

# 습식다판클러치의 드래그 토크 및 열전달 모델 Drag Torque and Heat transfer models of Multi-plate Wet Clutch

김수철  
Suchul Kim

## 1. 서 론

습식다판클러치는 동력전달장치에서 동력전환을 구현하는 핵심 부품으로 주로 전자유압시스템을 통하여 제어된다. 농업용 차량의 동력전달장치에서도 습식다판클러치는 자동변속 및 PTO(Power Take Off) 절환 등을 위해 사용되며 이러한 기능은 사용자에게 높은 편의성을 제공한다.

습식다판클러치는 다양한 부품으로 구성되어 있으며 그중 가장 핵심이 되는 부품은 마찰이 발생하는 디스크 형상의 판(plate)이다. 클러치 판은 마찰재가 부착된 마찰판, 마찰판 사이를 구분하는 분리판, 피스톤과 맞닿는 완충판(cushion plate), 마찰판의 마지막에 배치된 반작용판(reaction plate)으로 구분된다. 각 판은 하우징(housing) 또는 허브 스플라인(hub spline)에 연결되어 있으며 유압 피스톤의 작동에 의해 동력을 전달하거나(engage) 동력을 해제(disengage)한다. 습식다판클러치는 사용조건이나 설계자의 의도에 의해 내부 구성품의 형성이 달라질 수 있으나 이러한 작동원리는 동일하다. 그림 1은 한 쌍으로 구성된 유압작동식 습식다판클러치를 나타낸 것으로 클러치의 내부 구성품과 클러치 피스톤 제어압력, 윤활유 입력 경로를 확인할 수 있다.

습식다판클러치의 제어를 위해 요구되는 주요 성능으로는 변속충격과 변속시간이 있다. 이들은 클러치 제어를 위한 주요 목적함수로 사용되며, 서로 간에 트레이드 오프(Trade-off) 관계를 가지고 있어 최적화에 많은 노력을 기울여야 한다.

변속충격과 변속시간은 클러치 마찰면의 마찰계수와 밀접한 관계가 있다. 이 마찰계수는 마찰면 및 윤활유의 온도, 피스톤의 압력, 마찰판 간의 상대속도 등에 따라 달라지기 때문에 변속하는 시점의 클러치 상태를 고려한 제어가 필요하다.

습식다판클러치를 동력전달장치에 적용하는 대부분의 업체에서는 많은 시험을 바탕으로 제어 프로파일을 완성한다. 그러나 이는 많은 시간과 비용을 요구하기 때문에 많은 연구에서 현실에 근접한 습

식다판클러치 모델 개발을 통해 그 비용을 최소화하려는 노력이 지속되어 왔다.

습식다판클러치 모델에서 드래그 토크와 열전달 예측은 마찰계수를 정밀하게 예측하는데 중요하다. 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics)은 클러치의 복잡한 시스템을 모두 고려한 해석이 가능하기 때문에 가장 정확한 해를 제공한다고 볼 수 있다. 해석모델을 제어에 활용하기 위해서는 빠른 해석 또는 다양한 해석결과를 미리 도출하고 보간법으로 활용해야 한다. 그러나 전산유체역학으로 클러치 시스템을 계산하는 것은 많은 해석시간을 요구하기 때문에 보다 빠른 해석모델이 필요하다. 1D-dynamics 해석 모델 혹은 해석해(Analytical solution)를 이용한 해석 모델은 일부 복잡한 시스템을 몇 가지 가정으로 간략화하거나 경험식으로 대체 해석한다. 따라서 빠른 해석이 가능하며 많은 연구에서 클러치 제어를 위해 활용하는 방법이다. 본 해설에서는 습식다판클러치의 드래그 토크 및 열전달 모델 중 빠른 해석이 가능한 해석해 모델에 대한 연구를 살펴보고자 한다.

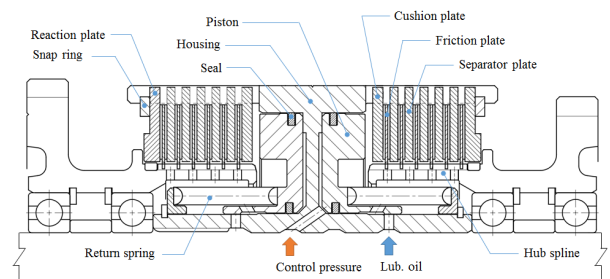


Fig. 1 Illustration of a wet clutch system

## 2. 드래그 토크 모델

### 2.1 드래그 토크의 원리

마찰판과 분리판의 상대속도는 윤활유에 의해 마찰면 사이에서 형성된 유막의 점성전단(viscous shearing)을 야기한다. 해제된 클러치에서 점성전단으로 인해 발생하는 토크를 일반적으로 드래그 토크

