

자기 강화 메커니즘을 이용한 볼-램프 듀얼 클러치 시스템의 설계, 모델링 및 검증

김진욱¹⁾ · 김동현²⁾ · 최세범^{*3)}
한국과학기술원 기계공학과^{1),2),*3)}

Design, Modeling and Verification of Ball-Ramp Actuation Dual Clutch System With Self-Energizing Mechanism

Jin-Wook Kim¹⁾ · Dong-Hyun Kim²⁾ · Seibum Choi^{*3)}

^{1) 2) *3)} Department of Mechanical Engineering, KAIST, 291, Daehar-ro, Yuseong-gu, Daejeon, Korea

Abstract : DCT is transmission technology that has been actively studied. DCT has several advantages that address disadvantages of AT which is inefficient due to torque converter and MT which requires the driver to step on the clutch pedal continuously and consumes more time when gear to gear transmission. However, because of the use of two clutches, there are disadvantages that they are expensive and large in size. To address these disadvantages, researches have been actively conducted to implement a self-energizing mechanism using a rack-pinion mechanism. But backlash and gear friction from the rack-pinion mechanism reduce energy efficiency. Therefore, this paper proposed ball-ramp clutch actuator system which achieves small size, removes backlash and gear friction to achieve better performance of slip control. Furthermore, this system can perform slip control by adjusting ramp angle with self-energizing gain effect. The system dynamics is verified by conducting experiments using scale model.

Key words : Self-Energizing Mechanism(자기 강화 메커니즘), DCT(듀얼 클러치 트랜스미션), Ball-Ramp(볼-램프), Slip Control(슬립 제어)

Nomenclature

F_T : actuation torque
 F_a : actuation force
 F_b : ball actuating force
 J : inertia of plate
 N : normal force
 R_b : ball location radius in plate
 R_c : equivalent radius of clutch
 α : ramp angle
 T_c : clutch torque
 μ : slip coefficient
 a, b : lever length
 G : self-energizing coefficient

Subscripts

DCT : dual clutch transmission
MT : manual transmission
AT : automatic transmission
EWB : electronic wedge brake

1. 서론

효율적인 파워트레인에 대한 요구는 자동차 발전 역사와 함께 지속적으로 요구되어 왔다. 엔진 동력을 구동부로 전달하는 트랜스미션은 차량의 에너지 효율에 직접적인 영향을 끼치기 때문에, 에너지 효율이 높은 트랜스미션에 대한 연구가 필수적이다. 이러한 연구의 결과로 DCT는 MT와 AT의 단점을 보완할 새로운 대안으로 제시되고

* 김동현, E-mail: kkddh@kaist.ac.kr.

있다. MT는 엔진 동력을 차단하거나 전달하는 클러치와 함께, 기계적인 전달방식으로 에너지를 전달하기 때문에 연료 손실이 적다는 장점이 있지만, 운전자가 지속적으로 클러치 부를 기어 변속을 위해 동작해야 하는 불편함이 존재하고 변속 시간이 느리다. AT는 변속을 위한 동작이 필요 없는 장점을 가지고 있지만, 출력을 간접적으로 전달하고 엔진의 동력을 완벽히 차단하지 못하는 토크컨버터로 인해 에너지 효율이 MT에 비해 낮다는 단점을 가지고 있다. DCT는 2개의 클러치와 트랜스미션의 결합으로 수동변속기와 같이 엔진의 동력을 직접적으로 차단하거나 전달함으로써 동력 손실을 최소화하고 연비를 최소화함과 동시에 빠른 변속이 가능하다. 현재 상용화된 DCT는 AT에 비해서 연료효율이 최대 15% 증가하는 것으로 조사되었다.^{1), 2)} 또한 DCT는 2개의 클러치가 번갈아 가며 동작하기 때문에 기어 액추에이터가 미리 기어를 결합해 놓고 클러치만 변환해 변속을 할 수 있다. 미리 체결된 파트를 접촉하는 방식으로 기어 변경이 이루어지기 때문에 변속 충격을 최소화 할 수 있고, 이로 인해 유체결합식을 사용한 AT만큼 부드러운 자동 변속 동작 구현이 가능하다. 하지만 클러치의 큰 체결력을 위해 클러치 액추에이터의 필요 토크가 커지게 된다. 즉, 클러치 액추에이터의 크기와 무게가 커지고, 소모 에너지가 많아지기 때문에 차량의 전체 연료 효율을 감소시킨다. 또한, 클러치를 2개 사용하기 때문에 MT나 AT에 비해서 크기가 크고 구조가 복잡하다는 단점을 가지고 있다.

