

# AMT용 새로운 변속자동 메커니즘 설계 및 해석

김정윤<sup>†</sup> · 김기대

대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

## Design and Analysis of a New Shift Automation Mechanism for Automated Manual Transmission

Jungyun Kim<sup>†</sup> · Gidae Kim

School of Mechanical and Automotive Engineering, Catholic University of Daegu

This article proposes a novel shift automation mechanism for an automated manual transmission (AMT). The development of an automated manual transmission is currently being paid considerable attention by vehicle manufacturers, with the prospects of combining the comfort of an automatic transmission and the high efficiency of a manual transmission. In order to automate the shift mechanism of a manual transmission, the proposed shift automation mechanism consists of two electric motors, cross shaped pinion gears, rack type shift rails, and a ball splined hollow shaft. First we describe the shift mechanism and operating principles of a manual transmission to investigate important design criteria for the shift automation device. And a new shift automation mechanism is described with its structure, elements, and operating principles in detail. Using a conventional manual transmission, we develop a full three-dimensional CAD model of an AMT which includes main components of the manual transmission and the designed shift automation mechanism. Finally we investigate the operating performances and feasibility of the designed AMT by a dynamic analysis.

**Keywords :** Shift Automation, Automated Manual Transmission, Ball Spline, Mechanism

### 1. 서 론

최근 강화되고 있는 승용차의 연비와 배기가스 규제에 대응하기 위한 방안으로 동력전달 효율 및 연비 성능이 우수한 수동변속기의 장점과 변속조작이 자동으로 이루어져 운전자의 운전편의성이 보장되는 자동변속기의 장점을 결합한 자동화 수동변속기(AMT : Automated Manual Transmission)에 대한 연구 개발이 국내외 자동차회사를 중심으로 활발히 진행되고 있다. 이러한 자동화 수동변속기는 기존 수동변속기의 구조와 구

성부품을 유지하고 변속과 클러치 결합만을 자동화한 일반적인 형태와 듀얼클러치(Dual clutch)와 이중 축 구조의 동력전달축을 가진 DCT(Dual Clutch Transmission)로 분류할 수 있다[5, 6, 10].

자동화 수동변속기는 변속 시 엔진의 동력을 단속하기 위한 클러치의 결합과 해제를 자동화하는 클러치 자동화(Clutch automation)와 결정된 변속단의 기어 결합을 위한 싱크로나이저의 결합과 해제를 자동화하는 변속자동화(Shift automation)의 기구가 필요하다(<그림 1> 참조). 하지만 상용화된 자동화 수동변속기에 장착

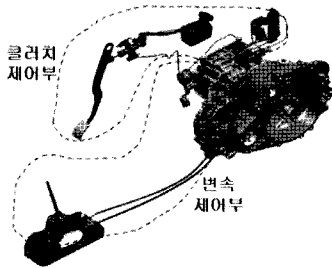
논문접수일 : 2011년 10월 06일      게재확정일 : 2011년 10월 13일

<sup>†</sup> 교신저자 kjungyun@cu.ac.kr

※ 본 연구는 2011년도 대구가톨릭대학교 교내연구비 지원에 의한 것임.

된 클러치자동화와 변속자동화 기구는 그 핵심기술이 특허로 보호되어 국내 자동차회사와 관련업체의 독자 기술 개발이 어려운 형편이다.

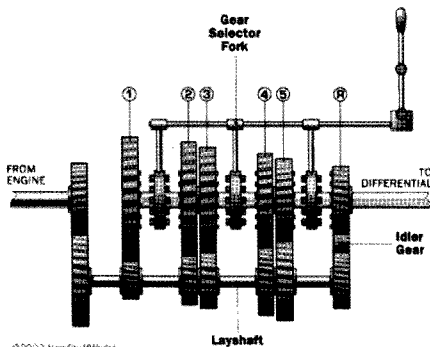
본 연구에서는 이러한 자동화 수동변속기의 변속자동화 메커니즘을 국산화하기 위하여 볼 스플라인(Ball splines)을 이용한 새로운 형태의 변속자동화 기구를 제안한다. 제안된 변속자동화 기구는 두 개의 전기모터를 액츄에이터로 사용하고, 십자 형태의 피니언 기어와 랙 기어 형태의 변속레일, 볼 스플라인이 가공된 중공축으로 구성되어 있다. 제 2장에서는 수동변속기의 구조 및 변속원리를 살펴보고 이후 십자형태의 피니언기어와 변속레일, 볼 스플라인 구조를 가진 변속축을 이용한 새로운 형태의 변속자동화 기구를 제안하였다. 마지막으로 현재 시판중인 5속 수동변속기에 적용한 3차원 CAD 모델을 구성하여 기구적인 구성과 작동성능을 검증하였다.



