

DOI <https://doi.org/10.9725/kstle.2017.33.1.1>

## 파형 습식클러치의 드래그 토크 저감을 위한 파형내 유로 위치 설정 설계 연구

조정희<sup>1</sup> · 한준열<sup>1</sup> · 김우정<sup>3</sup> · 장시열<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup>국민대학교 자동차공학 전문대학원, <sup>2</sup>국민대학교 자동차공학과  
<sup>3</sup>현대파워텍(주)

### A Study on the Flow Path Position Design of Waviness Friction Pad for Drag Torque Reduction in Wet Type DCT

Junghye Cho<sup>1</sup>, Juneyol Han<sup>1</sup>, Woojung Kim<sup>3</sup> and Siyoul Jang<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Dept. of Automotive Engineering, Kookmin University

<sup>2</sup>Dept. of Automotive Engineering, KookMin University

<sup>3</sup>Hyundai Powertech, Ltd

(Received October 13, 2016; Revised January 19, 2017; Accepted January 20, 2017)

**Abstract** – Drag torque reduction in a wet clutch pack is a key aspect of the design process of the dual clutch transmission (DCT) system. In order to reduce the drag torque caused by lubricant shear resistance, recently developed wet clutch pack systems of DCT, as well as automatic transmission and other four-wheel drive (4WD) couplings, frequently utilize wavy wet clutch pads. Therefore, wavy shape of friction pad are made on the groove patterns like waffle pattern for the reduction of drag torque. Additionally, the groove patterns are designed with larger channels at several locations on the friction pad to facilitate faster outflow of lubricant. However, channel performance is a function of the waviness of the friction pad at the location of the particular channel. This is because the discharge sectional area varies according to the waviness amplitude at the location of the particular channel. The higher location of the additional channel on the friction pad results in a larger cross-sectional area, which allows for a larger flow discharge rate. This results in reduction of the drag torque caused by the shear resistance of DCTF, because of marginal volume fraction of fluid (VOF) in the space between the friction pad and separator. This study computes the VOF in the space between the friction pad and separator, the hydrodynamic pressure developed, and the shear resistance of friction torque, by using CFD software (FLUENT). In addition, the study investigates the dependence of these parameters on the location and waviness amplitude of the channel pattern on the friction pad. The paper presents design guidelines on the proper location of high waviness amplitude on wavy friction pads.

**Keywords** – DCT (듀얼 클러치 트랜스미션), clutch pack(클러치 팩), wave clutch(웨이브 클러치), drag torque (드래그 토크), flow path(유로), engagement(체결), disengagement(풀림)

#### Nomenclature

$\alpha_q$  : Volume fraction of q phase

$h$  : Oil film thickness [m]

$r_m$  : Inner radius of friction plate [m]

$r_{out}$  : outer radius of friction plate [m]

$r_m$  : Mean radius of friction plate [m]

$N$  : Number of plate

$P_a$  : Atmospheric pressure [N/m<sup>2</sup>]

$V_r$  : Flow velocity in radial direction [m/s]

$V_\theta$  : Flow velocity in circumferential direction [m/s]

$V_z$  : Flow velocity in axial direction [m/s]

$\omega$  : Rotational speed [rpm]

\*Corresponding author : jangs@kookmin.ac.kr  
Tel: +82-2-910-4831, Fax: +82-2-910-4718

- $\omega_f$  : Rotational speed of friction plate [rpm]  
 $\omega_s$  : Rotational speed of separate plate [rpm]  
 $\mu$  : Viscosity [kg/m·s]  
 $\rho$  : Density [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_q$  : Density of q phase [kg/m<sup>3</sup>]  
 $S_{\alpha_q}$  : External mass source entering phase [kg·m<sup>3</sup>/s]  
 $T$  : Drag torque [N·m]  
 $\tau_{ele}$  : Shear stress on the element [N/m<sup>2</sup>]  
 $r_{ele}$  : Radial distance to element [m]  
 $\lambda$  : Wave period [°]

## 1. 서 론

현재 자동차 시장은 환경문제와 석유 자원의 고갈로 인해 배기가스 규제가 심해지고 있다. CO<sub>2</sub> 규제를 맞추기 위해서는 연료소비율을 높이거나 연비향상을 도모해야 한다. 따라서 많은 자동차 회사들은 파워트레인 시스템의 각 요소에서 모든 부품에서 효율을 높일 수 있는 연구를 활발히 진행 중이다.

