

〈본 연구는 96년도 교육부 학술조성비(ME 96-D-21)에 의해서 연구되었음〉

기어쌍의 래틀진동에 대한 영향도 평가 및 기어 진동 저감을 위한 대책 제시

안병민*, 최은오**, 홍동표***

Influence Rate Estimation of Gearpair on the Rattle Vibration and Counterplan Suggestion for Reduction of Gear Vibration

Byoung-Min Ahn*, Eun-O Choi**, Dong-Pyo Hong***

Abstract

In recent year, as the demand about low vibration and noise vehicle is increased constantly, automobile companies try to a lot of things to achieve this demand. Gear rattle vibration become an emergency problem to be cured at idling.

There are two kinds method to reduce idle gear rattle vibration. One is optimization of clutch damper design parameters(stiffness, hysteresis torque, preload, length of 1st stage), the other is system parameters modification(inertia, drag torque, backlash, etc.). But these methods are impossible to estimate influence rate of each gearpair on the idle gear rattle vibration.

In this study, 14 degrees of freedom nonlinear model is developed to analyze influence rate of each gearpair on the idle gear rattle vibration and the counterplan to reduce the gear noise is suggested through the shift system modification.

Keywords : Gear Rattle Vibration(기어 래틀진동), Influence Rate(영향도), Gearpair(기어 쌍), Shift System(변속 시스템)

* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

** 단국대학교 기계공학과

*** 전북대학교 기계공학부, 자동차 신기술 연구소

최근들어 저진동, 저소음 차량에 대한 소비자들의 요구가 꾸준히 증가함에 따라 자동차 업계에서는 차량의 진동소음을 저감시키기 위해서 많은 노력을 기울이고 있을 뿐만 아니라 공회전시에는 변속기 내부 기어의 충돌에 의해 발생하는 기어 래틀진동이 시급히 해결해야 할 문제가 되었다. 기어 래틀진동은 수동 변속기에서 발생하는 진동 중의 하나이며 수동 변속기 내부 기어와 기어 사이에 존재하는 백래쉬 때문에 엔진 토크 변동이나 구동계의 비틀림 진동에 의해 발생하는 변속기 내부 자유기어들의 충돌 현상으로 심한 소음과 진동을 야기시키고 있다. 특히 가솔린 엔진 보다는 엔진 토크 변동이 큰 디젤 엔진을 탑재한 차량에서는 기어 래틀진동이 공회전시 가장 중요한 문제의 하나로 대두되었다.

기어 래틀진동을 저감시키기 위한 연구는 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째는 클러치 댐퍼 설계 파라미터인 강성, 히스테리시스 토크, 프리로드, 1단의 길이를 최적화^(1~5) 시켜 기어 래틀진동을 줄이는 것이고, 두 번째는 기어 백래쉬의 저감, 변속기 윤활유의 고점도화, 플라이휠 관성의 증가 등의 시스템 파라미터들의 설계 변경^(6~8)을 통한 연구이다. 그러나 이러한 연구는 변속기 각 기어쌍의 기어 래틀진동에 대한 영향도를 평가하기에는 불가능한 실정이다.

본 연구에서는 공회전시 엔진-클러치-변속기 시스템을 14 자유도 비선형 시스템으로 모델링하였으며, 변속기 각 기어쌍의 래틀진동에 대한 영향도를 평가하고 래틀진동을 줄일 수 있는 변속 시스템 설계기법에 관한 대책을 제시하고자 한다.

