 프레임을 갖

는 90cc급 스쿠터의 출발시 차체 및 핸들의 진동은 구동축계의 진동 거동과 차체의 진동 특성만이 연성되어 발생된다^(1, 2).

구동축계의 진동 거동중 건식 마찰 조건하 표면간에 상대적 미끄럼 속도를 갖는 클러치에서는 마찰표면간의 마찰계수, 접촉수직압력, 미끄럼속도, 표면조도, 마모율 및 온도등의 크기에 의하여 스틱 - 슬립형의 자려진동과 표면조도에 따라 난진동이 발생한다. 차량의 주행속도 변속시 변속을 한 후 클러치를 작동시키며 가속페달을 밟았다 늦었다 하는 과정은 마찰 표면간의 상대적 미끄럼속도를 형성하여, 상대적 미끄럼속도의 크기에 따라 마찰계수가 바뀌는데, 마찰계수가 감소될 경우에는 피동계로 부터 에너지가 유입되고, 미끄럼 마찰에서 정적 마찰로 바뀌는 아주 낮은 미끄럼 속도역에서는 그 역의 상대가 되는 스윗칭형의 자려 진동이 야기된다. 이 자려진동은 클러치의 슈 회전속도가 슈와 접촉하여 동력이 전달되는 피동계의 고유 진동수에 근접하는 구역에서 발생된다. 이와는 달리 표면 조도의 우연 함수적 분포로 발생하는 난진동은 차체의 고유 진동과의 공진을 야기한다^(3,4).

본 논문에서는 스쿠터 출발시 핸들의 과도한 진동의 원인을 규명하고, 그 진동의 감소 대책을 제시하기 위하여 첫째로 스쿠터 구동축계와 차체를 선형 모델링하여 고유 진동수와 고유 모드를 계산하고 둘째로 핸들의 고유 진동수와 진동 현상을 실험 측정하여 핸들의 공진 상태와 차체 모델링의 적합성을 고찰하는 한편, 셋째로 구축된 차체 모델링에서는 차체 모델 파라미터를 변경시키면서 전산적으로 핸들의 진동 거동을 비교하고 또한 클러치의 슈의 질량, 슈의 스프링과 슈의 마찰재를 변경시키면서 실험적으로 역시 핸들의 진동 감소 상태를 비교한다. 넷째로 고찰된 여러 가지 진동 감소 대책중에서 스쿠터의 출력면이나 진동 감소면에서 최적인 진동 감소 대책을 선정하여 제시한다.

2. 모델링

스쿠터 구동축계와 차체를 이산화된 선형 모델로 구성하면 다음과 같은 다 자유도 시스템의 운동방정식

$$M \cdot \ddot{x} + D \cdot \dot{x} + K \cdot x = F \quad (1)$$

으로 표시할 수 있으며, 여기서 **M**은 질량 매트릭스, **D**는 댐핑 매트릭스, **K**는 강성 매트릭스, **x**는 변위 벡터, 그리고 **F**는 여기 함수벡터이다.

다음의 2장의 각 절에서는 스쿠터 차체, 특히 핸들의 진동과 구동축계의 진동과의 공진관계를 규명하기 위하여, 구동축계의 여기 함수 **F**의 주파수와 구동축계와 차체의 질량 매트릭스 **M**과 강성 매트릭스 **K**를 참고문헌^(5,6,7)을 상호 검증하며 구한 후 구동축계의 비틀림 고유 진동수 및 굽힘 고유 진동수와 차체의 고유 진동수를 계산한다. 구동축계와 차체가 강으로 제작되었으므로, 고유 진동수 계산에 미치는 댐핑 **D**의 영향이 미소하므로 이산화과정에서 댐핑 **D**의 모델링은 생략하였다.

2.1 여기 주파수

모델링 대상인 90cc급 스쿠터의 엔진 토오크는 Fig.1과 같이 장착된 원심롤러에 따라 회전반경이 조정되는 드라이브 폴리로부터 V-벨트를 거쳐 드리븐 페이스 스프링에 의하여 회전 반경이 조정되는 드리븐 폴리에 전달되고 드리븐 폴리의 클러치 슈가 원심력에 의하여 클러치 아우터에 압착되면, 클러치 아우터에 연결된 치차 변속기단을 거쳐 타이어에 전달된다. 1기통 2사이클 엔진이므로 엔진 회전수가 $N(\text{min}^{-1})$ 일 경우 주기적인 회전 모멘트로부터 여기 주파수는 엔진 크랭크축상에 1차($=1 \cdot N/60$), 2차($=2 \cdot N/60$), 3차($=3 \cdot N/60$), \dots , n차($=n \cdot N/60$)가 되며, 드리븐 폴리 축상에는 이들 차수 성분에 V-벨트의 변속비 $i_v(=2.3 \sim 0.8)$ 를 곱한 여기 주파수가 될 것이며, 타이어상에는 드리븐 폴리 축상의 여기 주파수에 다시 치차 변속기단의 변속비 $i_{11}(=3.0)$ 과 $i_{12}(=3.142)$ 를 곱한 여기 주파수가 된다. 예로 표준하중