최근에는 연비 향상과 주행성능 향상을 위해 새로운 형태의 변속기를 지속적으로 개발하고 있으며, 엔진의 작동점(EOP: Engine operating point)을 효율이 좋은 부분에서 적용시키기 위해 변속기의 다단화가 이루어지고 있다. 그 중 DCT(Dual clutch transmission, DCT)는 동력 손실저감과 연비향상 측면에서 이러한 문제를 최적으로 대응할 수 있는 형태로 제시되고 있다. DCT는 홀수와 짝수 단을 분리시켜 각각을 제어하는 형태이다[1]. 만약 홀수 단이 체결되어 있다면, 짝수단은 풀림 상태로 다음 단계의 변속을 대기중에 있다. 따라서 클러치 팩의 관점에서 본다면, 홀수단은 체결상태이고 짝수단은 풀림 상태로 차량이 운행하게 되는데 비 체결상태의 클러치 팩에서 변속기유의 점성에 의해 전단 저항을 발생시킨다. 전단 저항의 발생은 드래그 토크라는 동력의 손실을 가져오므로 최소화를 통하여 변속기의 효율을 높여야 한다. 이러한 습식DCT의 특성상 항상 풀림 상태에 놓이는 클러치 팩이 존재하여, 드래그 토크를 줄이는 설계가 필요하다[1].

## 2. 해석의 대상 및 조건

### 2-1. 웨이브 클러치의 구조와 드래그 토크

#### 2-1-1. 웨이브 클러치의 구조

본 연구에서는 일반적으로 사용되는 평판형 클러치

와 달리, 마찰판에 waviness를 준 웨이브 클러치에 대해 마찰판 사이 틈새의 변속기 유동에 대한 유동해석을 진행하였다. 마찰재의 패턴은 waffle 형태를 사용하였으며, 여기에 추가로 DCTF(Dual Clutch Transmission Fluid)의 배출을 빠르게 해 줄 수 있는 Y형상의 유로를 추가하였다. 웨이브 클러치에서 Y형상의 유로의 위치를 세가지로 나누어 유동해석을 진행하였다. 계산영역의 격자요소에서 공기-변속기유 비율을 고려한 VOF(Volume of fluid) 해석을 진행하였으며, 상용 CFD프로그램인 FLUENT를 이용하였다.

Fig. 1은 기존에 사용되는 평판 클러치와 웨이브 클러치를 비교한 그림이다. 평판 클러치는 마찰판과 분리판이 항상 평행한 상태이다. 반면, 웨이브 클러치는 마찰판에 파형이 들어간 형태이다. 마찰판의 파형으로 인해 두 판 사이에 간격이 상대적으로 큰 부분이 생기게 되며 이 틈새를 통하여 더 많은 DCTF가 배출 될 수 있다. 웨이브 클러치에 적용된 파형은 6개의 주기를 갖고 있으며, 웨이브의 가장 높은 지점과 가장 낮은 지점의 높이 차이는 200  $\mu\text{m}$ 이다. 따라서 가장 높은 지점이 6곳, 가장 낮은 지점이 6곳 존재하는 형태이다.

#### 2-1-2. 드래그 토크의 발생

엔진에서 발생한 구동력은 동력전달을 맺고 끊어주는 클러치를 통하여 변속기로 전달된다. DCT의 특성상 변속을 하기 위해서는 홀수단이던 짝수단이던 두 개중 하나는 반드시 풀림 상태로 놓여지게 된다. 분리

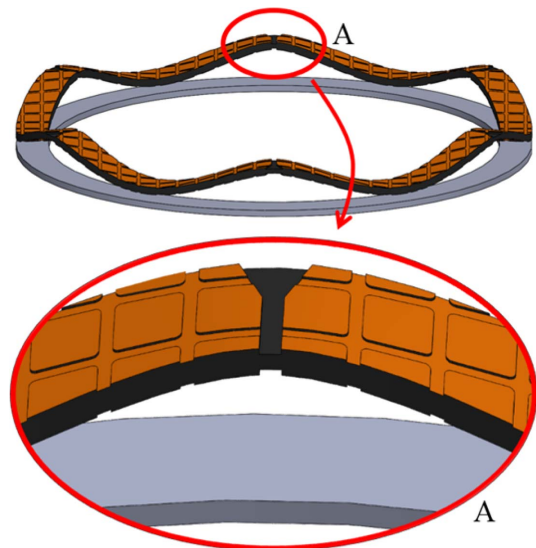


Fig. 1. Waviness friction pad and flow path.