<그림 1> 자동화 수동변속기의 클러치자동화와 변속자동화

## 2. 수동변속기의 변속 기구와 변속 원리

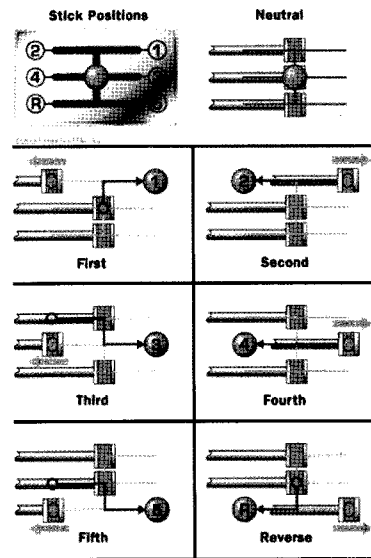
수동변속기의 변속은 엔진과 변속기 입력축 사이에 위치한 클러치를 이용하여 변속 시에 동력전달을 차단하고, 각 변속단에 해당하는 싱크로나이저가 변속레버에 연결된 변속레일과 시프트포크에 의해 움직여 각 단에 맞는 변속기어에 결합되어 변속이 이루어진다(<그림 2> 참조).



출처 : HowStuffWorks.com.

<그림 2> 5속 수동변속기의 구조

<그림 2>와 같은 변속원리를 자동으로 구현하기 위해 각 변속기어 사이에 위치한 싱크로나이저를 선택적으로 축 방향으로 움직일 수 있어야 한다. 기존의 수동 변속기 내부구조를 변경하지 않고 변속을 자동화하기 위해서는 변속레버와 직접 연결된 변속레일을 각 변속단에 맞추어 구동하는 액츄에이터(전기모터 또는 유·공압 기구)가 필요하다. 변속레일은 변속 단에 따라 선택되므로(<그림 3> 참조), 변속자동화 기구는 변속레일의 선택과 선택된 변속레일의 축방향 운동을 가능하게 하는 2개 이상의 운동자유도를 구현할 수 있어야 한다.



출처 : HowStuffWorks.com.

<그림 3> 변속레버와 변속레일

변속레일과 시프트포크(Shift fork)에 연결된 싱크로나이저는 마찰을 이용한 동기화(Synchronization) 메커니즘을 통하여 각 변속기어와 결합을 하게 된다. 이때 변속기어와 결합을 위한 싱크로나이저의 축 방향 이동 거리와 작용력은 변속자동화를 위한 액츄에이터의 동력용량을 결정하는 중요 설계요소이다. 일단 결합된 싱크로나이저는 내부 자동 잠금(Internal self-locking) 기구를 통해 일정 크기 이상의 하중이 작용하지 않으면 결합이 해제되지 않아 안정적인 변속단의 유지가 가능하다. 또한 다음 변속을 위해 싱크로나이저의 분리가 필요한 경우는 엔진의 동력이 클러치의 해제를 통해 변속기에 입력되지 않으므로 내부 자동 체결력 이상의 하중을 인가하여 싱크로나이저를 이전 변속기어에서 분리할 수 있다.

