

# 브레이크 부하를 이용한 유체커플링 실험장치 개발과 토크 성능 예측

박용호\*, 김기홍\*\*

## The Development of Hydraulic-Coupling Experimental Apparatus Using Brake Load and Prediction of Torque Performance

Yong Ho Park\* , Ki Hong Kim\*\*

### ABSTRACT

The hydraulic couplings have been widely used in industries, automobile, and power-station drives including ships. A mathematical analysis by which the design and application of hydraulic couplings are made is used in conventional design formulae and general roto-dynamic theories. The fluid flow of hydraulic couplings can be considered to have two component, one circumferentially about the coupling axis, and the other passing fluid from the pump to the turbine in the plane of the coupling axis. Tests have been carried out on the full-scale production coupling. The performance test consists of taking measurement of torque of the fluid coupling for three different amount of working fluid inside with various loads to the output shaft. The purpose of this research is to construct the experimental test equipments and to establish a series of performance test for the domestically developed hydraulic couplings, and to obtain experimental results which can be used to improve the performance of the hydraulic coupling and to solve the practical problems confronted in operation.

**Key Words** : Torque performance (토크성능), Hydraulic-coupling(유체 커플링), Brake load(브레이크 부하)

### 1. 서 론

유체를 매개로 원동축의 회전력을 종동축에 전달하는 유체커플링은 충격 및 비틀림진동 등을 흡수하여 원활한 동력전달을 하는 등 여러가지 장점이 있어 처음에는 선박의 추진구동에 적용 되었고 계속해서 산업용 기계, 자동차 동력구동용, 각종기계등에 광범위하게 사용되고 있으며 최근에는 그 사용이 급격히 증가하고 있다. 유체를 매개체로 하는 동력전달장치로는 유체커플링과 토크 컨버터를

들수 있다. 유체커플링은 토크 전달력이 일정하지만 토크컨버터는 토크변환기능을 가지고 있다. 특히, 최근에는 자동차의 자동변속장치로 토크 컨버터가 많이 채용되고 있는데 토크 컨버터의 선수 기술이 유체커플링이다. 따라서 본 연구에서는 국내 제작된 크기와 동력전달용량이 다른 모델 2종류에 대해 토크 특성을 예측할 수 있는 실험장치를 개발하고 실험장치에서 측정된 토크를 종래의 연구에서

\* 거제대학 기계과

\*\* 구미1대학 기계설계

제안한 이론토크<sup>1)</sup>와 실험토크를 비교하여 국내 생산한 유체커플링의 토크성능 예측과 국내생산을 위한 설계자료로 활용코자한다.

## 2. 이론적고찰

### 2-1 구조 및 작동원리

유체커플링의 주요구조는 Fig.1과 같다. 주요부품은 펌프, 터빈, 케이싱 등으로 구성되며, 펌프는 입력축과 결합되어 있고, 케이싱과 일체인 터빈은 출력축과 결합되어 있다. 펌프와 터빈은 기계적 결합없이 독립적으로 구성되어 있고 케이싱 내부공간에는 오일로 채워져 있는데 이 오일이 동력전달기능을 수행하는 매개체다.

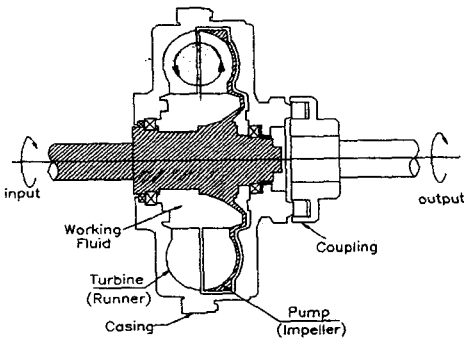


Fig. 1 Structure of hydraulic coupling

이와같이 유체커플링은 구동기에 의해 입력축과 연결된 펌프가 회전하면 오일로 형성된 토러스가 펌프와 터빈을 순환하면서 입력축의 동력을 출력축에 연속적으로 전달하는 원리로 되어 있다.

### 2-2 토크 이론식

유체커플링에서 토크에 대한 이론적인 해석은 유체커플링 내부의 유체흐름이 복잡하여 쉽지 않다. 따라서 정성적으로 이론식을 구하고 실험으로부터 구한 실험값과 비교하고 보정하여 생산과 설계를 위한 자료<sup>2,3,4)</sup>로 활용하고 있다. 커플링내의 유체유동은 2개의 속도성분을 가지고 있다. 한 성분은 커플링축 단면에 관한 원주방향의 흐름이고 또 한 성분은 펌프에서 터빈으로 향하는 축방향 성분이다. 이러한 속도성분을 가진 유체가 펌프로부터 터빈으로 전달하는 토크의 크기를 구하기 위해

유체커플링내의 유체유동을 Fig.2와 같이 모델링<sup>1)</sup>한다.