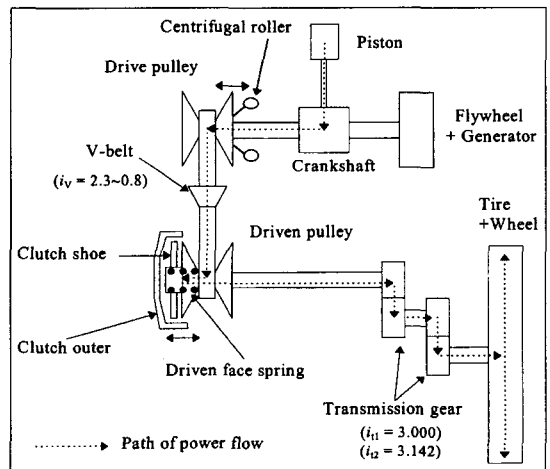


Fig. 1 Power flow in a driveline of the 90cc grade scooter

(승차인원 55kg + 차량하중)으로 출발시 엔진 회전수 $N=2,800(\text{min}^{-1})$ 은 엔진 크랭크축상에 1차 46.7Hz, 2차 93.4Hz, 3차 140Hz, ... 등의 주파수가, $i_v=2.1$ 인 경우의 드리븐 폴리 축상에 1차 22.2Hz, 2차 44.4Hz, 3차 66.6Hz, ... 등의 주파수가, 타이어상에는 1차 2.4Hz, 2차 4.8Hz, 3차 7.2Hz, ... 등의 주파수가 발생된다. Fig.2는 엔진 크랭크축상의 여기 주파수가 엔진 카운트를 통하여 핸들에 전달되는 진동신호의 차수 분석을 보이며 $3,000(\text{min}^{-1})$ 이하에서는 1차와 2차만이 탁월하다가 이 회전수 이상에서는 1차가 보다 탁월함을 알 수 있다.

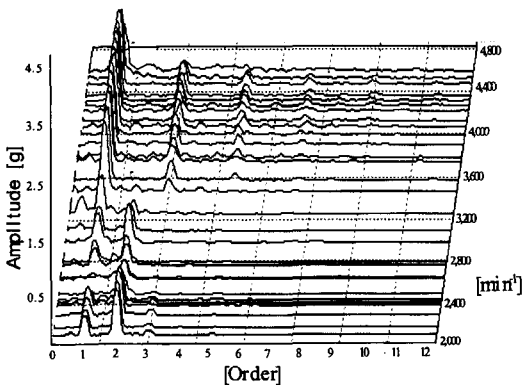


Fig. 2 Order analysis of the handle vibration due to the engine rotating moment

2.2 구동축계의 비틀림 진동 모델링

구동축계의 비틀림 고유 진동수와 고유 모드를 계산하기 위하여 Fig.1의 구동축계를 프로그램 Masstor와 Stiffor⁽⁵⁾를 이용하여 식(1)의 질량 매트릭스 **M**에 질량 관성 모멘트로, 강성 매트릭스 **K**에 비틀림 스프링 상수로 이산화 하되, 형상이 복잡한 제너레이터의 질량 관성 모멘트 계산은 상용 프로그램 NISA II⁽⁷⁾를 이용하였다.

Fig.3은 스쿠터가 출발시 치차변속을 포함한 구동축계를 7-자유도로 이산화한 것이며, Fig.4는 상용 프로그램인 ARLA - SIMUL⁽⁸⁾을 이용하여 계산된 6개의 비틀림 고유 진동수와 이에 따른 고유 모드를 보인다. 예로 제1차 고유 진동수에서는 차체에 대한 구동축계의 비틀림 거동을 보이며, 제2차 고유 진동수에서는 벨트를 기준으로 좌·우의 구동축계가 위상이 다른 비틀림 거동을 보이고, 제3차, 제4차, 제5차 및 제6차는 구동축계의 엔진 - 크랭크축 및 드리븐 폴리축의 탁월한 비틀림 진동을 보임을 알 수 있다.