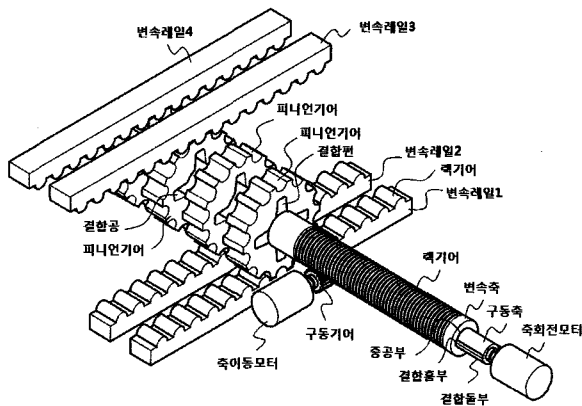
변속자동화를 위한 구동 액츄에이터의 수는 현재 지정된 변속단에 해당하는 변속레일을 선택하고 축 방향으로 움직이게 하여야 하므로, 변속레일의 수에 비해

한다. 하지만 두 개의 액츄에이터를 사용하여 변속레일을 선택하고 움직이게 하는 방법이 일반적으로 사용되고 있으며 최근에는 한 개의 구동모터와 스위치를 이용한 방안도 발표되었다[10].

싱크로나이저의 이동거리와 이동속도는 적용대상 수동변속기의 사양으로 결정되며 대체로 중립위치에서 각 변속기어와의 완전한 결합을 위해 1cm 내외의 이동거리와 1초 이내의 싱크로나이저 결합속도를 사용하고 있다. 싱크로나이저의 결합력은 싱크로나이저 링의 마찰에 의한 동기화 메커니즘과 관련되어 있어 자세한 동역학 해석이 필요하다. 일반적으로 수동변속기의 싱크로나이저 결합력은 100N 내외로 설정한다.

### 3. 변속자동화 기구의 구조와 작동원리

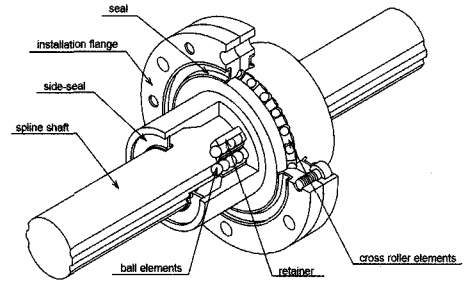
4개의 변속레일에 연결된 싱크로나이저를 움직이기 위해 각 변속레일은 랙 앤 피니언(Rack and pinion) 형태로 설계하였다. 피니언 기어에는 십자형태의 홈을 내어 정해진 변속시점에 선택 변속단의 변속레일을 선택할 수 있도록 하였다. 피니언 기어들을 관통하는 변속축은 중공축(Hollow shaft)으로 변속단에 따라 피니언 기어와 십자형태의 결합돌기를 통해 선택적으로 결합할 수 있고, 중공축 내에 피니언 기어를 회전시켜 변속레일을 움직이는 구동축으로 구성되어 있다(<그림 4> 참조).



<그림 4> 변속자동화 기구의 구조

변속레일과 연결된 피니언 기어의 선택을 위한 변속축의 축방향 이동은 변속축의 외측에 볼 스플라인(Ball splines)을 생성하고 이를 축이동 모터를 사용하여 구현한다. 볼 스플라인은 두 개의 축(중공축과 실축)사이를 이용하여 회전과 동시에 축 방향 운동이 가능한 기구로서 정밀 이송장치 등에 많이 사용되고 있다(<그

림 5> 참조).



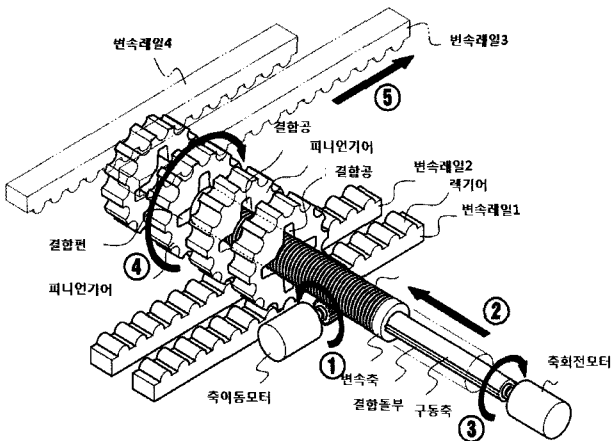
<그림 5> 볼 스플라인의 구조

피니언 기어의 연속적인 선택을 가능하게 하기 위해서 피니언 기어에는 십자형태의 홈을, 변속축에는 십자형태의 돌기부를 가공한다. 이때 정해진 싱크로나이저의 이동거리에 맞추어 피니언 기어의 회전 각도를 설계하도록 한다. 이때 보다 정밀한 이동거리 구현을 위해 피니언 기어와 변속레일의 기어비와 모듈을 조절할 수 있다.