2. 시스템 모델링 및 기어 래틀진동 발생 한계

2.1 엔진-클러치-변속기 시스템 모델링

공회전시에는 엔진의 동력이 변속기까지만 전달되기 때문에 공회전시 기어 래틀진동 해석 모델은 엔진-클러치-변속기 시스템의 적절한 모델링으로부터 가능하다. 본 연구 대상 차량은 6 실린더 in-line 엔진, 메인댐퍼 클러치, 3축 변속기를 갖는 대형트럭이며 배기량은 7.5리터이다. Fig. 1은 본 연구에서 사용한 수동 변속기의 공회전시 개략도 및 동력 흐름을 표시하였다. 국내에서 양산되는 대부분의 대형 트럭용 변속기는 Fig. 1과 같이 변속시스템이 출력기어에 위치하고 있지만 국내 승용차 일부 차종 및 유럽의 일부 차종에는 변속 시스템이 카운터 기어 및 출력기어에 분산된 변속기가 사용되고 있다. 엔진 토크는 클

러치를 통해서 입력 기어(input gear) → 카운터 기어(counter gear) → 출력 기어(main gear) 순으로 전달된다. 본 연구대상 변속기는 오버드라이브(over drive)단이 있는 6단 변속기이다. 5단은 직결(direct)단으로써 공회전시에 공전하는 기어가 있지 않고, 6단 기어는 싱크로나이저(synchronizer)와 같은 변속 시스템이 카운터 기어에 있어 공회전시 기어쌍이 회전하지 않는다. 그리고 나머지 기어는 변속시스템이 출력기어에 존재하여 공전하고 있다. 기어 래틀진동은 공회전시 공전하는 기어쌍의 충돌에 의해서 발생하는 진동 현상이므로 본 연구대상 변속기에서는 5단과 6단을 제외한 1단, 2단, 3단, 4단, 후진 기어쌍에서 래틀진동이 발생한다. 변속기의 동력흐름 및 변속 메커니즘을 고찰하여 공회전시 구동계의 동적 요소들을 Fig. 2와 같이 반 한정계 비선형 14 자유도로 모델링하였다.

엔진을 하나의 등가관성으로 취급하여 하나의 집중질량으로 모델링 하였으며 클러치 허브를 하나의 집중질량으로 모델링하였다. 변속기 기어 각각이 래틀진동에 대한 영향도를 평가하기 위해서 등가화하지 않고 각각 하나의 집중질량으로 모델링하였고 후진을 위한 아이들러 기어(idler gear)는 후진 기어에 등가화 하였다. 구성 요소에 대한 설명 및 각각의 관성 값은 Table 1에 정리하였다. 개발된 모델은 클러치의 비선형성을 포함하고 있고 각각 기어쌍들은 백래쉬를 내포하고 있다. 그리고 각각의 기어들에는 변속기 내부의 오일에 의한 드래그 토크가 작용하고 있다.

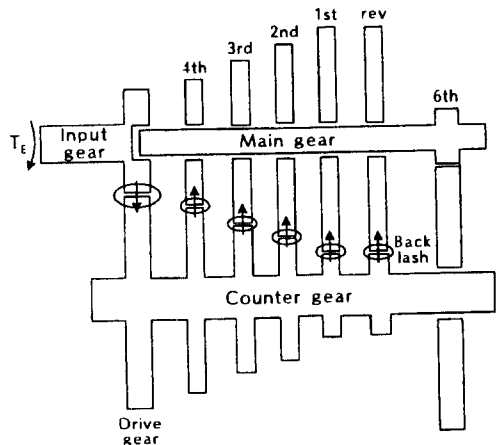


Fig. 1 Schematic diagram of manual transmission

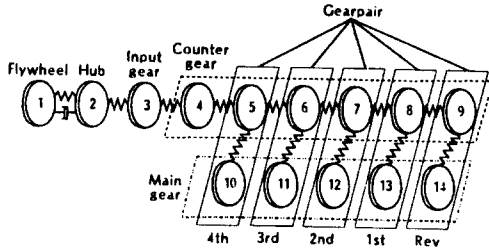


Fig. 2 14 degrees of freedom model

Table 1 Developed model explanation

No.	Explanation	Inertia(kgm)
1	engine flywheel	1.289640
2	clutch hub	0.001758
3	input gear	0.002497
4	dirve gear	0.010675
5	4th counter gear	0.004711
6	3rd counter gear	0.002541
7	2nd counter gear	0.001019
8	1st counter gear	0.000316
9	reverse counter gear	0.000591
10	4th main gear	0.001057
11	3rd main gear	0.007150
12	2nd main gear	0.016044
13	1st main gear	0.022489
14	reverse main gear	0.029236