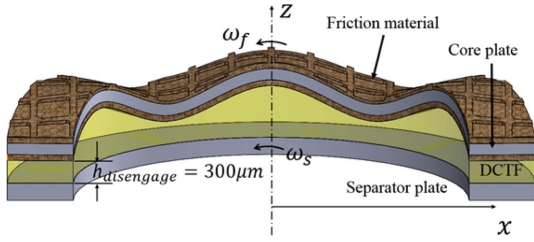


Fig. 2. Drag torque occurrence.

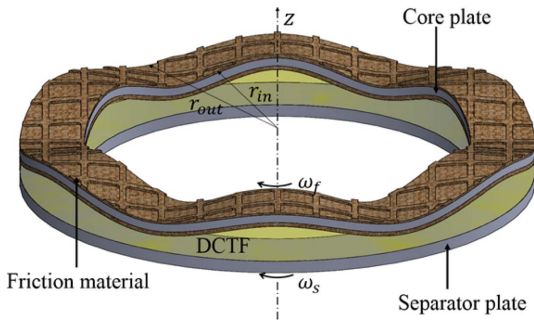


Fig. 3. Contact between friction pad and separator disk with DCTF.

판과 마찰판 사이의 틈새에서 DCTF가 상대 회전운동을 하게 되며 점성에 의한 드래그 토크가 발생하게 된다. 일반적으로 드래그 토크를 감소시키기 위한 설계 방법으로는 분리판과 마찰판의 간극 확대, 마찰패드의 패턴 설계, 마찰재의 형상 설계, DCTF의 물성치를 고려하게 된다[2].

## 2-2. 유체의 운동 특성과 수학적 모델

### 2-2-1. 층류 운동

DCTF는 분리판(separator plate)과 코어 플레이트(core plate) 사이에서 상대 회전운동을 하는 동시에 접촉 운동을 하게 된다. 분리판과 코어플레이트 사이의 DCTF는 반시계 방향으로 규칙적인 회전운동을 하게 되며 이러한 유체흐름은 층류(laminar flow)운동 특성을 갖게 된다. 이러한 운동 특성 때문에 두 판에서 외경방향으로 멀어질수록 선속도가 커지며 유입되는 DCTF양 보다 배출되는 양이 증가함에 따라서 빈 공간(cavitation)이 발생하게 된다. 상대적으로 빈 공간이 증가하게 되면 DCTF의 잔여량은 낮아지게 되며 점성에 의한 전단저항의 감소, 드래그 토크의 감소로 이어질 수 있다. 따라서 풀림상태에서의 DCTF의 빠른 배출은 마찰패드의 형상 및 패턴의 변화를 통한 설계를

적용시켜야 한다[2].

### 2-2-2. 유체의 수학적 모델

유체의 모델은 원통좌표계( $r, \theta, z$ )로 표현할 수 있으며, 속도 벡터 ( $V_r, V_\theta, V_z$ )를 이용하여 표현한다. 공기가 포함되어 있는 2상 유동(two phase flow)에 대한 Navier-Stokes방정식은 다음과 같다. (1)은 r 모멘텀, (2)는  $\theta$  모멘텀, (3) z 모멘텀을 나타낸다[3, 4].

$$\rho \left( \frac{\partial V_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) = \rho g_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) - \frac{V_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_\theta V_r}{r} + u_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) = \rho g_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right) - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial V_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

초기 경계조건으로 마찰판과 분리판의 슬립은 존재하지 않으며, 마찰 패드와 분리판 표면에서의 유체흐름은 다음과 같다.

$$V_r(r, \theta, 0) = 0, V_r(r, \theta, h) = 0 \quad (4)$$

유체모델의 회전각속도는  $\omega_s, \omega_f$  로 나타낼 수 있으며 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_\theta(r, \theta, 0) = r\omega_s, V_\theta(r, \theta, h) = r\omega_f \quad (5)$$

압력을 고려한 경계조건은

$$P(r_{out}, \theta, z) = P_a = 0 \quad (6)$$

이다.

FLUENT 상에서 volume fraction은 식 (7)을 통하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (7)$$

$\dot{m}_{qp}$  는 phase p에서 phase q로 질량이 이동하는 변화량을 나타낸 값이다.  $S_{\alpha_q}$  는 외부에서 phase q로 유

입되는 질량을 나타낸다.