중공축인 변속축 내의 구동축은 변속축과 결합돌부를 통해 체결되고 축회전모터를 통해 피니언 기어를 회전하게 된다. 피니언 기어의 회전은 변속레일을 움직여 각 변속단의 싱크로나이저를 해당 변속기어에 결합하게 된다. 따라서 제안된 변속자동화 기구는 각 변속레일에 위치하는 피니언 기어와 변속축, 구동축으로 구성되며 축이동모터와 축회전모터를 제어하여 구동축과 변속축을 움직이게 된다.

제안된 변속자동화 기구의 작동원리를 살펴보면 다음과 같다(<그림 6> 참조).

- ① 먼저 목표 변속단의 변속레일에 연결된 피니언 기어를 선택하고 해당 피니언 기어로 변속축을 이동시키기 위해 축이동모터가 작동한다.
- ② 볼 스플라인이 가공된 변속축이 이동하여 해당 피니언 기어와 결합공을 통해 결합한다.
- ③ 변속축과 해당 피니언 기어가 결합한 후 축회전모터가 회전한다.
- ④ 정해진 싱크로나이저의 이동거리에 해당하는 각도만큼 축회전모터를 통해 피니언 기어가 회전한다.
- ⑤ 피니언 기어의 회전에 의해 변속레일이 움직이고 해당 변속기어와 싱크로나이저가 결합하여 변속이 완료된다.
- ⑥ 다음 변속이 결정되면 피니언 기어가 반대로 회전하여 싱크로나이저를 중립위치로 이동하여 변속기어와의 결합을 해제한다.



<그림 6> 변속자동화 기구의 작동원리

<표 1> 소나타II 5속 수동변속기의 변속기어비

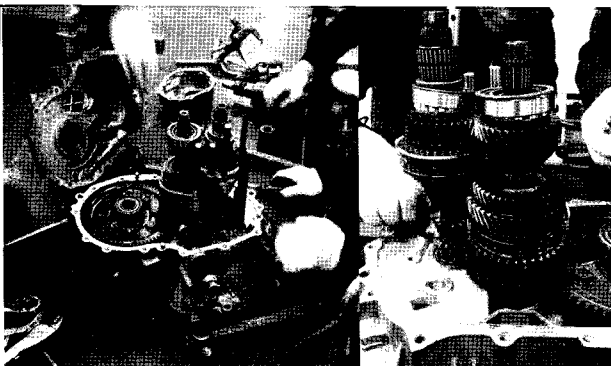
변속단수	기어비
1단	3.54
2단	2.11
3단	1.33
4단	1.03
5단	0.83

변속자동화 기구를 적용하기 위해 기존 수동변속기의 주요 구성요소는 그대로 두고 직선형태의 변속레일을 변속기 내부 크기를 고려하여 조립이 가능한 형상으로 변경하였다. 또한 앞 절에서 고안한 변속자동화 기구를 두 개의 전기모터를 사용하여 변경된 변속레일에 부착하였다(<그림 8>, <그림 9> 참조).

#### 4. 5속 수동변속기의 변속자동화 기구 설계 적용 및 해석

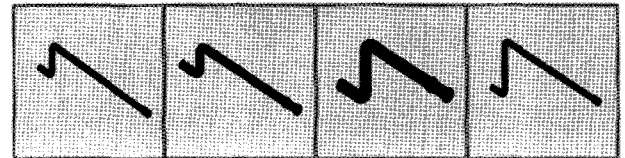
##### 4.1 변속자동화 기구 설계 적용

본 연구에서는 현대 소나타II에 장착된 수동변속기를 대상으로 변속자동화 기구를 적용하였다. 대상 수동변속기는 5속 수동변속기로 총 4개의 변속레일과 싱크로나이저로 구성되어 있다. 변속자동화 기구를 적용하기 위해 먼저 대상 수동변속기를 분해하여 변속기어열의 구조와 싱크로나이저 및 각종 부품의 실제 치수를 구하였다(<그림 7> 참조). 변속기 하우징과 클러치는 본 연구내용의 범위를 벗어나기 때문에 설계 모델링에서 제외하였다.