엔진의 주어진 주파수는 크랭크축의 1회전당 점화 펄스의 숫자와 관련이 있다. 본 연구 대상 차량은 6실린더 4 사이클 디젤 엔진을 탑재한 차량이므로 3차 차수가 주어진 차수가 된다. 본 연구에서는 3차 뿐만이 아니라 이것의 조화항인 6, 9, 12차 차수까지 고려하였으며 엔진 가진 토크는 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$T_E(t) = A \sin(3\omega t) + B \sin(6\omega t) + C \sin(9\omega t) + D \sin(12\omega t) \quad (1)$$

여기서 ω 는 엔진의 기본 회전수로 600rpm이며, A,

B, C, D는 엔진토크 각 차수의 크기이며 $A=1130\text{Nm}$, $B=438\text{Nm}$, $C=146\text{Nm}$, $D=36\text{Nm}$ 이다. 그리고 이런 값들은 실차실험을 통해 플라이휠 링기어의 각속도를 계측한 후 주파수 분석을 통해 그 값을 구하였다.

승용차에서는 주로 2단 프리덴퍼 클러치를 많이 사용하지만 대형트럭에서는 아직 메인덴퍼 클러치를 많이 사용한다. 본 연구에서는 2단 메인덴퍼 클러치를 사용하였으며 비틀림 곡선은 Fig. 3과 같고 실차실험을 통해서 구한 클러치 파라미터들은 Table 2와 같다.

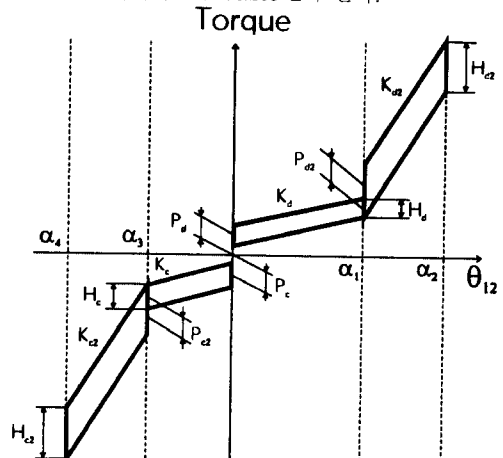


Fig. 3 Torsional characteristic of two stage main damper clutch

Table 2 Clutch design parameters

Clutch type	Two stage main damper	
	1st stage	2nd stage
Operating angle	Drive	$0^\circ \sim 2.5^\circ$
	Coast	$0^\circ \sim -2.5^\circ$
Stiffness	3934 Nm/rad	7868 Nm/rad
Hysteresis torque	39.24 Nm	39.24 Nm
Preload	9.81 Nm	53.955 Nm

공회전시에는 엔진 토크 부하가 매우 작기 때문에 클러치의 작동각이 메인덴퍼 1단의 영역을 벗어나 2단에서 작동하는 것은 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 클러치가

1단 메인덤퍼 영역에서 작동한다고 가정하였으며 클러치의 강성, 히스테리시스, 프리로드를 고려하여 클러치의 비틀림 토크를 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 T_C &= K_d \cdot \theta + H_d/2 + P_d \quad \text{when } \dot{\theta} \geq 0 \ \& \ \theta \geq 0 \\
 &= K_d \cdot \theta - H_d/2 + P_d \quad \text{when } \dot{\theta} < 0 \ \& \ \theta \geq 0 \\
 &= K_c \cdot \theta + H_c/2 - P_c \quad \text{when } \dot{\theta} \geq 0 \ \& \ \theta < 0 \\
 &= K_c \cdot \theta - H_c/2 - P_c \quad \text{when } \dot{\theta} < 0 \ \& \ \theta < 0
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

여기서 K_d 는 정(+)
방향 클러치 강성, K_c 는 부(-)
방향 클러치 강성, H_d 는 정방향 히스테리시스 토크,
 H_c 는 부방향 히스테리시스 토크, θ 는 클러치의 작동각,
 $\dot{\theta}$ 는 클러치의 상대 각속도이다.