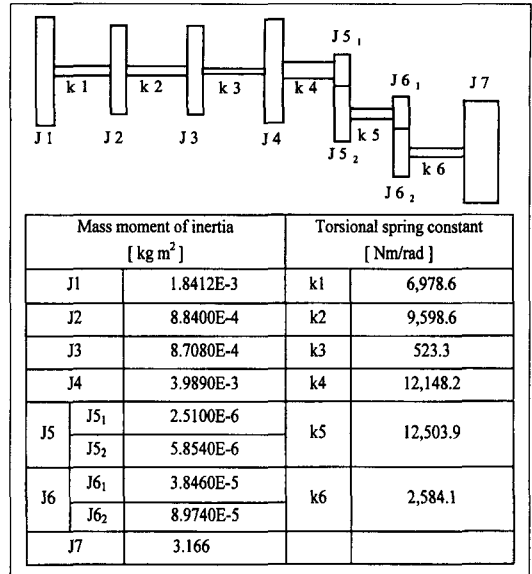


Fig. 3 Torsional vibration modeling of a scooter driveline

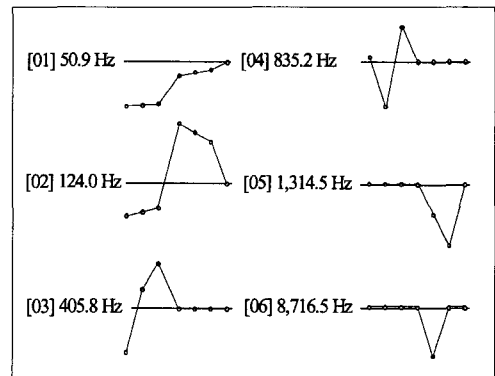


Fig. 4 Natural frequencies and mode shapes of a scooter driveline with 7 masses

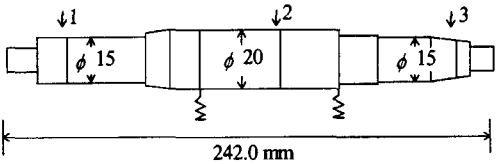
2.3 구동축계의 굽힘 진동 모델링

구동축의 설계 또는 제작 조건에 따라 그 크기에 차이는 있지만 불평형량이 항상 실재한다. 불평형량에 의한 구동축의 편심은 구동축이 회전할 경우에는 원심력을 발생시키고 굽힘 모멘트가 야기되며 구동축을 지지하는 베어링에 추가 부하가 걸린다. 구동축의 회전수가 구동축의 굽힘 고유 진동수와 일치할 때는 구동축계에는 과도한 부하가 걸리는 굽힘 위험 속도가 되는데 이 속도에서는 구동축이 굽힘 고유 진동수와 굽힘 고유 모드로 굽힘 진동을 하는 것이 아니고 구동축이 굽힘 모멘트에 의하여 준

정적 굽힘 변형상태를 나타낸다. 이러한 동적 거동과 핸들의 진동간을 규명하기 위하여 구동축계의 굽힘 고유 진동수와 고유 모드의 계산이 필요하므로 무단 변속 벨트를 기준으로 엔진 - 크랭크축계와 피동계의 2축계로 나누어 식(1)의 질량 매트릭스 M 과 강성 매트릭스 K 를 계산하되 FEM기법이 채택된 상용프로그램 ROSTAB⁽⁶⁾을 이용하였다.

Fig. 5는 스쿠터 엔진 - 크랭크 축계의 모델링 입력도이며 ROSTAB으로 계산한 3차까지의 굽힘 고유 진동수와 고유 모드가 Fig. 6에 보인다. 즉, 1차 358.2Hz 와 2차 389.7Hz 에서는 양쪽 크랭크축 베어링을 기준으로 1번과 3번 디스크의 위치에서 축의 굽힘 진동을 보이며, 3차 1,250.5Hz에서는 2번 디스크의 위치에서 축의 굽힘 진동을 나타낸다.

Fig. 7에서는 피동축계, 즉 스쿠터 드리븐 풀리 - 치차 변속기단을 구성하는 축계의 모델링 입력도이며, 이 축계의 3차까지의 굽힘 고유 진동수와 고유 모드는 Fig. 8에 보인다. 즉, 1차 202.4 Hz와 2차 4,191.6Hz, 3차



↓1: Drive pulley ↓2: Piston-Crank ↓3: Flywheel + Generator
 ⚡: Bearing

Fig. 5 Engine-crank shaft system of a scooter

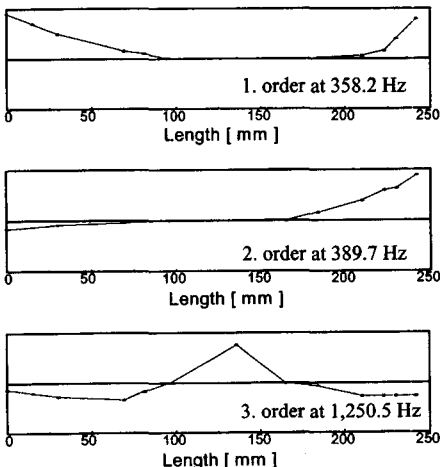
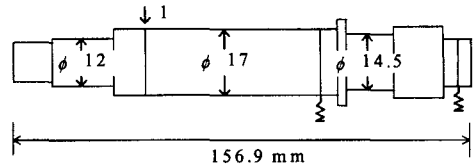


Fig. 6 Bending mode shape of the engine-crank shaft system

5,876.5Hz 모두에서 양쪽 지지 베어링을 기준으로 1번 디스크의 위치에서 축의 굽힘 진동이 나타나고 있다.