크라고 한다. 드래그 토크는 그림 2와 같이 속도에 따라 3가지 영역으로 구분할 수 있다<sup>1)</sup>. 낮은 속도의 영역(low-speed zone)에서는 원심력에 의해 외부로 배출되려하는 윤활유량보다 공급된 유량이 더 많기 때문에 판 사이에 형성된 유막에 정압이 발생한다. 따라서 마찰면 전면에 유막이 연속적으로 존재하게 되고 접촉면 간의 상대속도가 커질수록 드래그 토크도 증가하게 된다. 중간 속도 영역(mid-speed zone)에서는 부분적으로 공급된 유량보다 원심력에 의해 배출되려하는 유량이 커지기 시작한다. 판 간의 속도 차이는 마찰면의 내경보다 외경이 더 크기 때문에 외경부터 부압(negative pressure)이 발생하기 시작하고 이는 공동현상(cavitation)을 야기하여 유막을 파손시킨다. 따라서 드래그 토크는 상대속도가 증가할수록 감소하게 된다. 고속 영역(high-speed zone)에서는 마찰면 전면에서 공급된 유량보다 원심력에 의한 유량 배출이 같거나 더 커지게 된다. 이때 유체는 층류로 유막을 형성하지 못하고 분무 형태로 유막을 형성하게 된다. 이 영역에서 드래그 토크는 증가하는 상대속도에 따라 분무 형태의 유막이 짙어짐에 따라 조금씩 상승하게 된다.

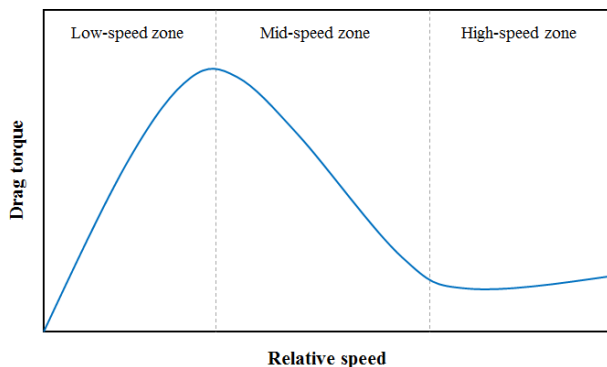


Fig. 2 A typical drag torque curve

2.2 드래그 토크 모델

드래그 토크와 같이 유체의 거동에 의해 나타나는 물리 현상은 연속방정식과 나비에-스톡스의 운동량 방정식을 통해 계산할 수 있다. 그러나 유체의 운동량 방정식인 나비에-스톡스 방정식은 2계의 비선형 편미분 방정식으로 구성되어 있어 FEM, FVM과 같은 수치해석기법을 통한 CFD 해석으로만 해를 구할 수 있다. 따라서 적절한 가정과 경계 조건을 반영하여 드래그 토크를 구하기 위한 해석해를 유도해야 빠른 계산이 가능하다. 이를 위한 연구로는 Kato (1993), Yuan (2010), Iqbal (2014), Pahlovy

(2014) 등이 있으며, 사용된 가정들을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 유체는 층류로 가정한다.
- 2) 유체는 정적 평형 상태로 가정한다.
- 3) 중력의 효과는 무시한다.
- 4) 유체는 비압축성으로 가정한다.
- 5) 유체 특성은 공간상으로 균일하다.
- 6) 클러치 마찰면의 흡은 고려하지 않는다.
- 7) 유체의 흐름은 회전방향이다.
- 8) 유체 압력은 축/접선 방향으로 균일하다.
- 9) 유체의 축 방향 속도는 무시한다.

위의 가정을 통해 연속방정식과 나비에-스톡스 방정식은 식 1, 2와 같이 간략화되며, 이 수식들은 Iqbal 등이 사용한 수식과 동일하다. 드래그 토크는 이 수식의 적분으로 간단하게 계산할 수 있다.

$$-\frac{v_{\theta}^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \tag{1}$$

$$0 = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v_{\theta}}{\partial z^2} \tag{2}$$

where  $v_r$  : flow velocity in radial direction  
 $v_{\theta}$  : flow velocity in tangential direction  
 $v_z$  : flow velocity in axial direction  
 $\mu$  : fluid viscosity (Pa.s)  
 $\rho$  : fluid density (kg/m<sup>3</sup>)