2.2 기어 래틀진동 발생 한계

기어 래틀진동은 종동기어가 구동기어에 접하고 있을 때는 발생하지 않는다. 가스 폭발에 의한 엔진의 토크 변동은 클러치를 통해 변속기에 전달되고 기어 래틀진동을 발생시킬 수 있는 진동원이 된다. 기어 래틀진동은 엔진의 토크 변동에 의해서 종동기어의 관성 토크가 변속기 내부의 드래그 토크보다 클 때 발생⁽⁶⁾한다. 따라서 기어 래틀진동의 발생 한계는 식 (3)과 (4)로 표현할 수 있다.

$$T_D - |J \cdot \ddot{\theta}(t)| < 0 : \text{rattle} \tag{3}$$

$$T_D - |J \cdot \ddot{\theta}(t)| \geq 0 : \text{no rattle} \tag{4}$$

여기서 T_D 는 각 기어에 작용하는 드래그 토크, J 는 각 기어의 관성, $\ddot{\theta}(t)$ 는 각 기어의 각가속도이다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

3.1 컴퓨터 시뮬레이션 방법

각 기어쌍의 기어 래틀진동에 대한 영향도를 평가하고자 각각의 기어 사이에 존재하는 백래쉬를 고려하였기 때문에 많은 비선형성이 시스템 내부에 포함되어 있다. 본 연구에서는 비틀림진동 전용 해석 프로그램인 ARLA-SIMUL^(10,11)

을 사용하였다. ARLA-SIMUL은 적분 수행시 테일러 급수 전개로 처음의 5항을 이용해 계산을 수행한다. 먼저 개발된 모델에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 각각의 기어쌍이 기어 래틀진동에 미치는 영향도를 평가하였다.

기어 래틀진동을 저감시키기 위해서 출력 기어에 위치하고 있는 각 기어단의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때 각 기어쌍이 기어 래틀진동에 미치는 영향도를 평가하였다. 출력 기어에 위치하고 있는 변속 시스템을 카운터 기어로 옮기면 Fig. 4와 같이 공회전시에는 변속 시스템을 카운터 기어로 옮긴 기어 쌍은 회전하지 않으므로 기어 래틀진동을 발생하지 않으며 원래의 14 자유도 비선형 모델에서 12자유도 비선형 모델로 축소가 되고 변화된 모델은 다시 파라미터 값들을 계산하여 시뮬레이션을 수행하였다.

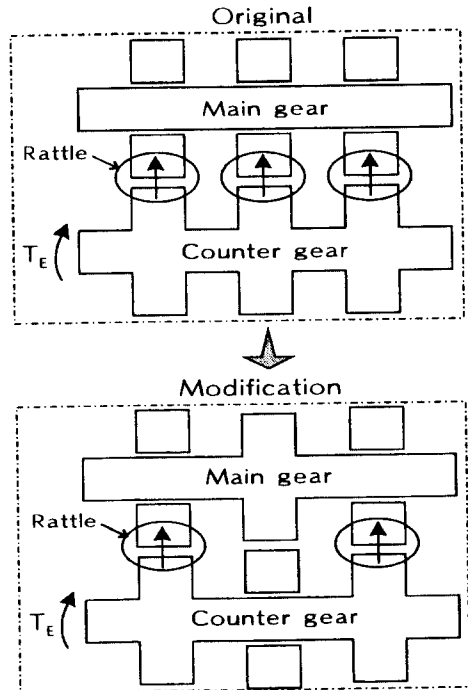


Fig. 4 Key idea for eliminating gear rattle vibration

3.2 시뮬레이션 결과

시뮬레이션 결과는 각 단 출력기어의 각가속도를 이용하여 분석하였다. 그러나 각 기어쌍의 관성이 모두 다르기 때문에 각가속도만을 이용해 각 기어쌍의 래틀진동에 대

한 영향도를 평가하기는 어렵다. 따라서 각가속도에 Table 1의 기어 관성을 곱하고 관성 토크를 계산하여 분석을 하였다. 즉 관성 토크가 크면 클수록 기어 래틀진동이 더 크다. 출력기어에 위치하고 있는 변속 시스템을 카운터 기어로 옮긴 다음의 시뮬레이션 결과는 관성 토크와 관성 토크의 피크(peak) 값들만을 값의 절대치를 평균하여 기어 래틀진동의 증감 여부를 평가하였다.