↓1 : Driven pulley + Clutch outer
 ⚡ : Bearing

Fig. 7 Driven shaft system of a scooter

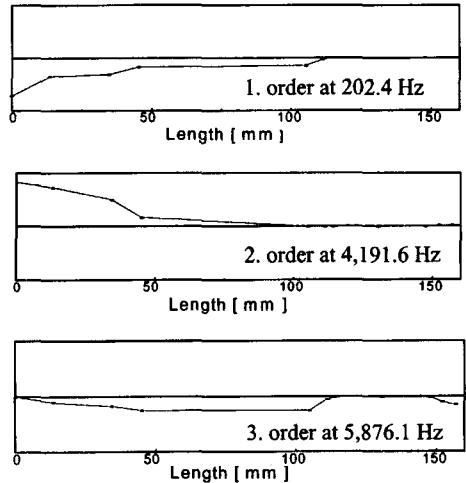


Fig. 8 Bending mode shape of the driven shaft system

2.4 차체 모델링

Fig. 9는 식(1)에 따른 차체의 질량 매트릭스 M 과 강성 매트릭스 K 를 구하기 위하여 상용 FEM프로그램 NISA II를 이용하되, 핸들, 후론트 포크, 후레임 보디와 타이어 등을 빔요소와 집중 질량 요소로 모델링한 스쿠터의 차체를 보인다. NISA II가 요구하는 모델링의 진동거동정도 조정척도 --모델링의 중량이 실물 중량의 90% 이상--를 만족시키도록 반복 수정된 모델링(여기서는 모델링의 중량이 실물 중량의 95%였음)의 요소수는 286개 이었고 절점의 수도 286개 이었다. 차체의 고유 진동수와 이에 따른 고유 모드중, Fig. 10과 11은 특히 2차(9Hz)모드와 3차(20Hz)에서는 A점을 기준으로 핸들과 포크 부분이 앞·뒤(x방향)로 진동하며, 5차(46Hz)모드에서는

A점을 기준으로 좌·우(y방향)로 진동하고 동시에 비틀림도 보이며, 9차(67Hz)모드에서는 B점을 기준으로 핸들 부분만 상·하(z 방향)로 진동한다.

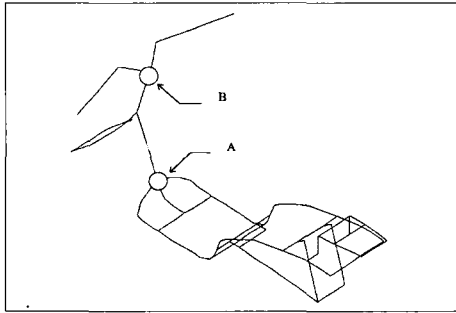


Fig. 9 FEM-Modeling (Base model) of a scooter body

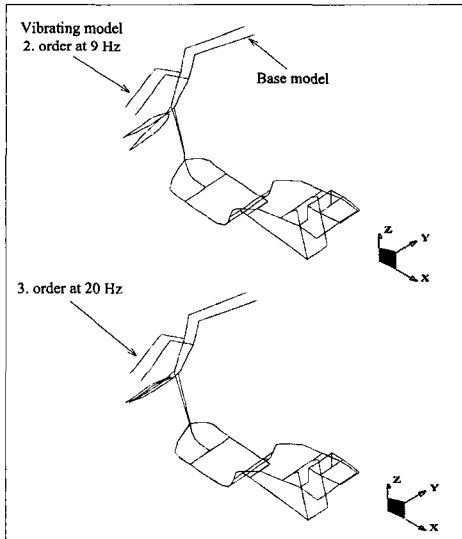


Fig. 10 2. and 3. Mode shape of a scooter body

3. 차체 진동 실험

차체중 핸들의 진동 실험은 충격 햄머로 핸들의 고유 진동수를 측정하는 실험과 출발시 핸들의 흔들림을 측정하는 실험등의 두가지로 나누어 수행하였다.