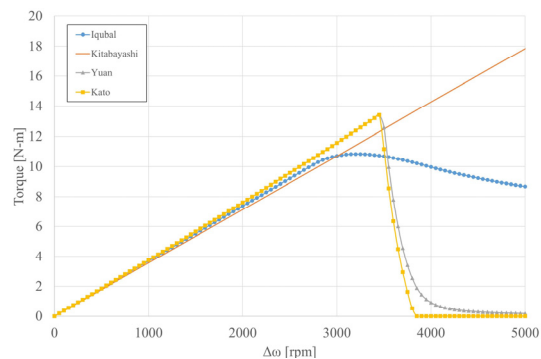


Fig. 3 Drag torque by different models ( $\omega_2 = 0$ , Temperature = 40°C)

그림 3은 4가지의 서로 다른 예측 모델을 이용하여 계산된 드래그 토크를 보여주고 있다. Yuan,

Kato의 모델과 Iqbal의 모델은 중간속도 영역에서 큰 차이를 보이는데, 이는 유막이 파괴되기 시작하는 시점에서의 드래그 토크를 Yuan과 Kato는 고려하지 않고 Iqbal만 고려했기 때문이다.

그림 4는 실제 계측된 습식다판클러치의 드래그 토크의 예시를 보여주고 있다. 계측된 결과는 동일한 조건에서 2회 반복하여 측정되었으며 Iqbal의 모델과 비슷한 형상으로 나타나는 것을 확인할 수 있다.

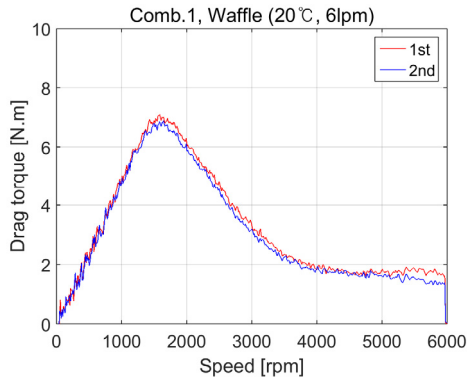


Fig. 4 Example of measured drag torque

### 3. 열전달 모델

클러치 열전달 모델에 대한 선행 연구<sup>5,6,7)</sup>에 의하면 분리판의 온도는 표면과 내부온도가 거의 일정한 집중계(lumped system)로 가정할 수 있다. 일반적으로 집중계 해석은 무차원 수인 Bi 수(Biot number)가 0.1 이하일 때 해석이 가능하다. 표 1은 선행연구에서 사용된 대류열전달계수와 마찰판의 열전도도 50 W/m·K, 마찰판의 두께 1.25 mm를 적용하였을 때 계산된 Bi 수를 보여주고 있다.

Table 1 Biot number in literatures

No.	Year	Author	Bi
1	1987	Johnson	0.000425~0.000575
2	1995	Yang	0.01625~0.04725
3	1999	Jang	0.0025
4	2009	Ivanović	0.0025~0.01625

클러치의 총 에너지 변화는 미끄럼 마찰이 발생하는 마찰재 및 클러치 내부 구성요소의 온도를 변화시킨다. 그러나 마찰재의 열전도도는 0.1~0.3 W/m·K 정도로 낮기 때문에 분리판 재질인 Steel의 열전도도와 약 170~500배의 차이가 있다. 따라

서 클러치 작동에 의해 순간적으로 온도가 상승할 때 마찰재는 단일재로 작용하고 대부분의 에너지는 분리판에 의해 흡수된다고 가정할 수 있다. 마찬가지로 클러치 하우징과 스플라인에 흡수되는 에너지가 분리판에 흡수되는 에너지에 비해 상대적으로 미미하다고 가정하면 클러치 시스템의 총 에너지 평형식은 식 3과 같이 표현된다.<sup>6)</sup>

$$\rho_s V_s c_s \frac{dT}{dt} = hA(T_{oil} - T) + \Phi \quad (3)$$

where

T: separator plate temperature

$\rho_s$ : density of separator plates (kg/m<sup>3</sup>)

$V_s$ : volume of separator plates (m<sup>3</sup>)

$c_s$ : specific heat of separator plates (J/kg·K)

A: friction surface area (m<sup>2</sup>)

h: heat transfer coefficient (W/m<sup>2</sup>K)

$\Phi$ : the generated heat by the friction clutch (W)