### 2-2-3. 드래그 토크

드래그 토크는 마찰판과 분리판 사이에서 상대회전 운동을 하는 DCTF의 전단 저항에 의해 발생한다. 전단저항은 계산영역 내의 각 격자점에서 형성되는 전단 응력을 회전 중심축에서의 거리를 곱하여 전체 영역에서 적분하여 계산한다[5].

$$T = \int r \times \tau dA = \sum \tau_{ele} \times r_{ele} \times \Delta A \quad (8)$$

### 2-3. 해석 모델 및 조건

기본적인 마찰판의 제원은 내경 70 mm, 외경 80 mm이며 진폭의 주기를 고려하여 Y 형태의 유로를 6개 추가하였다. 따라서 추가유로와 진폭의 주기는 60° 주기를 갖게 된다(Fig. 4). 일반 적으로 많이 사용하는 waffle 타입의 마찰판에 Y형태의 유로가 추가로 설계되어 있는 형태이다(Fig. 5). 진폭의 주기를 고려하여 Y형태의 유로를 6개를 추가하였다. 따라서 추가 유로와 진폭의 주기는 60° 주기를 갖게 된다. 유로의 주기와 웨이브 클러치 진폭의 주기가 같기 때문에 유로의 위치를 설정하게 되면 유로의 진폭상의 위치는 항상 같은 위치에 놓이게 된다.

유로의 진폭상의 위치를 고려하지 않고 생산했을 때 유로의 위치는 임의로 정해 질 가능성이 있다. 유로의 추가적인 설계만으로도 드래그 토크를 저감하는 효과는 있지만, 의도적으로 최적의 위치에 유로를 설치하여 드래그 토크를 더 많이 저감 할 수 있다.

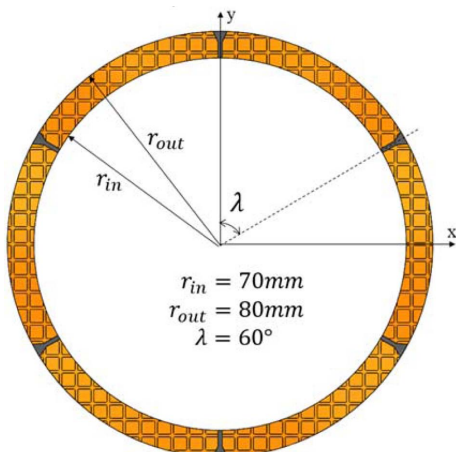
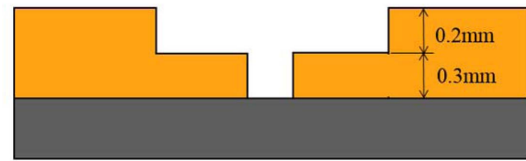
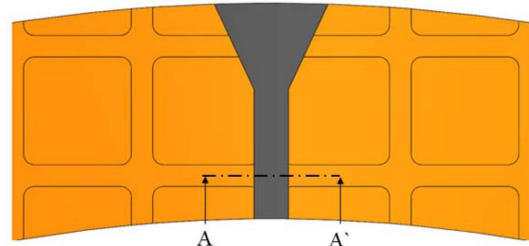
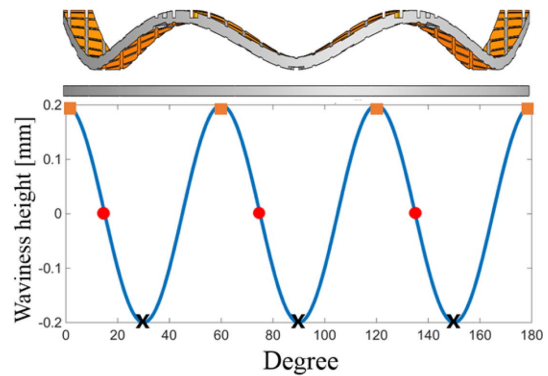


Fig. 4. Detailed friction pad with additional flow path.



Section cut A-A'

Fig. 5. Detailed Y flow path on friction pad.



X-- Low type ● -- Middle type ■ -- High type

Fig. 6. Flow path position comparison of three types.

본 연구에서는 해석 시간을 단축하기 위하여 1/2클러치 모델을 사용하였으며 각 모델에 생성되는 Y형태의 유로는 3개씩 존재한다. 웨이브형 습식 클러치의 유로 위치 선정을 위한 해석 모델은 세가지이다. 웨이브 클러치에서 추가 유로의 진폭상의 위치에 따라 low, middle, high 타입으로 나누었으며 low 타입은 가장 낮은 곳에 Y 형태가 위치하며, 이는 유로가 분리판과 가장 가까운 위치에 있다는 것을 의미한다(Fig. 7). Middle 타입은 웨이브의 가장 높은 부분과 낮은 부분의 중간 지점에 유로가 형성 되어있다(Fig. 8). high 타입은 웨이브의 가장 높은 부분에 유로가 위치하며, 분리판과 가장 먼 위치에 유로가 형성되어 있다(Fig. 9). 각 타입별 유로의 위치를 표현한 그래프는 Fig. 6에