고유 진동수 측정 실험에서는 스쿠터를 자유 - 자유 상

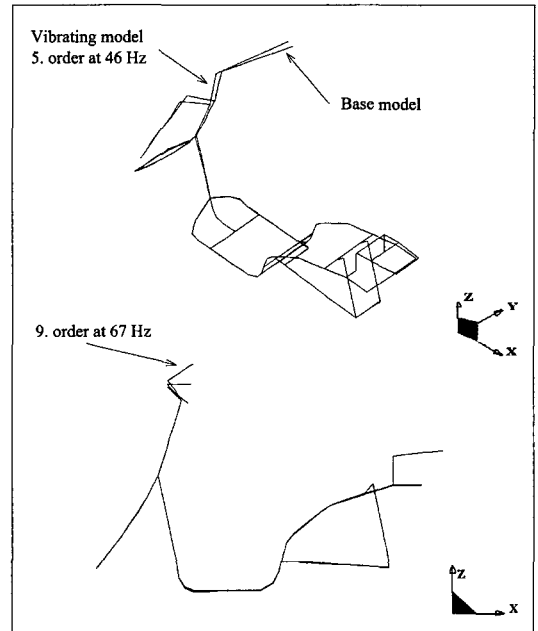


Fig. 11 5. and 9. Mode shape of a scooter body

태로 매달고 핸들에 가속도계를 접착한 후 앞바퀴 타이어나 또는 보디후레임에 충격을 가하면서, Fig.2 에서 탁월한 1차와 2차 여기 주파수와와의 공진 관계를 충분히 고찰하기 위하여 FFT상의 측정점은 512개, 샘플링 시간은 약 0.002초로 설정한 후 스펙트럼 분석을 하였다. Fig.12에서 핸들의 고유 진동수는 1차 9Hz, 2차 20Hz, 3차 46Hz와 4차 67Hz이며, 이 실험 결과는 앞 절 2.4 차체 모델링의 결과와 동일함을 알 수 있다. 엔진 회전수 2,800(mim-1)으로 출발시, 고유 진동수 측정 경우와 동일한 지점에서의 가속도를 측정하여 진폭은 중력 가속도 g의 단위로 주파수 폭은 Fig.2의 차수 분석 특성을 고려하여 3차 성분까지 해석 가능한 200Hz로 나타난 주파수 응답을 구한 것이 Fig.13으로 공진 진폭이 9Hz, 20Hz, 46Hz, 92Hz와 138Hz에서 탁월함을 알 수 있다.

4. 핸들 진동 감소 대책

제2장에서 계산된 스쿠터 엔진의 회전 모멘트에 따른 여기 주파수와 구동축계 모델링으로부터 비틀림 고유 진동수, 굽힘 고유 진동수 및 차체 모델링으로부터의 고유 진동수, 그리고 제3장의 실험으로 측정된 차체의 고유 진동수 및 공진 주파수를 서로 비교 검토하기 위하여

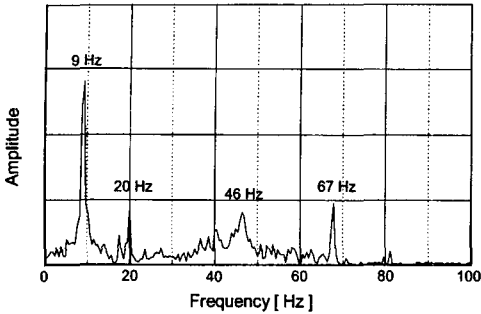


Fig. 12 Natural frequency of a scooter body

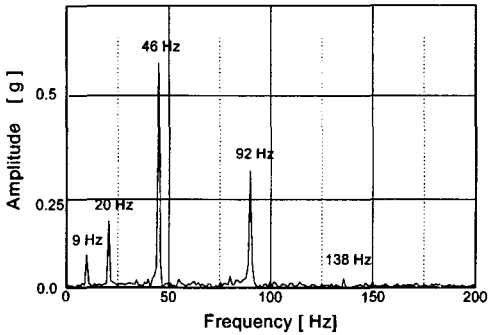


Fig. 13 Vibration response characteristics of the scooter handle

Table 1에 요약하였다.

특히 Remarks에서는 여기 주파수가 출발 회전수 2,800(min^{-1})를 기준으로 계산되었으며, 비틀림 고유 진동수는 이산화 7-자유도-구동축계 모델링으로, 굽힘 고유 진동수는 엔진 - 크랭크축계와 드리븐 풀리 - 치차 변속기단의 두가지 축계를 FEM방법으로 계산된 것을 나타내며, 차체의 탁월한 고유 진동수는 충격 햄머로 실험하여 구해진 것이며, 차체의 탁월한 공진 주파수는 출발 회전수에서 실험 측정된 것을 의미한다.