이러한 DCT의 단점을 최소화 하기 위해 자기 강화 메커니즘을 이용한 듀얼 클러치 시스템에 대한 연구가 이루어져 왔다. 그 중 랙-피니언 방식을 사용하여 자기 강화 메커니즘을 구현하는 연구가 활발히 진행되었다.^{3), 4)} 이 클러치 시스템은 클러치 양쪽 방향에서 클러치 액추에이터가 릴리즈 베어링을 밀어내면서 레버를 통해 피니언 기어의 회전력을 만드는 원리를 사용한다. 이 회전력은 랙-피니언 메커니즘을 통해 클러치측 판을 엔진측 판에 대해 상대운동을 하게 만들어 클러치를 체결 시키는 방식을 사용하였다. 이 과정에서 랙-피니언 메커니즘의 자기 강화 원리로 추가적인 체결력을 얻게 된다. 하지만 기어를 사용한다는 점에서 필연적으로 발생하는 백래쉬와 마찰로 인한 비선형성이 클러치 슬립 제어 성능과 에너지 효율을 감소시킨다. 따라서, 랙-피니언의 자기 강화 메커니즘을 이용한 듀얼 클러치 시스템의 단점을 보완 할 연구가 필요하다.

이 논문은 랙-피니언식 자기 강화 메커니즘의 단점을 보완하기 위해, 볼-램프 듀얼 클러치 시스템의 구조를 제안한다. 구체적으로, 부피와 무게의 감소와 더불어 클러치 슬립 제어 성능을 높여 에너지 효율의 증대를 목표로 한다. 2장에서는 볼-램프 듀얼 클러치 시스템의 개념 설계와 동역학 모델을 기반으로 발생하는 이점에 대해 다룬다. 3장에서는 설계된 듀얼 클러치 시스템을 제작하기 전 3D프린터를 이용해 제작한 축소 모델을 바탕으로 자기 강화 계수의 실험적 검증에 대한 내용을 다룬다. 4장에서는 실험 결과를 바탕으로 볼-램프 듀얼 클러치 시스템에 대한 결론을 제시한다.

2. 볼-램프 듀얼 클러치 시스템 설계

2.1 개념 설계 : 자기 강화 효과

이 논문에서 제안된 듀얼 클러치 시스템의 핵심은 볼-램프 메커니즘이다. 이 메커니즘은 EWB 시스템과 유사한데, 빗면의 방향과 같은 방향의 토크나 힘이 가해지는 것을 이용해 추가적인 체결력을 얻는 방식이다.⁵⁾ 같은 자기 강화 효과가 볼-램프 클러치 시스템에도 사용될 수 있다.

자기 강화 메커니즘은 마찰력에 의해 발생된 모멘트가 마찰력형성에 필요한 수직력으로 전환되어 추가적인 에너지 소모 없이 클러치 체결력을 강화시킨다는 점이 주요 장점이다. 이 때, 클러치 액추에이터의 힘과 일정한 상수로 비례하여 체결력을 얻을 수 있다. 이 상수를 자기 강화 계수라고 한다.

하지만, 자기 강화 메커니즘에서 볼-램프의 각도에 따라 Self-Locking 현상이 발생하기도 한다. Self-locking 현상은 자기 강화 계수가 음수가 되는 현상을 말한다. 즉, 목표 클러치 토크를 내기 위해서는 음의 방향의 체결력이 필요하다. 그러므로 체결력을 반대 방향으로 주어야 한다. 물리적인 현상으로는 클러치 시스템이 외부에 체결 토크를 주지 않아도 체결이 유지되며, 이것은 액추에이터 힘 없이 클러치가 결합된 상태가 유지되는 것을 의미한다. 따라서, 자기 강화 계수가 양수일 때는 슬립 제어가 가능하지만, 음수가 되어 Self-Locking이 발생할 경우 슬립 제어를 할 수 없다. 즉, on-off 제어만 가능한 시스템이 되어 슬립 제어가 불가능하게 된다.