Fig. 5는 시뮬레이션 결과의 각가속도에 기어 관성을 곱하여 계산한 각 단 출력기어의 관성토크를 보여주고 있다. 결과를 보면 기어 래틀진동의 발생 횟수는 모든 기어에서 거의 같음을 알 수 있다. 피크치들을 살펴보면 1단의 피크 값이 가장 크고 후진, 2단, 3단 기어는 비슷하고 4단 기어는 다른 기어에 비하여 적다. 피크의 평균 관성 토크를 보면 1단 기어가 가장 크고 3단, 2단, 후진, 4단 기어 순이다. 따라서 1단 기어가 공회전시 기어 래틀진동에 가장 많은 영향을 미치고 있고, 3단, 2단, 후진기어가 비슷하게 영향을 미치고 있으며 4단 기어가 공회전시 기어 래틀에 미치는 영향이 가장 적다.

시뮬레이션 모델의 타당성을 높이기 위해서 속도센서를 이용해 실차실험을 수행했다. 속도 센서의 부착이 용이한 출력 기어 1단 부분의 변속기 케이스에 구멍을 뚫고 속도 센서를 삽입하여 출력기어 1단의 속도 변동값을 측정하였다. Fig. 6은 출력기어 1단의 각가속도이다. 이는 Fig. 5의 시뮬레이션 결과인 출력기어 1단의 관성 토크와 그 경향이 매우 유사하다. 관성 토크는 각가속도에 기어 관성을 곱한 것이므로 실차실험결과인 출력기어 1단의 각가속도와 시뮬레이션 결과가 매우 유사함을 알 수 있다. 따라서 본 연구의 해석 모델이 타당성이 있다고 할 수 있다.

공회전시 기어 래틀진동을 저감시키기 위해서 출력 기어에 위치하고 있는 변속 시스템을 출력 기어에서 제거하고 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과를 Fig. 7~Fig. 9에 나타냈으며, 관성 토크의 피크 값들을 평균하여 원래의 변속기와 비교해서 래틀진동의 증감여부를 Table 3에 정리하였다.

Fig. 7과 Table 3은 후진 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과이다. 후진 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼기 때문에 후진 기어 쌍은 회전하지 않으므로 후진 기어쌍에서는 래틀진동이 발생하지 않고 1단~4단 기어쌍에서 래틀진동이 발생하고 있다. 원래 변속기의 기어와 비교해 보면 1단 기어와 3단 기어의 래틀진동이 미소량 증가하였으며, 2단과 4단 기어에서는 래틀진동이 크게 감소하였다. 후진기어에서