Table 1로 부터 본 논문 대상인 90cc급 스쿠터의 차체 또는 핸들의 출발시 진동은 구동축계의 비틀림 고유 진동수나 굽힘 고유 진동수가 여기 주파수와 공진에 의하여 야기된 것이 아니라, 한편으로는 차체의 고유 진동수인 9Hz, 20Hz와 46Hz가 야기되었고 다른 한편으로는 엔진 - 크랭크축계의 1차와 2차가 야기되었음을 알 수 있다. 전자는 Fig.1의 클러치 슈(슈의 질량과 슈스프링)와 클러치 아우터 및 피동계간에, 이미 머리말에서 언급한 바와 같이 자려진동 메커니즘 -슈의 회전 속도가 클러치 슈의 비틀림 고유 진동수(64Hz) 및 피동계의 고유 진동

Table 1 Calculated and measured frequencies

Subject	Frequencies of a scooter	n th order (Hz)	Remarks	
Modeling	Excitation frequencies	e-c	1.ord(46.7Hz), 2.ord(93.4Hz), 3.ord(140Hz), . . .	at the 2,800 [min^{-1}]
		d-p	1.ord(22.2Hz), 2.ord(44.4Hz), 3.ord(66.6Hz), . . .	
		t	1.ord(2.4Hz), 2.ord(4.8Hz), 3.ord(7.2Hz), . . .	
	Torsional natural frequencies of driveline	1.ord(30.9Hz), 2.ord(124.0Hz), 3.ord(405.8Hz), 4.ord(835.2Hz), 5.ord(1,314.5Hz), 6.ord(8,716.5Hz)	discrete 7-DOF-system	
	Bending natural frequencies of driveline	e-c 1.ord(358.2Hz), 2.ord(389.7Hz) 3.ord(1,250.5Hz) d-p 1.ord(202.4Hz), 2.ord(4,191.6Hz) 3.ord(5,876.5Hz)	FEM	
Natural frequencies of body/handle	1.ord(9Hz), 3.ord(20Hz), 5.ord(46Hz), 9.ord(67Hz)	FEM		
Experiment	Dominant natural frequencies of body/handle	9 Hz, 20 Hz, 46 Hz, 67 Hz	Impact hammer	
	Dominant resonance frequencies of body/handle	9 Hz, 20 Hz, 46 Hz, 92 Hz	at the 2,800 [min^{-1}]	

Note : • e - c : engine - crank shaft, d - p : driven pulley shaft, t : tire
• ord : order

수에 근접하는 구역에서 발생 - 에 의하기 보다는 건식 클러치의 표면조도의 우연 함수적 분포로 인한 난진동 여기가 바로 차체의 고유 진동수를 야기시킨 것이다(Fig.13, (1)). 특히 46Hz역은 차체의 고유 진동수인 반면에 엔진 - 크랭크축계의 1차와도 동일함으로 결과적으로 엔진 - 크랭크축계의 불평형량에 의한 진동 야기기도 되며, 건식 클러치에 의한 야기기도 되는 이중의 야기 성향을 갖고 있다.

차체, 특히 핸들의 진동 원인이 규명됨에 따라 여러 가지 진동 감소 대책을 고려할 수 있다. 기본적인 진동 감소 3방안 - 즉, 진동원의 조정에 따른 여기 진폭을 감소, 진동계의 진동 파라미터를 변경함으로 공진역을 운용 회전수역외로 천이, 그리고 진동계에 추가적인 동흡진기나 댐퍼를 장착 - 중에 경제적으로나 기술적으로 용이하게 제안될 수 있는 스쿠터 핸들의 진동 감소 대책으로는

- 1) 진동 여기 진폭 조정
 - 클러치 슈의 질량을 감소시켜 1차 성분의 불평형량을 감소
 - 클러치 슈의 마찰패드의 표면조도 및 마찰계수 감소
- 2) 진동계의 진동 파라미터 변경
 - 차체의 강성을 증가시켜 차체의 고유 진동수를 높힘과 같으며 그 외에 진동계의 기구학적 조건을 변경하여

3) 공진역을 고속으로 통과

- 클러치 슈의 스프링 상수를 높힘으로 출발 회전수 보다 높은 회전수에서 마찰표면간의 접촉이 이루어져 출발시의 공진역의 체재시간을 단축

등이다. 물론 구동계의 각 부품의 제작 정도, 예로 진직도, 동심도 등, 와 조립 공차를 조정함으로써 비선형적 진동 발생을 감소시키게 하는 방법도 있지만 본 논문에서는 위의 3 종류로 분류된 4가지 대책에 대하여만 고찰한다.

Fig.14는 기준 클러치의 클러치 슈의 질량 $m=155g$, 스프링상수 $k=3.6kgf/mm$ 와 운용온도 $150^{\circ}C$ 조건하의 마찰계수 $\mu=0.4$ 에서, k 와 μ 는 고정하고 m 만을 $m=155g, 150g, 135g$ 으로 변화시키면서 실험한 핸들의 진동 응답을 대비한 것으로 $m=135g$ 인 경우가 $m=155g$ 인 경우보다 불평형량의 감소로 인하여 9Hz 및 20Hz의 공진진폭의 감소는 물론 특히 1차 성분에서 10dB의 공진 진폭 감소를 보인다.