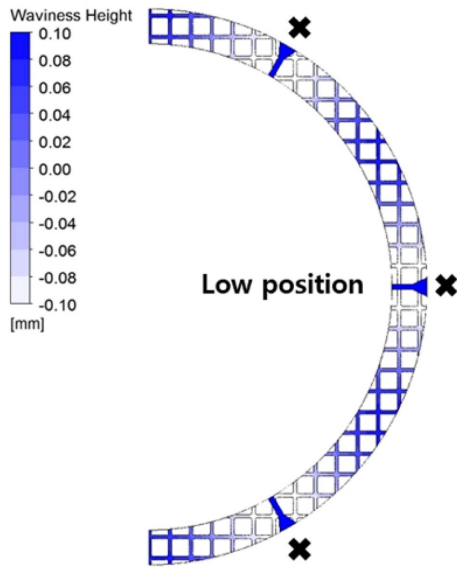


Fig. 7. Flow path position of low type on waviness clutch.

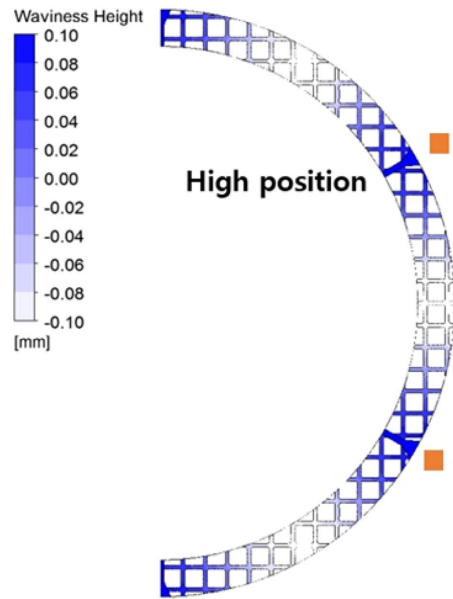


Fig. 9. Flow path position of high type on waviness clutch.

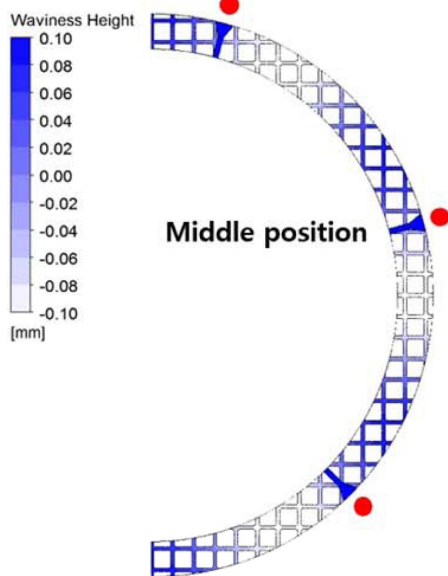


Fig. 8. Flow path position of middle type on waviness clutch.

명시하였다.

해석 조건으로는 실제 차량모델에서 cold-start의 상황을 가정하여 40 °C의 초기온도를 설정하였다. 클러치의 외경방향으로 빠져나가는 것을 고려하여 대기압으로 설정하였으며, 마찰판과 분리판 틈 사이로 DCTF

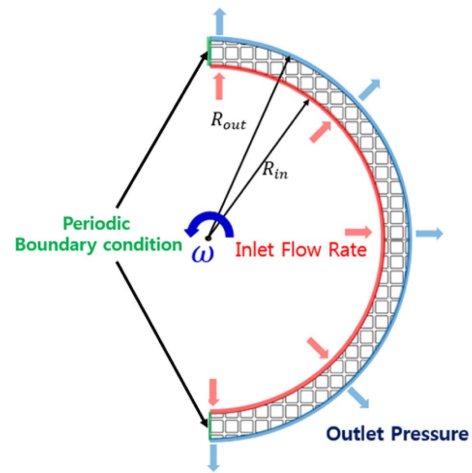


Fig. 10. boundary conditions for analysis.

Table 1. Properties of analysis condition

DCTF(40 °C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	846.67
	Viscosity (kg/ms)	0.0264
Air(40 °C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	1.177
	Viscosity(kg/ms)	1.85×10 <sup>-5</sup>
Outlet pressure(bar)		1.0
Volumetric flow rate(L/min)		1.0

가 유입되므로 inlet flow rate를 설정하였다(Table 1, Fig. 10).