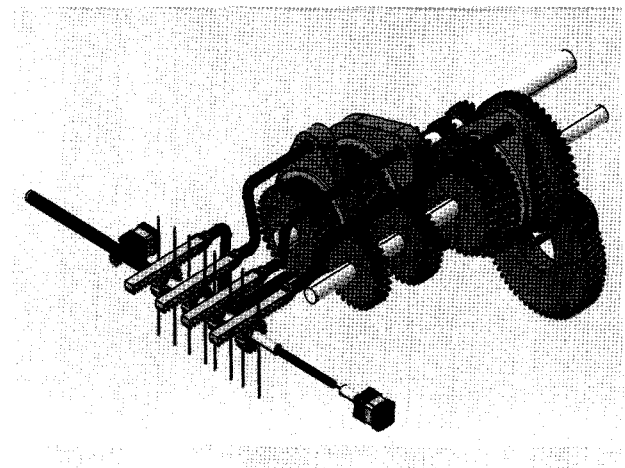


<그림 7> 소나타II 5속 수동변속기

수동변속기의 주축과 부축에 결합되어 있는 변속기어열과 후진 기어, 중 감속기어, 차동기어 등을 CATIA를 이용하여 3차원 모델링하였으며 각 변속단의 기어비는 다음과 같다(<표 1> 참조).

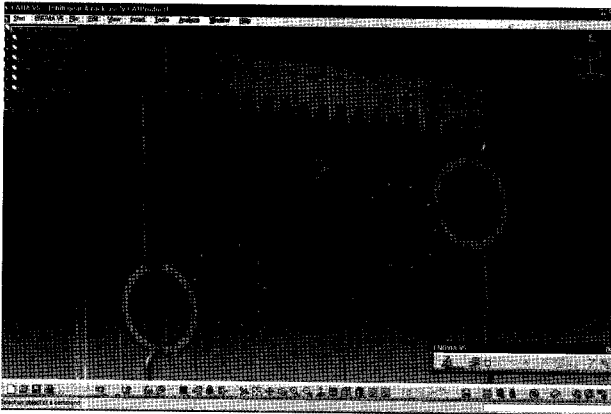


<그림 8> 변속 레일의 형상 변경



<그림 9> 변속자동화 기구 적용 CATIA 모델

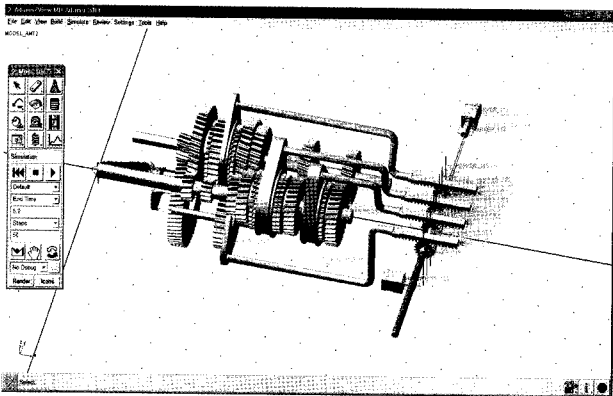
변속레일과 연결된 피니언 기어의 원활한 회전과 변속레일과의 위치 고정을 위해 피니언 기어의 외면에 원주방향의 홈을 가공하고, 베어링과 지지대를 <그림 10>과 같이 고안하여 설계하였다. 베어링 지지대는 그림에는 표시되지 않은 변속기 하우징에 연결되어 피니언 기어의 이탈을 방지하는 역할을 한다. 변속기 하우징과 관련된 부분은 본 연구 범위와는 무관하므로 편형상으로 그림에서 표시하였으나 실제품에 적용시에는 해당 변속기 하우징의 형상에 맞추어 설계되어야 한다.



<그림 10> 피니언 기어와 베어링, 지지대

4.2 변속자동화 기구의 작동성능 해석

제안된 변속자동화 기구의 작동성능을 살펴보기 위해 CATIA 3차원 모델을 동역학 해석 소프트웨어인 ADAMS로 변환하였다(<그림 11> 참조). 각 변속기어와 축, 피니언 기어는 레볼루션 조인트(Revolution joint)로 연결하였으며 변속레일과 싱크로나이저는 프리즈마틱 조인트(Prismatic joint)로 운동을 구속하였다.