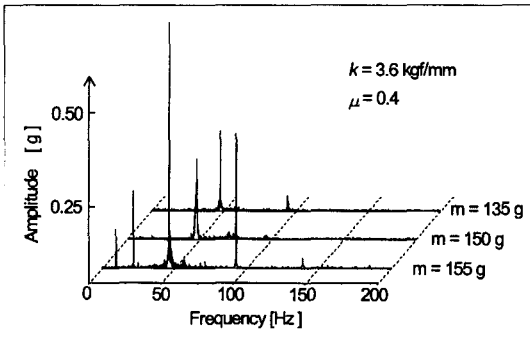


Fig.14 Vibration response characteristics of a scooter handle with variation of mass of clutch shoe

Fig.15는 $m=155g$ 과 $k=3.6kgf/mm$ 인 기준 클러치에서 μ 만을 $\mu=0.4, 0.37, 0.3$ 으로 변화시키면서 실험한 핸들의 진동 응답을 대비한 것으로 $\mu=0.3$ 인 경우가 $\mu=0.4$ 인 경우보다 1차 성분은 물론 다른 공진 진폭도 현저하게 감소함을 알 수 있다. 특히, 1차 성분은 9dB의 진폭 감소를 보인다.

이것은 마찰계수가 높고 온도 및 마찰표면간의 상대적 미끄럼속도에 따라 마찰계수의 변동율이 높은 마찰재가 마찰계수도 낮고 마찰계수의 변동율이 낮은 마찰재 보다 진동을 쉽게 야기시키는 사실과 일치한다⁹⁾.

Fig.16 은 예로서 Fig.11의 5차 46Hz의 차체 고유 모드가 A, B, C 부분 차체 프레임의 두께를 $t=2mm$ 에서 $t=4mm$ 로 증가시켜 강성을 보강하였을때 FEM-모델링

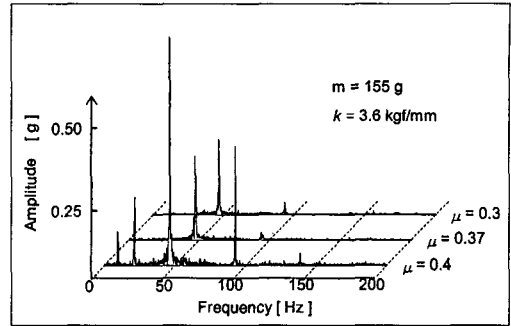


Fig. 15 Vibration response characteristics of a scooter handle with variation of friction coefficient of clutch shoe

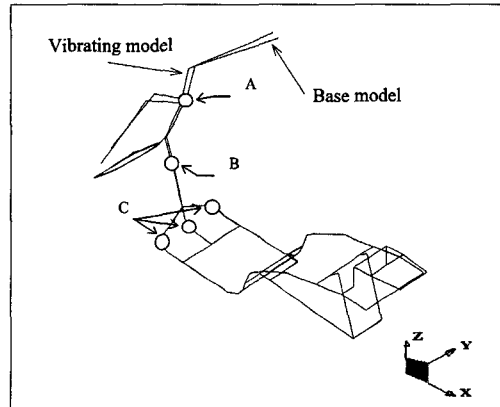


Fig. 16 5. Mode shape at the natural frequency, $f_n=50$ Hz of a scooter

에서 전산적으로 계산된 고유 진동수는 50Hz로 높아지고 있음을 보인다.

고유 모드는 Fig.11과 비교하여 큰 변화는 없으나, 고유 진동수의 상승으로 출발시의 공진역이 천이 되었고 50Hz에 해당되는 스쿠터의 엔진 회전수 $3,000(\text{min}^{-1})$ 은 출발후 즉시 통과하는 회전수이므로 출발시의 불안정한 핸들의 진동은 감지할 수가 없었다.

Fig.17은 $m=155g$ 과 $\mu=0.4$ 의 기준 클러치에, k 만을 $k=3.6kgf/mm, 5.2kgf/mm$ 으로 변화시키면서 실험한 핸들의 진동 응답을 대비한 것으로 $k=5.2kgf/mm$ 인 경우가 $k=3.6kgf/mm$ 인 경우보다 9Hz 및 20Hz의 공진 진폭의 감소와 특히 1차 성분에서 3dB의 진폭 감소를 보인다. 이러한 진폭 감소의 효과는 드리븐 폴리의 드리븐 페이스의 스프링 상수를 낮춤으로 출발시의 공진역을 고속으로 통과시키게 하는 방법으로도 가능하다.