특정 램프의 각도에서는 자기 강화 계수가 매우 커질 수 있는데, 너무 커질 경우엔 슬립 제어를 할 수 없다. 또한, 엔진브레이크가 작동 하는

경우 체결을 유지할 수 없다. 엔진브레이크가 작동 하는 경우 클러치 측 판에 클러치 토크가 반대 방향으로 작용한다. 이 때 엔진 브레이크 토크에 의한 클러치 토크가 자기 강화 효과만큼 증폭되어 클러치 액추에이터에 전해진다. 이 토크가 클러치 액추에이터 허용 힘 범위를 벗어나게 되면 클러치 액추에이터로 체결을 유지 할 수 없게 된다.

따라서 클러치의 마찰계수와 램프의 각도에 관계식으로 표현되는 자기 강화 계수가 음으로 되거나, 무한대로 되지 않으며, 엔진 브레이크에 의한 역토크가 클러치 액추에이터 최대 토크를 벗어나지 않게 적절한 값을 갖게 하는 것이 매우 중요하다. 이러한 클러치 특성에 관한 적용 내용은 이후 단원에서 다시 다룰 예정이다.

2.2 볼-램프 듀얼 클러치 시스템 구조 설명

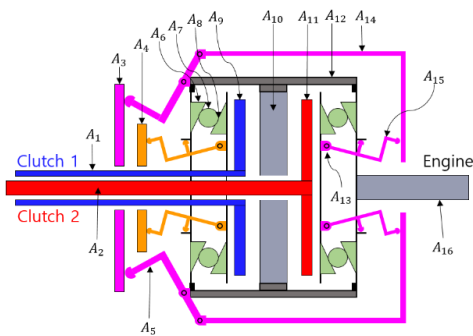


Fig. 1 볼-램프 듀얼 클러치 시스템 구조도

Table. 1 클러치 액추에이터 파트

No.	이름	No.	이름
A1	차륜 중공축	A9	클러치1
A2	차륜 축	A10	엔진측 중앙 판
A3	외경 릴리즈 베어링	A11	클러치2
A4	내경 릴리즈 베어링	A12	브릿지
A5	외부 레버	A13	레버 힌지
A6	엔진측 판	A14	외경 판
A7	볼	A15	내부 레버
A8	클러치측 판	A16	엔진 축

그림1 과 표1은 본 논문에서 다루는 볼-램프 듀얼 클러치 시스템의 구조도와 각 부품의 명칭

을 나타낸다. 그림 1의 볼-램프 듀얼 클러치 시스템은 DCT의 단점을 보완하기 위해 자기 강화 메커니즘을 통해 클러치 액추에이터 필요 토크를 줄이고, 클러치 액추에이터를 같은 방향에 위치 시켜 듀얼 클러치 시스템의 크기와 무게를 줄이며, 볼-램프 메커니즘을 통해 랙-피니언 시스템이 가졌던 백래쉬와 마찰로 인한 비선형성을 줄이도록 고안되었다. 자기 강화 메커니즘을 이용하기 위해서 클러치 팩의 엔진측 판(A8)과 상대 운동을 하는 클러치측 판(A6)이 내부에 추가된다. 엔진측 판과 클러치측 판은 동일한 각도의 램프 각도를 가지기 때문에 볼(A7)은 항상 두 판 사이에서 점 접촉을 유지하게 된다. 따라서 볼은 힘을 전달하는 매개체로 작용한다.