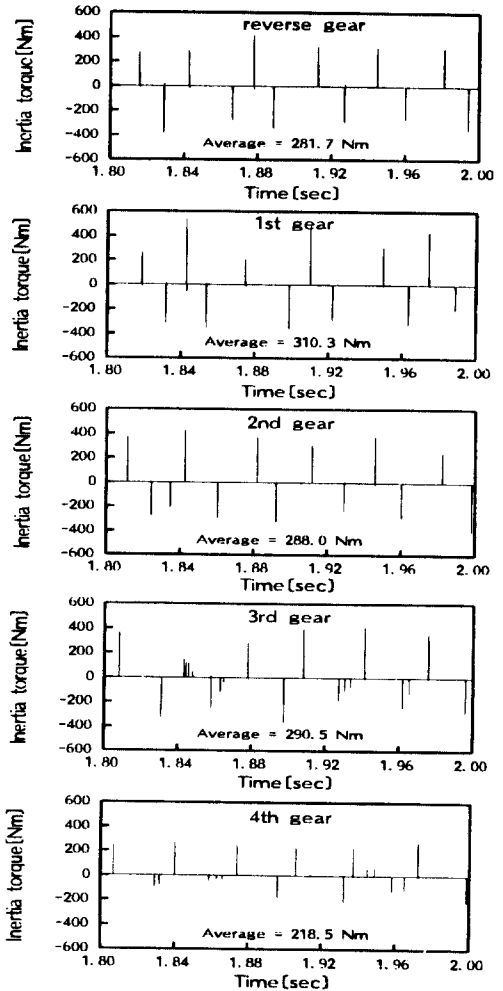


Fig. 5 Original gear set simulation results

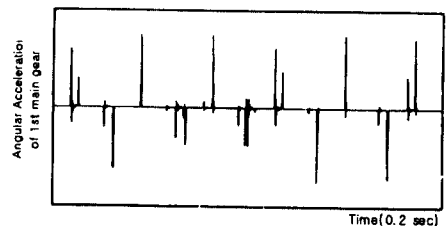


Fig. 6 Experiment result of 1st main gear

발생하는 래틀진동을 제거하였고 나머지 기어에서의 래틀진동 또한 종합하면 상당량 저감시켰다. 그리고 래틀진동의 횟수는 모든 기어에서 원래 변속기의 기어와 동일하게 거의 같다.

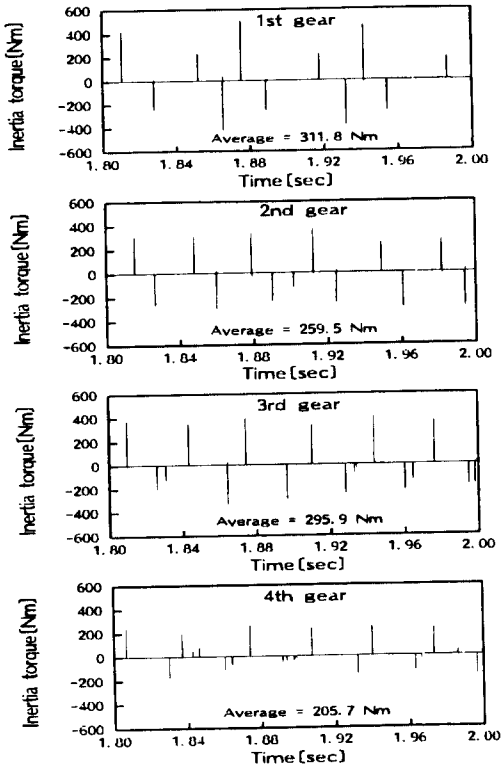


Fig. 7 Simulation results when the shift system of reverse gear is removed from main gear

Fig. 8과 Table 3은 1단 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과이다. 1단 기어쌍이 회전하지 않으므로 공회전시 기어 래틀진동에 가장 영향을 많이 미치는 1단 기어에서 발생하는 래틀진동을 제거하였다. 후진기어와 2단 기어는 원래 변속기와 비교해서 래틀진동이 약 4%, 7% 정도 증가하였고 3단과 4단 기어는 약 3%, 8%정도 감소하였다. 종합적으로 보면 1단 기어에서 발생하는 래틀진동은 제거하였고 나머지 기어에서는 전체적으로 보면 래틀진동이 미소량 증가하였다.

2단 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과는 Table 3을 보면 후진기어와 3단 기어

의 래틀진동이 각각 0.75, 2.27% 증가하였고 나머지 기어는 각각 4.42, 6.12% 감소하였다. 전체적으로 보면 2단 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겨서 래틀진동을 감소시켰다.