<그림 11> 변속자동화 기구의 동역학 해석 모델

일반적으로 수동변속기 장착차량의 변속시간은 클러치의 결합과 해제시간을 포함하여 1.5초 내외로 결정되므로 변속자동화 기구의 순수 작동시간은 1초 이내로 제한된다. 하지만 본 연구에서는 변속자동화 기구의 1단에서 2단, 3단에서 4단으로의 변속은 축회전모터에 의한 싱크로나이저의 결합과 해제만이 이루어지므로 변속시간을 총 2초로 선정하였다. 그리고 2단에서 3단, 4단에서 5단으로의 변속 시에는 싱크로나이저의 결합과 해제 이외에 축이동모터에 의해 해당 피니언 기어의 변속축 이동시간까지 고려하여 총 4초의 변속시간으로 선정하여 변속 시 변속자동화 기구의 작동성능

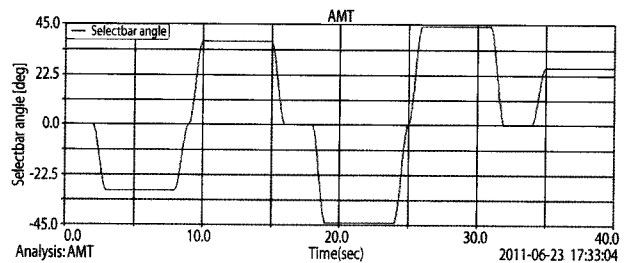
과 각 구성요소의 결합과정을 살펴보았다. 변속자동화 기구의 작동성능을 살펴보기 위해서 실제보다 긴 변속시간으로 시뮬레이션을 수행하였지만 본 기구의 실제 적용 시에는 일반적인 변속시간인 1초 이내로 사용할 수 있다.

따라서 각 변속에서 싱크로나이저의 이동속도와 관계된 변속시간은 1초로 선정하였으며 2단에서 3단으로와 4단에서 5단으로 변속을 할 때 이루어지는 피니언 기어 간의 결합시간을 2초로 가정하여 축이동모터와 축회전모터의 회전속도를 결정하였다(<표 2> 참조).

<표 2> 축회전모터와 축이동모터의 설계 조건

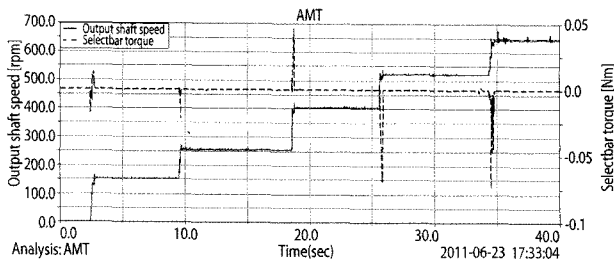
싱크로나이저 이동거리	1단	8mm
	2단	10mm
	3단	11mm
	4단	11mm
	5단	7mm
피니언 기어 간의 거리	50mm	
변속축의 이동속도	0.025m/s	

ADAMS로 모델링된 5속 자동화 수동변속기의 모델을 이용하여 1단부터 5단까지 순차적인 상단변속 시뮬레이션을 다음과 같이 수행하였다. 엔진에서 변속기에 작용하는 입력토크와 변속기 출력축의 부하토크는 무시하고 변속기 입력축 회전속도를 550rpm으로 고정한 정상상태를 가정하였다. 상단변속 시뮬레이션을 위한 축회전모터의 운동입력은 <그림 12>와 같다.



<그림 12> 축회전모터의 운동 프로파일

시뮬레이션 결과로 계산된 변속기 출력축의 회전속도와 변속레일에 작용하는 변속력을 나타내면 <그림 13>과 같다. 출력축의 회전속도는 1단에서 5단까지 상단변속이 이루어지므로 각 단의 변속기어비에 맞추어 단계적으로 증가하고 있으며 싱크로나이저의 결합 시 작게나마 과도상태가 발생하고 있다. 본 결과를 통해서 제안된 변속자동화 기구가 수동변속기의 변속자동화를 원활히 수행하고 있음을 확인할 수 있다.