클러치측 판에 사용되는 체결력을 전달하는 방식 또한 볼-램프 메커니즘을 설계하는데 중요한 요소이다. 랙-피니언 방식과 다르게 체결에 필요한 힘을 클러치측 판에 전달하기 위해서 그림1의 (A5, A15)와 같은 레버를 사용하였다. 레버는 클러치측 판과 힌지로 결합되어 있으며 다른 한 부분은 엔진측 판과 접촉한다. 따라서, 릴리즈 베어링(A3, A4)으로부터 전달된 힘은 엔진측 판과의 접촉점을 중심으로 선형-회전운동을 하게 된다. 선형 힘은 클러치 마찰력에 수직력을 제공하고, 회전력은 엔진측 판과 클러치측 판 사이의 상대운동을 유발하여 자기 강화 효과를 만들어낸다. 또한 외경 판을 이용해 클러치 액추에이터의 힘을 반대 방향으로 전환 시키는 방법을 통해 클러치 액추에이터를 같은 방향에 위치시켜 전체 크기를 줄였다. 볼-램프 구조를 포함한 다른 부분은 향상되어 차후 크기와 무게가 더 줄어들 수 있다.

2.3 볼-램프 듀얼 클러치 시스템 동역학 모델

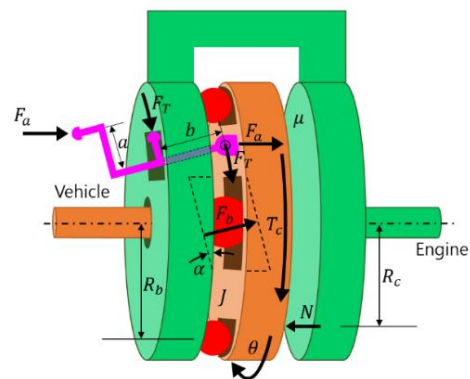


Fig. 2 자기 강화 메커니즘 동역학 모델

이 단원에서는 볼-램프 액추에이터의 동역학 모델을 다룬다. 램프의 각도에 제한을 두어 비례 제어를 하는 방법은 다음과 같은 수식으로 설명 될 수 있다.

슬라이딩 레버의 힌지로부터 클러치축 판(그림2의 가운데 판)에 전달하는 힘 F_T, F_a 의 관계는 모멘트 평형 방정식으로부터 식 (1)과 같이 표현된다.

$$F_T = \frac{a}{b} F_a \quad (1)$$

클러치축 판의 모멘트 평형 방정식과 축력 평형 방정식은 식 (2), (3)과 같다.

$$J\ddot{\theta} = \frac{a}{b} F_a R_b + T_c - F_b R_b \sin \alpha \quad (2)$$

$$N = F_a + F_b \cos \alpha \quad (3)$$

여기서, 클러치축 판과 엔진 마찰디스크 사이에 작용하는 마찰력은 식 (4)와 같다.

$$T_c = \mu N R_c \quad (4)$$

이 때, 정적 평형 상태를 가정하면 가속도는 0이다. 정적 평형 상태에서 T_c 와 F_b 를 정리하면 식 (5), (6)과 같다.

$$T_c = F_b R_b \sin \alpha - \frac{a}{b} F_a R_b = \mu N R_c \quad (5)$$

$$\therefore F_b = \frac{T_c - \mu R_c F_a}{\mu R_c \cos \alpha} \quad (6)$$

위 식으로부터 클러치 액추에이터가 가하는 힘 (F_a)와 클러치 체결 토크(T_c) 사이의 관계인 자기 강화 계수 G 를 구하면 식 (7), (8)과 같다.

$$T_c = \frac{R_b \tan \alpha}{\mu R_c} (T_c - \mu R_c F_a) - \frac{a}{b} R_b F_a \quad (7)$$

$$\therefore G = \frac{T_c}{F_a} = \frac{\mu R_c R_b (b \tan \alpha + a)}{b(R_b \tan \alpha - \mu R_c)} \quad (8)$$

위 식에서 마찰력 작용 반지름(R_c)과 볼에서 램프로 전달되는 힘(F_b)의 작용 반지름(R_b)를 같다고 가정하고, 레버 길이(a, b)도 같다고 가정하면 자기 강화 계수는 식 (9), (10)과 같이 단순화 된다.

$$R_b \cong R_c = R, \quad a \cong b \quad (9)$$

$$\therefore G = \frac{T_c}{F_a} = \frac{\mu R (\tan \alpha + 1)}{\tan \alpha - \mu} \quad (10)$$