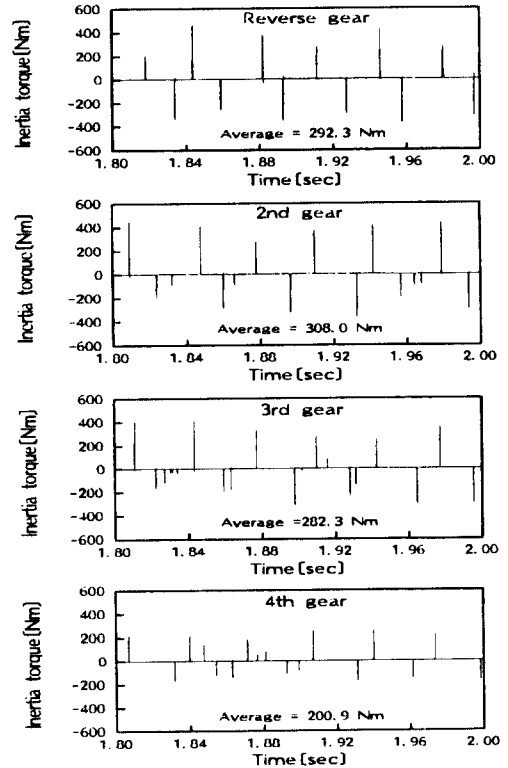


Fig. 8 Simulation results when the shift system of first gear is removed from main gear

Fig. 9와 Table 3은 3단 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과이다. 후진 기어만이 8%정도 증가하였고 나머지 기어에서는 모두 큰 폭으로 래틀진동이 감소하였다. 3단 기어는 1단 기어 다음으로 공회전시 기어 래틀진동에 영향을 많이 미치고 있는 기어쌍이다. 3단 기어가 회전하지 않으므로 공회전시 래틀진동에 두 번째로 영향이 많은 3단 기어에서의 래틀진동을 제거시켰으며 다른 기어의 래틀진동 또한 큰 폭으로 저감시켰다.

4단 기어의 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때의 시뮬레이션 결과는 3단 기어의 변속 시스템을 옮겼을 때

의 결과와 매우 흡사하지만, 한편 다른 점은 2단 기어와 후진 기어의 래틀진동이 각각 1.88, 2.49% 증가하였다. 하지만 다른 기어에서는 래틀진동이 크게 감소하였다.

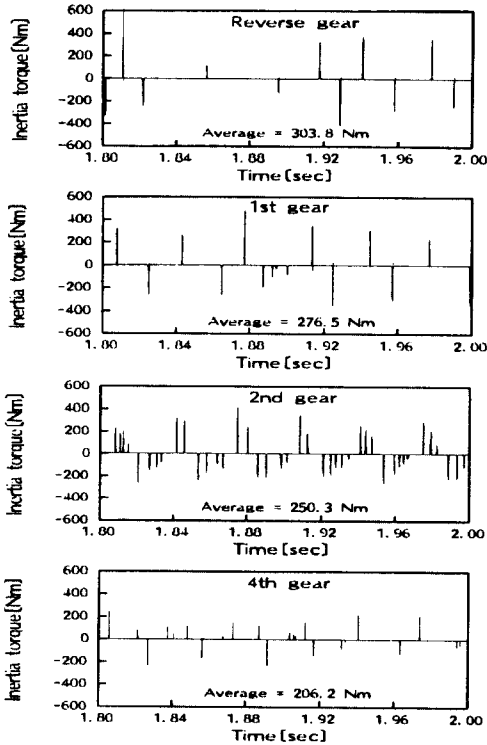


Fig. 9 Simulation results when the shift system of third gear is removed from main gear

Table 3 Simulation results

	original gear		shift system of reverse gear is removed		shift system of 1st gear is removed	
	average	rate	average	increase	average	increase
Rev gear	281.7 Nm	20.3%	0 Nm	-100%	292.3 Nm	+3.76%
1st gear	310.3 Nm	22.3%	311.8 Nm	+0.48%	0 Nm	-100%
2nd gear	288.0 Nm	20.7%	259.5 Nm	-9.90%	308.0 Nm	+6.94%
3rd gear	290.5 Nm	20.9%	295.9 Nm	+1.86%	282.3 Nm	-2.82%
4th gear	218.5 Nm	15.7%	205.7 Nm	-6.03%	200.9 Nm	-8.22%

	shift system of 2nd gear is removed		shift system of 3rd gear is removed		shift system of 4th gear is removed	
	average	increase	average	increase	average	increase
Rev gear	283.8 Nm	+0.73%	303.8 Nm	+7.65%	288.7 Nm	+2.49%
1st gear	296.6 Nm	-4.42%	276.5 Nm	-10.9%	286.3 Nm	-7.73%
2nd gear	0 Nm	-100%	250.3 Nm	-13.1%	293.4 Nm	+1.88%
3rd gear	297.1 Nm	+2.27%	0 Nm	-100%	266.0 Nm	-8.43%
4th gear	205.5 Nm	-6.12%	206.2 Nm	-5.80%	0 Nm	-100%