### 3. 유동해석 결과 및 고찰

#### 3-1. 잔류 DCTF양 비교

Fig. 11부터 Fig. 13은 분리판과 마찰판사이 상대 회전 속도가 1000 rpm, 1500 rpm일 때, 각 모델에서 마찰판과 분리판의 틈새에 존재하는 공기와 변속기유의 비(Volume of Fluid, VOF)를 해석한 결과이다. 세 가지 모델을 비교 했을 때 middle 타입의 경우 회전 속도가 증가함에 따라 틈새에서 DCTF가 잘 빠져나가지 않는 경향성을 보인다(Table 2). 1000 rpm과

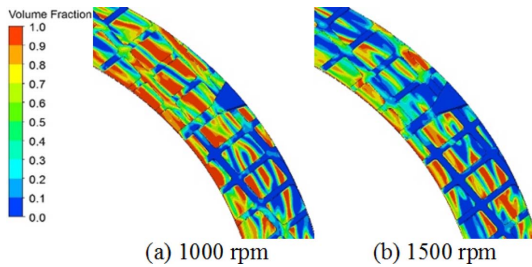


Fig. 11. Volume fraction of low type at 1000 rpm and 1500 rpm.

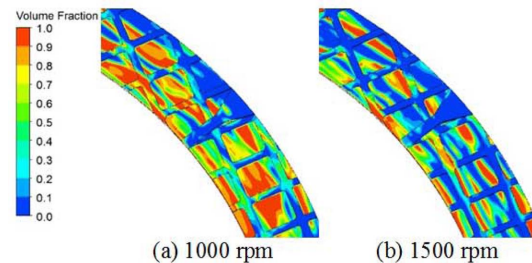


Fig. 12. Volume fraction of middle type at 1000 rpm and 1500 rpm.

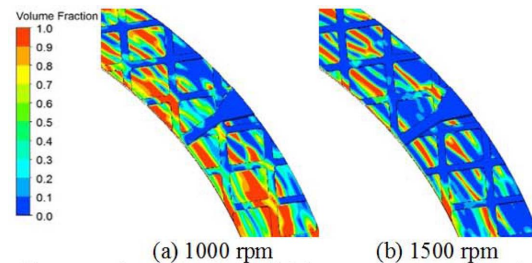


Fig. 13. Volume fraction of high type at 1000 rpm and 1500 rpm

Table 2. Oil remains percentage [%]

Oil remains percentage [%]		
1000 rpm	Low type	28.03
	Middle type	29.76
	High type	29.73
1500 rpm	Low type	21.42
	Middle type	23.55
	High type	21.16

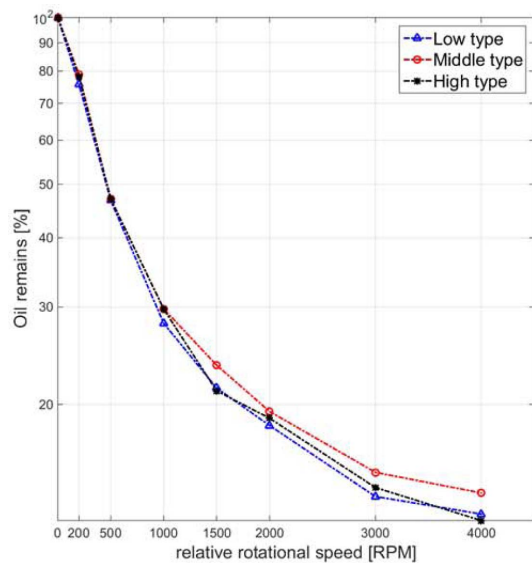


Fig. 14. Oil remains comparison of three types.

1500 rpm을 비교하였을 때 high 타입의 경우 Y 형태의 유로 주변의 DCTF가 대부분 빠져나가 주변 압력보다 낮게 형성되어 DCTF가 원활히 나갈 수 있는 틈이 형성 된다. 마찰판과 분리판의 상대 회전속도가 증가함에 따라서 200 rpm이후로 빠르게 DCTF가 배출되며 높은 회전속도에서도 입력유량에 따라 0~20%의 오일잔여량을 유지하게 된다(Fig. 14).