위 수식으로 마찰면의 온도를 계산하기 위해서는 대류열전달계수인 h를 알아야 한다. 그러나 대류열전달계수는 물성치가 아니며 실험으로 결정되는 값이다. h는 표면의 형상, 유체의 유동특성, 유체의 물성치, 유체의 속도 등에 의해 영향을 받는다. 따라서 선행연구에서는 다양한 요인 시험을 통해 얻어진 값으로 h를 계산하거나 경험식으로 만들어 클러치 열전달 모델에 활용하였다.<sup>6,8)</sup>

h는 시스템 형상 뿐만 아니라 아래 그림과 같이 클러치 작동 상태에 따라서도 달라진다.<sup>8,9)</sup> 따라서 대류열전달계수를 식 3에 활용할 때에 작동 상태에 따라 구분하여 측정 및 적용할 필요가 있다.

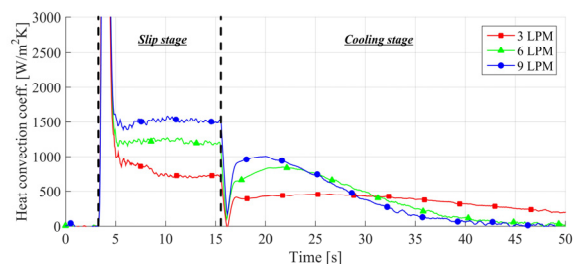


Fig. 4 Heat convection coefficient for clutch engagement

Pacey 등은 넛셀수를 이용하여 h를 예측하였다. 넛셀 수(Nusselt number)는 일반적으로 대류열전달계

수를 예측하기 위해 사용되는 무차원수로 식 4와 같이 보통 레이놀드 수(Reynolds number, Re)와 프란틀 수(Prandtl number, Pr)의 함수로 표현된다. Pacey의 경우 너셀수를 식 5와 같이 표현하고 경험적으로 각 상수를 추정하여 사용하였다.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = f(Re, Pr) \tag{4}$$

$$Nu = A_0 Re^{A_1} Pr^{A_2} \tag{5}$$

where

$Nu$  : Nusselt number

$L_c$ : characteristic dimension

$k$ : oil conductivity

$A_0, A_1, A_2$  : estimated parameters

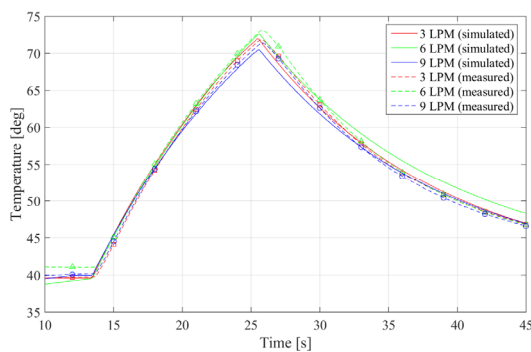


Fig. 5 Comparison of simulated and measured friction surface temperature ( 40°C, 500 rpm)

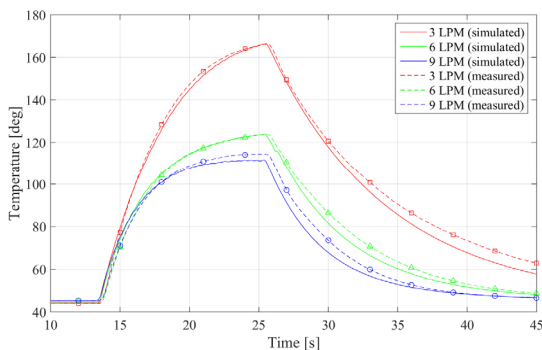


Fig. 6 Comparison of simulated and measured friction surface temperature (70°C, 2000 rpm)

김 등에 의하면 식 3을 이용한 클러치 열전달 모델로 예측된 클러치 마찰면의 온도는 그림 5, 6과

같이 다양한 조건에서도 매우 높은 정확도를 보였다. 그러나  $h$ 는 제한된 시험조건에서 추정되기 때문에 이외의 조건에서 사용 시 오차가 커질 수 있다. 따라서 실제 적용하기 위해서는 문헌들의 값을 참조하되 사용 환경에 따라 적절히 조정되어야 할 것이다.

#### 4. 결 론

앞서 소개된 습식다판클러치의 드래그 모델 및 열전달 모델은 CFD를 활용하지 않고도 빠른 결과를 도출할 수 있다. 이러한 모델을 활용하면 빠르게 마찰계수를 계산하여 실시간 클러치 압력 제어도 가능하다. 또한 클러치 초기 설계에도 빠른 설계검토를 위해 활용될 수 있기 때문에 매우 유용하게 활용할 수 있다. 문헌 상에서 사용된 습식다판클러치 모델은 다양한 시험과 분석을 통해 검증되었으나, 초기 가정에서 무시된 인자나 분석되지 못한 요인시험이 있기 때문에 사용조건에 따라 한계가 있다. 향후 수행될 연구를 위해 이러한 한계점을 요약하면 다음과 같다.