여기서, 분모의 $\tan \alpha - \mu$ 가 0에 가까울 경우 자기 강화 계수인 G 가 매우 커지게 되어 비례 제어가 불가능하게 된다. 또한, 분모의 $\tan \alpha - \mu$ 가 음수가 될 경우 클러치 액추에이터 힘이 없어도 클러치 체결 토크가 발생하기 때문에, 비례 제어가 불가능해 진다. 그리고 엔진 브레이크가 작동하는 경우에 엔진 브레이크 토크에 G 만큼 증폭된 체결력을 유지 할 수 있어야 한다. 위 조건들을 고려하여 램프의 각도를 조절 하면 G 를 1보다 크고 상한이 존재하는 G 의 범위를 설정 할 수 있다. 이 범위의 G 를 선택한다면 비례 제어가 가능 하면서 자기 강화 원리에 의한 추가적인 체결력을 얻을 수 있으며, 클러치 액추에이터에 전해지는 엔진 브레이크로부터 발생한 역토크가 클러치 액추에이터 최대 허용 토크 범위를 벗어나지 않게 할 수 있다.

일반적인 마찰 클러치 시스템의 체결력은 클러치 액추에이터가 가하는 힘과 클러치 체결 토크 사이의 관계를 사용하여 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_c = \mu F_a R \quad \therefore \frac{T_c}{F_a} = \mu R \quad (11)$$

결론적으로, 비례 제어가 가능한 볼-램프 클러치 시스템에서 $(\tan \alpha + 1)/(\tan \alpha - \mu)$ 가 1보다 클 경우 일반적인 마찰 클러치 시스템보다 적은 클러치 액추에이터 힘으로 같은 클러치 체결 토크를 얻을 수 있다.

이 논문에서는 $R_c = 45.6mm, R_b = 54mm, \mu = 0.4, b = 9.81mm, a = 20.34mm$ 를 사용했으며 목표로 하고자 하는 자기 강화 계수를 $G_{ideal} = 0.151$ 로 설정하여 램프의 각도를 $\alpha = 34^\circ$ 로 계산하였다.

2.4 작동 원리

그림1, 2와 표1로부터 클러치 체결 과정을 순서에 따라 설명하고자 한다. 체결이 시작되면 클러치 액추에이터의 선형 운동에 의해 릴리즈 베어링(A3, A4)을 클러치방향으로 이동시킨다. 이때, 릴리즈 베어링(A3, A4)이 레버에 축 방향 힘을 전달한다. 이 힘에 의해 레버(A5, A15)는 클러치축 판(A6)의 접촉 점을 중심으로 회전운동을

한다. 이 회전운동이 엔진축 판(A8)과 연결된 힌지(A13)를 당기게 되고 이는 엔진축 판(A8)과의 접촉점을 받침점, 힌지(A13)를 작용점으로 모멘트($\frac{a}{b}F_a R_b$)와 함께 축 방향 힘(F_a)을 전달하게 된다. 이 때, 볼-램프 메커니즘으로 인해 엔진축 판(A8)은 축 방향으로 이동하게 되고 클러치(A9, A11)를 밀게 된다. 힌지에 작용하는 모멘트와 축 방향 힘을 통해 클러치 액추에이터의 힘보다 큰 체결 토크를 만들어내게 된다.

2.5 볼-램프 듀얼 클러치 시스템의 이점

본 논문에서 제시된 시스템은 다음과 같은 이점을 가진다.

- 1) 랙-피니언 메커니즘과 비교하여 볼-램프 메커니즘은 기어로부터 발생하는 백래쉬와 마찰이 존재하지 않기 때문에 향상된 슬립 제어 성능을 가질 수 있다.
- 2) 클러치를 체결하기 위해 필요한 힘이 상당히 감소하였다. 이는 차량의 에너지 효율을 크게 향상시킨다.
- 3) 볼-램프 메커니즘을 위한 레버와 릴리즈 베어링이 같은 방향에 존재하기 때문에 클러치 시스템의 크기가 감소하였다.
- 4) 램프의 각도 조절을 통해 자기 강화 계수를 조절하여 직접적인 슬립 제어가 가능하다.