#### 3-2. 동압 비교

Fig. 15부터 Fig. 17은 분리판과 마찰판 사이 상대 회전속도가 1000 rpm, 1500 rpm 일 때 틈새에서 형성되는 동압을 비교하였다. 1000 rpm, 1500 rpm을 비교했을 때, high 타입에서 Y형태의 유로 주변의 동압이 가장 낮게 나타났다. Wave형상을 가진 마찰재 형상에서 분리판과 마찰판의 틈새가 가장 넓은 곳에 Y형태의 유로를 배치한 high 타입의 경우가 드래그 토크 저

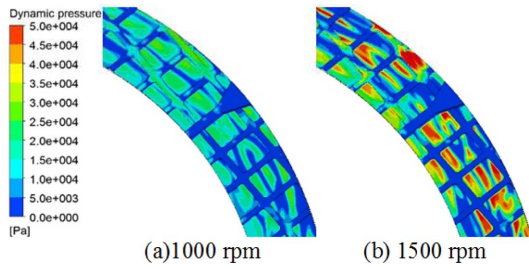


Fig. 15. Dynamic pressure of low type at 1000 rpm and 1500 rpm.

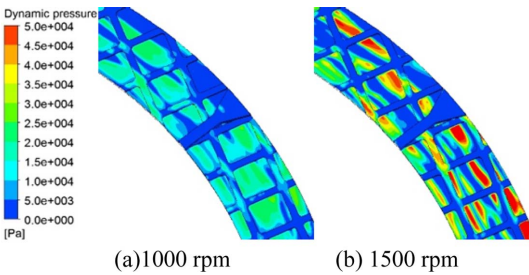


Fig. 16. Dynamic pressure of middle type at 1000 rpm and 1500 rpm.

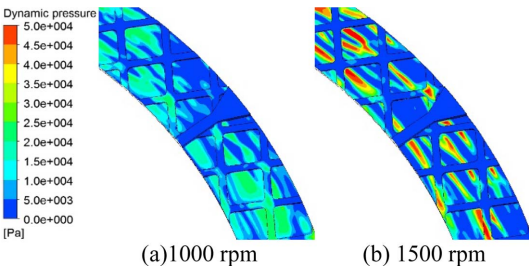


Fig. 17. Dynamic pressure of high type at 1000 rpm and 1500 rpm.

감에 가장 우수한 경향을 보이며 제조 과정에서 Y형태의 유로의 위치 선정도 매우 중요한 요인으로 보인다.

### 3-3. Streamline 비교

Fig. 18부터 Fig. 20은 각 타입별 틈새에서 형성되는 유선(Streamline)을 비교하였다. 1500 rpm의 경우를 비교 하였을 때 high 타입에서는 Y형 유로의 틈새에서 출구방향의 벽면을 따라 원활하게 DCTF가 배출되는 현상을 보인다. 세 가지 타입의 Y형 유로 주변의 유선을 비교해 보면 low 타입에서 유선이 가장 적게 형성되어 있으며 유속이 느린 경향을 보인다. Y형 유로에서 빠르게 DCTF가 배출되면서 압력이 낮아지게 되며 주변의 DCTF 배출향상을 돕게 된다.

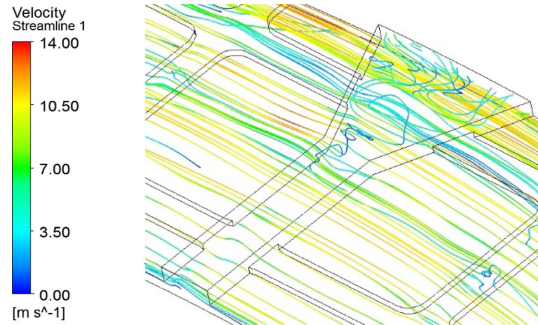


Fig. 18. Streamline of low type at 1500 rpm.

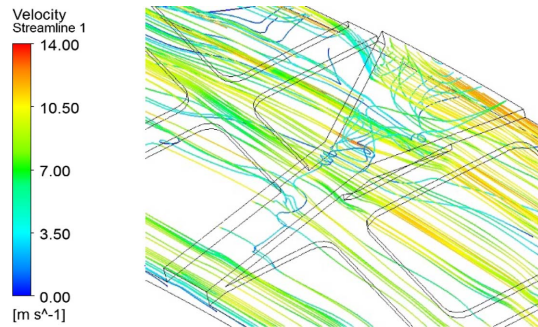


Fig. 19. Streamline of middle type at 1500 rpm.

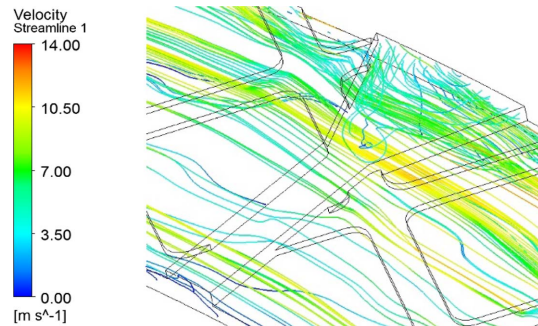


Fig. 20. Streamline of high type at 1500 rpm.