위의 4가지 대책에서 클러치 슈의 질량을 감소시키는

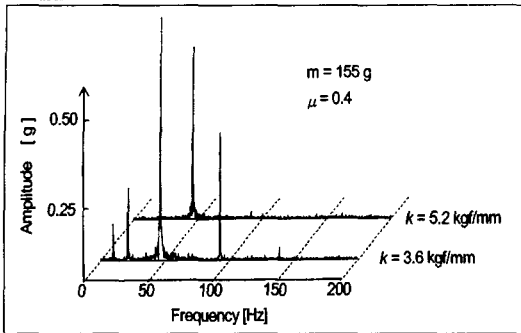


Fig. 17 Vibration response characteristics of a scooter handle with variation of spring constant of clutch shoe

경우, 즉 $m=155g$ 에서 $m=135g$ 으로 할 때, 예로 1차 성분의 진폭 감소는 10dB로 진동 감소의 효과는 양호하나 사시 다이아모 실험에서 스쿠터의 주행 속도역 20~60km/h에서 공칭 4.7마력의 스쿠터동력이 30% 감소하는 문제가 생기고, 또한 차체 프레임 두께를 $t=2mm$ 에서 $t=4mm$ 로 변경할 때는, 예로 5차 고유 진동수는 $4Hz(=240(\text{min}^{-1}))$ 가 높은 50Hz가 되어 출발시의 회전수를 바로 통과하게 되므로 핸들의 진동을 느낄 여유가 없겠지만, 차체의 무게가 7% 증가되며 차체 프레임을 재설계 하여야 되는 어려운 점이 있다. 따라서, 관련 부품업체나 애프터서비스 업체에서는 클러치 슈의 마찰계수 $\mu=0.4$ 를 $\mu=0.3$ 으로 조정된 마찰재를 사용하거나 클러치 슈의 스프링 상수 $k=3.6\text{kgf/mm}$ 를 $k=5.2\text{kgf/mm}$ 으로 향상시키므로 진동을 감소시킬 수 있으며, 만약 이 2가지 대책이 병행된다면 기술적으로나 경제적으로 용이한 진동 감소 대책이 되겠다⁽¹⁾.

5. 맺음말

이륜차 차체, 특히 스쿠터의 핸들의 진동 원인과 진동 감소 대책을 고찰하기 위하여 한편으로는 스쿠터 구동축계의 비틀림 진동 모델링과 굽힘 진동 모델링 그리고 차체의 모델링을 구축한 후 전산적으로 각각의 모델에 대하여 고유 진동수와 고유 모드의 계산으로 구동축의 진동 특성을 파악하고 다른 한편으로는 차체의 고유 진동수와 스쿠터 출발시 진동 응답을 실험하여 엔진 - 크랭크축계의 회전 모멘트의 여기 및 자동 원심식 건식 슈 클러치의 여기와의 공진 관계를 비교하였다.

스쿠터 핸들 진동의 원인으로는 엔진 - 크랭크축계의 1

차와 2차 성분이 전달되었고 또한 건식 클러치의 표면조도에 따른 난진동 여기가 차체의 고유 진동수를 야기시킨 것으로 규명되었으며, 이들 진동 거동을 참고로 하여 클러치 슈의 마찰계수를 감소시키거나 클러치 슈의 스프링 상수를 증가시키면 보다 기술적으로 현실화 할 수 있는 효율적인 진동 감소 대책으로 제시할 수 있었다.

감사말

본 논문은 통상산업부의 '96 산·학·연 지역 컨소시엄 연구 개발 과제인 "이륜차의 진동·소음 감소 대책에 관한 연구" 내용의 일부로서, 본 논문상의 모델링 및 실험이 가능하게끔 스쿠터 관련 부품의 도면 제공과 사시 다이아모 실험대 사용에 협조해 주신 덕창 기업 주식회사와 대림 자동차 공업 주식회사의 관련 여러분께 감사를 포함합니다.

참고 문헌

1. 박 보 용, "이륜차의 진동·소음 감소 대책에 관한 연구", '96산·학·연 지역 컨소시엄 연구보고서, (인천대학교 중소기업 기술개발 지원센터), 1997.
2. Willumeit, H.-P., 박보용, "차량역학", 동명사, 1997.
3. Aronov, V., D'souza, A. F., Kalpakjian, S., Shareef, I., "Interactions Among Friction, Wear, and System Stiffness - Part 2 : Vibrations Induced by Dry Friction", Transactions of the ASME, J. Tribology, Vol.106, pp. 59 - 64, January 1984.
4. Pfeiffer, F., Glocker, Ch., "Multibody Dynamics with Unilateral Contacts", John Wiley & Sons, Inc., 1996.
5. 박 보 용, "승용차용 Dynamic Vibration Absorber / -Damper의 시작 개발에 관한 연구", (기아자동차), 1993.
6. Rotor Bearing Technology & Software, Inc., "ROSTAB User's Manual", 1986.
7. EMRC., "NISA User's Manual", 1993.
8. ARLA Maschinenteknik GmbH, "ARLA-SIMUL User's Manual & Reference Manual", 1995.
9. Ludema, K. C., "Friction, Wear, Lubrication", A Textbook in Tribology, CRC Press, 1996.