3. 축소 모델을 통한 검증 실험

3.1 축소 모델을 통한 동역학 모델 검증 실험 설계

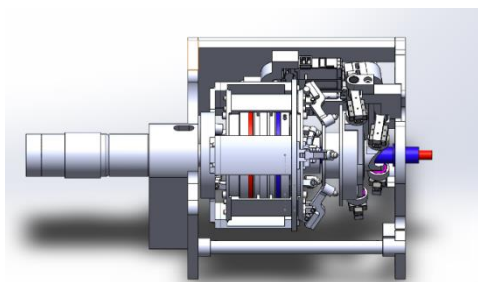


Fig. 3 볼-램프 클러치 시스템 측면도

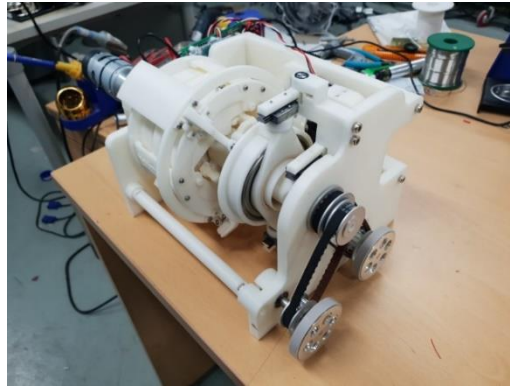


Photo. 1 제작된 볼-램프 클러치 축소 모델

본 논문에서 제시된 볼-램프 모델 자기 강화 계수는 램프의 각도와 클러치와 판 사이의 마찰 계수, 레버 길이의 함수로 표현 될 수 있다. 이 중 레버 길이는 모델이 실제적으로 적용되었을 때 제한된 크기로 인해 변화할 수 있는 비율이 적다. 마찰 계수 또한 재질을 임의로 변화시키기에는 어려움이 있기 때문에, 자기 강화 계수를 자유롭게 변화 시킬 수 있는 주된 요소는 램프의 각도이다. 하지만 본 모델을 검증하기 위해 테스트 벤치를 제작 한 후에는 램프의 각도를 자유롭게 변형할 수 없기 때문에, 축소 모델을 통해 검증하는 과정이 필연적이다. 따라서 본 논문에서는 3D프린터를 이용해 제작한 축소 모델을 통해 볼-램프 동역학 모델을 검증하고자 한다.

그림3은 볼-램프 듀얼 클러치 시스템 축소 모델의 측면도를 나타내며, 그림4는 실제 3D프린터를 통해 제작한 축소 모델을 나타낸다. 축소 모델은 크기와 재질을 제외한 기본적인 구성은 테스트 벤치와 동일하게 구현하였다. 엔진으로 사용된 모터는 12V DC모터를 사용하였으며 체결에 필요한 클러치 액추에이터는 리니어 서보 모터를 사용하였다. 또한, 축소 모델에서는 클러치와 마찰 디스크 사이의 마찰 계수가 플라스틱-플라스틱 마찰 계수인 $\mu = 0.15$ 로 측정되었다. 따라서, 축소 모델에서의 자기 강화 계수가 테스트 벤치 모델의 자기 강화 계수와 동일하게 만들기 위해 램프 각도를 34° 에서 13° 로 수정하였다.

자기 강화 계수를 검증하기 위해서는 클러치 토크와 클러치 액추에이터의 힘을 측정해야 한다. 클러치 토크는 클러치와 엔진이 완전히 체결되고 미끄러지기 직전에 엔진 토크와 일치하게 된다. 따라서 클러치 토크는 엔진과 완전히 체결 된 후 미끄러지기 직전 엔진 토크를 측정함으로써 클러치 토크를 측정할 수 있다. DC모터의 토크와 리니어 서보 모터의 액추에이션 힘은 전류를 측정

함으로써 추정 가능하며 사용된 모터의 토크 계수는 아래의 표와 같다.

Table. 2 모터 토크 사양

DC모터	$k_{t,dc} = 5.34N \cdot m/A$
리니어 서보 모터	$k_{t,lm} = 575.3N/A$

축소 모델을 자기 강화 계수 측정 실험을 위해 Micro Controller Unit (MCU)와 전류 센서를 사용하였다.

3.2 축소 모델 검증 실험 과정

제작된 축소 모델을 통해 동역학 모델을 검증하는 실험은 다음과 같은 과정으로 수행된다.