4. 결론

각 기어쌍의 공회전시 기어 래틀진동에 대한 영향도를 평가하기 위한 14 자유도 비선형모델을 개발하였다. 개발된 모델을 바탕으로 시뮬레이션을 수행하여 원래 변속기 기어쌍의 래틀진동에 대한 영향도를 평가하였다. 그리고 출력기어에 위치하고 있는 변속 시스템을 카운터 기어로 옮겼을 때 회전하지 않는 기어쌍을 14자유도 모델에서 제외시켜 12자유도로 모델을 축소하여 래틀진동의 특성을 파악하였다.

시뮬레이션 결과 1단 기어가 공회전시 래틀진동에 가장 많은 영향을 미치며, 그 다음으로 3단, 2단, 후진, 4단 기어 순이고, 3단, 2단, 후진 기어는 공회전시 래틀진동에 거의 같은 영향을 미치고 있다. 그리고 래틀진동을 저감시키기 위해서 변속 시스템의 위치를 변경하여 시뮬레이션을 수행한 결과 변속시스템의 위치를 변경한 기어쌍뿐만 아니라 다른 기어쌍에서도 래틀진동이 미소량 감소하는 것을 확인하였으며 특히 3단 기어의 변속 시스템의 위치를 변경했을 때 효과가 우수하였다.

본 논문에서는 기존의 래틀진동 저감 방법과는 다른 방법으로 래틀진동을 줄일 수 있는 해결책을 제시하고자 하였다. 그러나 변속기의 제조성이나 제작비용 부분에 대해서는 고려하지 않았다. 따라서 추후 본 연구를 바탕으로 실차실험을 통해 보다 광범위한 검증 및 변속기 제조성에 대한 검증도 필요하다. 또한 공회전시 뿐만 아니라 주행시에도 연구가 필요하다고 사료된다.

참고 문헌

1. E. Lanzarini, "The Evolution of the Clutch Driven Plate Damper Design and Technology", FISITA 905185, 1990.
2. T. Sakai, Y. Doi, K. Yamamoto, T. Ogasawara and M. Narita, "Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox", SAE Paper 810773, 1981.
3. Satoru Ohnuma, Shigetaro Yahata, Mineichi Inagawa, Tsutomu Fujimoto, "Research on Idling Rattle of Manual Transmission", SAE Paper 850979, 1985.
4. Tsutomu Fujimoto, Yasushi Chikatani, "Reduction

- of Idling Rattle in Manual Transmission", SAE Paper 870395, 1987.
5. Yasushi Chikatani, Akio Suehiro, "Reduction of Idling Rattle Noise in Trucks", SAE Paper 911044, 1991.
6. Robert L. Seaman, Charles E. Johnson and Ray F. Hamilton, "Component Inertial Effects on Transmission Design", SAE Paper 841686, 1984.
7. Ahn Byoung Min, "A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Heavy Duty Powertrains", Master Thesis, Chonbuk National University, 1997.
8. Andrew Szadkowski, "Mathematical Model and Computer Simulation of Idle Gear Rattle", SAE Paper 910641, 1991.
9. 안병민, 최은오, 홍동표, 정태진, "변속기 진동 저감을 위한 파라미터 연구", 한국공학기술학회 97년도 추계학술대회 논문집, pp 292-297, 1997.
10. ARLA-SIMUL User's & Reference Manual. ARLA Maschinentechnik GmbH, Kuerten, Germany, 1996.
11. Andreas Laschet, "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery", Machine Vibration, Vol. 1, February, pp 42-51, 1992.