1) 드래그 토크 모델에서 표면장력을 고려하기 위해서는 대기, 유체, 마찰판 사이의 복잡한 특성으로 결정되는 유체의 접촉각을 해석해야 한다. 그러나 이러한 현상은 마찰면의 형상과 밀접하게 관련이 있기 때문에 유동방정식으로부터 유도된 해석 해에서 고려하기 어렵다. 따라서 표면장력의 영향을 고려하기 위해서는 CFD 해석 등의 추가적인 연구가 필요하다.

2) 드래그 토크의 해석해 예측모델은 클러치 홈(Groove)에 대해 고려하지 않는다. 따라서 이러한 요인을 반영하기 위한 추가 연구가 필요하다.

3) 집중계로 표현된 열전달 모델은 클러치 전체 시스템을 하나의 온도로 나타냈기 때문에 마찰면의 온도편차를 고려할 수 없다. 예측된 마찰판의 온도는 각 마찰판에서 예측된 결과의 평균으로 하였으나, 실제 예측된 결과에서는 예측하는 분리판에 따라 편차가 존재한다. 이러한 영향은 허브 스플라인과 마찰판과의 마찰, 각 마찰면에 공급되는 유량, 각 마찰판의 거동 등과 관련이 있으며 이를 고려하기 위해서는 CFD 기법을 활용한 2차원 혹은 3차원 열유동 해석이 필요하다.

4) 대류열전달계수는 제한된 시험결과로부터 유도되기 때문에 제한 조건을 벗어난 설계조건에 대해서는 오차가 커질 수 있다. 따라서 클러치가 시험 조건 외에서 사용된다면 추가적인 시험을 수행하여 오차를 비교하고 오차가 너무 큰 경우 예측식의 계수를 조정할 필요가 있다.

**참고 문헌**

1) Iqbal, S., Al-Bender, F., Pluymers, B. and Desmet, W. "Model for predicting drag torque in open multi-disks wet clutches". ASME, J. of Fluids Eng., Vol. 136, p. 021103, 2014.

2) Kato, Y., Murasugi, T., Hirano, H., & Shibayama, T. "Fuel economy improvement through tribological analysis of the wet clutches and brakes of an automatic transmission." SAE Paper, No. 938179, 1993.

3) Yuan, S., Peng, Z., & Jing, C. "Experimental research and mathematical model of drag torque in single-plate wet clutch." CJME, Vol. 23, No.\*, 2010.

4) Pahlovy, S., Mahmud, S. F., Kubota, M., Ogawa, M., & Takakura, N. "Multiphase drag modeling for prediction of the drag torque characteristics in disengaged wet clutches." SAE Paper, No. 2014-01-2333, 2014.

5) Yang, Y., Lam, R. C., & Chen, Y. F. "Modeling of

heat transfer and fluid hydrodynamics for a multidisc wet clutch." SAE Paper, No. 950898, 1995.

6) Ivanović, V., Herold, Z., & Deur, J. "Experimental characterization of wet clutch friction behaviors including thermal dynamics." SAE Paper, No. 2009-01-1360, 2009.

7) Jang, J. Y., Khonsari, M. M., & Maki, R. "Three-dimensional thermo-hydrodynamic analysis of a wet clutch with consideration of grooved friction surfaces." ASME, Journal of Tribology, Vol. 133, p. 011703, 2011

8) S. C. Kim. and S. B. Shim. "Modeling of heat transfer for a wet multi-plate clutch based on empirical data", JAUTO, Vol. 232(12), 2017.

9) Pacey, D. A., & Turnquist, R. O. "Modeling heat transfer in a wet clutch." SAE Paper, No. 901655, 1990.

**[저자 소개]**



이름 김수철

E-mail : sckim@kimm.re.kr

Tel : 042-868-7918

2016년 서울대학교 바이오시스템공학과 박사. 2016년 엘에스엠트론 선임연구원. 2017년~현재 한국기계연구원 스마트산업기계연구실 선임연구원.

기어박스 설계 최적화 및 해석 연구에 종사. 한국농업기계학회, 대한기계학회, 한국자동차공학회, 유공압건설기계학회 등의 회원, 공학박사