- 1) 리니어 서보 모터를 통해 클러치를 체결시킨다.
- 2) 체결된 클러치와 연결된 축에 클러치 판이 미끄러지기 직전까지 부하를 증가시킨다.
- 3) 리니어 서보 모터와 DC모터의 전류 값을 측정한다.

3.2 축소 모델 검증 실험 결과 분석

Table. 3 자기 강화 계수 측정 실험 결과

	전류
DC모터	2.1A
리니어 서보 모터	0.16A

위의 표는 실험에서 측정된 전류 값을 나타낸다. 전류 값은 DC모터와 리니어 서보 모터가 각각 2.1A, 0.16A로 나타난다. 측정된 값을 토크와 힘으로 변환한 값은 $11.214N \cdot m$, $92N$ 이며, 이를 통해 계산된 자기 강화 계수는 다음과 같다.

$$G_{test} = 0.122$$

이는 이론적으로 얻어진 자기 강화 계수 $G_{ideal} = 0.151$ 와 약 19%의 오차를 가진다. 동역학 모델에서는 리턴 스프링의 인장력이 포함되어 있지 않았다. 그러므로 축소 모델 검증실험에서 측정된 리니어 서보 모터의 힘은 이론적인 모델 보다 크게 측정되게 된다. 따라서 측정된

리니어 서보 모터의 힘보다 클러치를 체결하기 위해 필요한 체결력은 더 적기 때문에 자기 강화 계수는 측정된 값 보다 더 큰 값을 가질 것으로 예상되며 이는 이론적 자기 강화 계수인 0.151에 더욱 근접할 것이다.

따라서 본 실험을 통해 이론적인 동역학 모델에 의한 자기 강화 효과를 검증 할 수 있었다.

4. 결 론

본 논문에서는 자기 강화 효과를 이용한 볼-램프 클러치 시스템을 통해 적은 힘으로도 클러치 체결력을 형성하는 시스템을 설계 및 검증 하였다. 랙-피니언 방식의 백래쉬와 마찰력이 가진 비선형성을 제거하였으며, 램프의 각도를 조절하여 슬립 제어가 가능한 시스템을 구현하였다. 테스트 벤치를 제작 하기 전 축소 모델을 통해 이론적인 동역학 모델을 검증하였으며 차후 지속적인 실험을 통하여 클러치를 체결하기 위한 최적화된 램프 각도를 설계 및 검증할 것이다. 또한 클러치를 체결하기 위해 부품들의 수정을 통해 차후 더 작은 크기의 볼-램프 듀얼 클러치 시스템을 제작 할 수 있을 것으로 기대한다. 이를 통해 에너지 효율과 제어성이 향상된 듀얼 클러치 시스템을 개발할 수 있다.

후기

이 논문은 2018년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.01180089, 자기 강화 원리를 이용한 초고효율 동력 전달 및 제어 장치에 관한 연구)

References

- 1) B. Matthes, "Dual clutch transmissions-Lessons learned and future potential," SAE, Tech. Rep. 2005-01-1021, 2005.
- 2) U. Wagner and A. Wagner, "Electrical shift gearbox (esg)-Consistent development of the dual clutch transmission to a mild hybrid system," SAE, Tech. Rep. 2005-01-4182, 2005.
- 3) J Kim, S. B. Choi, "Design and Modeling of a clutch actuator system with self-energizing mechanism,"

IEEE/ASME Transactions on
Mechatronics, 2011

- 4) J. Kim and S. B. Choi, "Self-energizing clutch actuator system: Basic concept and design," in Proc. FISITA2010 World Automotive Congr., May 2010, CD-ROM, Paper FISITA2010-SC-P-23, 8 pp.
- 5) J. Fox, R. Roberts, C. Baier-Welt, L. M. Ho, L. Lacraru, and B. Gombert, "Modeling and control of a single motor electronic wedge brake," SAE, Tech. Rep. 2007-01-0866, 2007
- 6) J. A. Collins, Mechanical Design of Machine Elements and Machines: A Failure Prevention Perspective. New York: Wiley, 2003.
- 7) R. Juvinall and K. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design. New York: Wiley, 1991.