〈그림 13〉 변속기 출력축의 회전속도와 변속력

이러한 변속시의 과도상태와 변속력은 싱크로나이저의 변속기어와의 결합 시 발생하는 마찰과 관계된 것으로 그 크기와 과도상태 특성은 싱크로나이저 링의 마찰 메커니즘에 의해 결정된다. 본 연구에서는 싱크로나이저의 마찰계수를 0.15로 단순하게 가정하여 싱크로나이저의 결합과정을 해석하였으나 변속 과도상태를 분석하기 위해서는 보다 상세한 마찰계수와 싱크로나이저 결합 메커니즘의 분석이 필요하다. 이에 관해서는 본 연구에서 완성된 동역학 해석모델을 보완하여 향후 연구에서 수행하고자 한다.

## 5. 결 론

본 연구에서 수행한 주요 연구결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 두 개의 구동 액츄에이터를 사용하는 새로운 형태의 변속자동화 기구를 고안하였다. 제안된 변속자동화 기구는 기존의 수동변속기의 주요 구성요소의 설계변경 없이 변속레일의 형상변경만으로 간단히 적용이 가능하다.
- 2) 제안된 변속자동화 기구는 랙앤피니언 형태의 변속레일과 십자홈을 가진 피니언, 축방향의 이동과 회전운동이 가능한 볼 스플라인을 이용한 변속축으로 구성되어 있다.
- 3) 제안된 변속자동화 기구의 실용성과 적용성을 확인하기 위해 기존의 수동변속기를 이용하여 5속 자동화 수동변속기의 3차원 CAD 모델을 구성하였다. 또한 이를 이용하여 동역학 해석을 수행할 수 있는 3차원 동역학 모델을 구성하였다.
- 4) 5속 자동화 수동변속기의 동역학 해석모델을 이용하여 1단에서 5단까지 순차적 상단변속을 시뮬레이션 하였으며 변속자동화 기구의 작동성능을 검

증하였다.

- 5) 제안된 변속자동화 기구는 피니언 기어의 십자홈 크기와 모듈 등을 변경하여 싱크로나이저 이동거리, 변속시간 등의 다양한 설계사양을 적용할 수 있다.

## 참고문헌

- [1] Almen, J. O. and Laszlo, A.; "The Uniform-Section Disk Spring," *Transactions of the ASME*, 58 : 305-315, 2006.
- [2] Curti, G. and Montanini, R.; "On the Influence of Friction in the Calculation of Conical Disk Springs," *Journal of Mechanical Design*, 121 : 622-627, 1999.
- [3] Doman, Y., Fujii, T., Okubo, K., and He, H.; "Influence of Residual Stress on the Load-Deflection Curve of Diaphragm Springs for Automotive Clutches," *JSAE Review*, 24 : 197-203, 2003.
- [4] Kim, J. Y., Kim, J. G., and Choi, K. S.; "Design of a New Shift Automation Mechanism for Dual Clutch Transmissions," *Proceedings of the 2010 Autumnal Conference of KSPSE*, 185-188, 2010.
- [5] Kim, J. Y.; "Automated Manual Transmission Technology for Hybrid vehicles," *Presented at the KSAE Technical Workshop*, 75-103, 2007.
- [6] Kimming, K. and Agner, I.; "Double Clutch-Wet or dry, that is the question," *LuK symposium*, 119-135, 2006.
- [7] Lee, B.; "Automotive Manual Transmission Clutch System Modeling for Foot Effort Hysteresis Characteristics Prediction," *Transactions of KSAE*, 16(5) : 164-170, 2008.
- [8] Lee, B.; "Load Characteristics and Sensitivity Analysis for an Automotive Clutch Diaphragm Spring," *Transactions of KSAE*, 14(1) : 54-59, 2006.
- [9] Lee et al.; "Finite Element Analysis and Optimal Design of Automotive Clutch Diaphragm Spring," *Transactions of the KSME*, 24(6) : 1616-1623, 2000.
- [10] Wagner, U., Berger, R., Ehrlich, M., and Homm, M.; "Electromotoric Actuators for Double Clutch Transmissions-Best efficiency by itself," *LuK symposium*, 137-153, 2006.
- [11] www.howstuffworks.com.