### 3-4. Drag torque 비교

Fig. 21에 세 가지 타입에 대하여 회전속도에 따른 드래그 토크를 비교하였다. 마찰판과 분리판의 주요 상대 회전영역인 500 rpm~2000 rpm을 비교 하였을 때, high 타입의 경우가 가장 낮게 형성되는 것을 확인하였다.

드래그 토크는 마찰판과 분리판 사이의 좁은 틈새에서 빠져나가지 못한 유체의 전단응력에 의해 발생하게 되며 같은 잔여량 이라도 얼마나 국부적으로 형성되는지와 넓게 형성되는지에 따라 드래그 토크의 값에

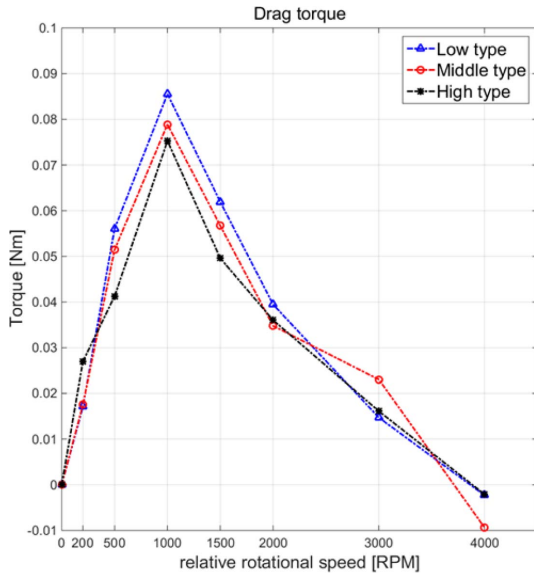


Fig. 21. Drag torque comparison of three types.

영향을 줄 수 있음을 확인하였다.

#### 4. 결 론

본 연구는 습식 DCT 의 클러치 팩의 클러치 풀림 상태에서 wave 마찰패드의 Y형태의 유로 위치에 따른 드래그 토크 변화를 해석하였다. 6개의 wave 주기를 가진 파형 습식 클러치이기 때문에 Y 형상 유로의 파형 진폭 내 높이 위치에 따라 low, middle, high 타입의 마찰판 패턴 설계를 하였다.

1. 습식클러치에서 wave 형태의 마찰 패드에 대하여 변속기유의 배출을 원활히 하는 Y형태의 유로 위치에 따라 드래그 토크 값을 알아보았으며 high 타입에서 드래그 토크 저감이 가장 우수한 경향을 보였다.

2. 이것은 분리판과 마찰판의 틈새에서 Y형태의 유

로를 지나기 전과 후의 압력차이에 의해 유체가 신속히 배출됨을 의미함과 동시에 가장 높은 틈새에 Y형태의 유로를 위치시켜 틈새공간을 더 확보하여 DCTF의 배출을 증가시키는 효과가 있다.

3. Wave 형태의 습식 클러치 패드 설계시 DCTF가 원활하게 배출될 수 있게 하는 압력차를 고려하여 추가 유로의 설계가 필요해 보인다.

#### Acknowledgements

본 연구는 2016 국민대학교 지원과 한국연구재단의 지원 (No.2015005154)을 받아 수행된 연구임.

#### References

- [1] Kim, H. Y., Jang, S. Y., Kim, W. J., Shin, S. C., "Analysis of Dynamic Behaviors of Transmission Fluid Film in Wet Clutch Pad according to Patterned Grooves", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 2, pp. 92-98, 2014.
- [2] Ivanović, V., Herold, Z., Deur, J., Hancock, M. et al., "Experimental Characterization of Wet Clutch Friction Behaviors Including Thermal Dynamics", *SAE Int. J. Engines*, Vol. 2, No. 1, pp. 1211-1220, doi:10.4271/2009-01-1360, 2009.
- [3] Shoaib Iqbal., Farid Al-Bender., Bert Pluymers., and Wim Desmet., "Mathematical Model and Experimental Evaluation of Drag Torque in Disengaged Wet Clutches", *ISRN Tribology*, 2013, Article Id 206539.
- [4] Yiqing Yuan., Eysion A. Liu., James Hill., "An Improved Hydrodynamic Model for Open Wet Transmission Clutches", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 129, March 2007.
- [5] Kitabayashi, H., Li, C., Hiraki, H., "Analysis of the Various Factors Affecting Drag Torque in Multiple-Plate Wet Clutches", *SAE Int. J. Engines* 2003-01-1973, 2003.