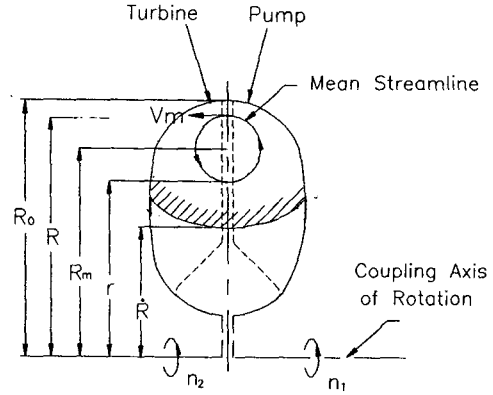


Fig. 2 Idealized hydraulic coupling circuit

Fig.2에서 축이 회전하면 커플링내의 유체는 원심력에 의해 펌프의 입구로 흡입된 후 출구로 나오고 출구로 나올 때 압력에너지 및 운동에너지를 갖게 된다. 이 에너지를 가진 흐름이 펌프의 출구에 대향하고 있는 터빈의 입구에 들어가서 출구로 향하는 사이에 에너지를 터빈에 전달하여 터빈과 연결되어 있는 출력축을 회전시키고 터빈의 출구에서 다시 펌프입구로 들어가 위에서 기술한 과정을 반복하면서 입력축의 동력을 출력축에 전달하게 된다. 즉, 커플링내의 유체는 빗금부분의 유체가 화살표 방향으로 회전을 하면서 입력축의 동력을 출력축에 전달하게 된다. 수식 모델링을 위해 모든 작동유체가 축에서  $R_m$ 만큼 떨어진 점을 중심으로 화살표 방향으로 평균유선을 따라서 펌프와 터빈사이를 유동하는 것으로 한다. 축에서 평균유선의 중심까지의 거리  $R_m$ 은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_m = \sqrt{\frac{R_o^2 + \hat{R}^2}{2}} \quad (1)$$

여기서,  $R_o$ 는 펌프(터빈)의 반경이고  $\hat{R}$ 는 충전유체의 하부까지의 거리이다. 또한, 축에서 펌프 출구 유선까지의 거리  $R$ 과 펌프입구 유선까지의 거리  $r$ 는 각각 식(2), 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$R = \sqrt{\frac{R_o^2 + R_m^2}{2}} \quad (2)$$

$$r = \sqrt{\frac{R_m^2 + \dot{R}^2}{2}} \quad (3)$$

$R_o$ 과  $\dot{R}$ 는 유체커플링의 주요 사이즈를 알면 구할 수 있으므로 이들값을 구하여 식(1)에 대입하여  $R_m$ 을 구하고  $R_o$ ,  $\dot{R}$ ,  $R_m$ 의 값을 식(2), 식(3)에 대입하여  $R$  및  $r$ 의 값을 구할 수 있다. 평균유선을 따라 유동하는 유체가 갖는 유체력을  $F$ 라 하면  $F$ 로 인해 펌프를 나온 유체가 터빈에 전달하는 토크  $T$ 는 식(4)와 같다

$$T = F \frac{R+r}{2} \quad (4)$$

식(4)에서 힘  $F$ 는 운동량 보존의 법칙으로 부터 구할 수 있으며 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F = \frac{w}{g} a_c (2\pi R n - 2\pi r n) \quad (5)$$

식(5)를 식(4)에 대입하면 유체커플링의 토크식은 식(6)과 같이 된다.

$$T = \frac{\pi n w a_c (R^2 - r^2)}{g} \quad (6)$$

여기서,  $w$ 는 유체의 전중량,  $a_c$ 는 유체가 단위 시간당 평균유선을 회전하는 회전수,  $n$ 는 펌프측의 회전수이다.

### 2-3 $a_c$ 의 산출

식(6)에서  $a_c$ 이외의 값은 주어진 조건들로부터 구할 수 있으므로  $a_c$ 는 다음과 같이 구한다. 유체커플링내의 작동유는 펌프와 터빈의 속도차에 의해 발생하는 2개의 강제 와류의 영향을 받는다. 원주방향 볼텍스의 속도성분은 펌프의 회전수에 의해 지배되며, 펌프에서 터빈으로 들어가는 축방향 볼텍스의 속도성분은 다음의 3가지 변수에 의해 지배된다. 즉, 첫 번째 변수는 펌프와 터빈의 원심력의 차이이고, 두 번째 변수는 유체의 마찰계수로 이것은 Reynolds의 함수이며, 3번째 변수는 터빈 배인으로 들어갈 때 생기는 충격손실로 이것은 100%의 슬립 즉, 터빈의 회전수  $n_2$ 가 0일때 최대가 된다. 첫째 변수와 둘째변수의 영향을 무시하고 유체가 비점성, 비압축성이라면 유체커플링내의 볼텍스의 유동은

유체의 슬립과 토러스의 기하학적 형상에의해 속도 성분이 지배된다.  $R_m$ 에 대한 볼텍스의 회전은 펌프와 터빈의 원심력의 차에 의해 발생하고 펌프의 원심력  $F_{cp}$ 와 터빈의 원심력  $F_{ct}$ 는 식(7), 식(8)과 같다.

$$F_{cp} = 4 m \pi^2 n_1^2 (R-r) \quad (7)$$

$$F_{ct} = 4 m \pi^2 n_2^2 (R-r) \quad (8)$$

여기서,  $m$ 은 평균유선에서의 전질량,  $n_1$ 은 펌프의 회전수이고,  $n_2$ 는 터빈의 회전수이다. 평균유선에서 정미원심력  $F_{cn}$ 는 펌프측 원심력  $F_{cp}$ 와 터빈측 원심력  $F_{ct}$ 의 차로 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} F_{cn} &= F_{cp} - F_{ct} \\ &= 4 m \pi^2 (n_1^2 - n_2^2) (R-r) \end{aligned} \quad (9)$$

또한, 평균유선을 회전하는 유체의 정미원심력을 뉴턴의 운동의 제2법칙을 사용하여 구할 수 있다. 따라서 뉴턴의 운동 제2법칙에 식(9)를 대입하면 식(10)과 식(11)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} F_{cn} &= m \frac{dV_m}{dt} \\ &= m \frac{dV_m}{dr} \frac{dr}{dt} \\ &= m V_m \frac{dV_m}{dr} \end{aligned} \quad (10)$$

$$= 4 m \pi^2 (n_1^2 - n_2^2) (R-r) \quad (11)$$

식(10)과 식(11)을 적분하여 정리하면 평균유선상의 볼텍스 속도  $V_m$ 는 식(12)가 된다.

$$V_m = \sqrt{8 \pi^2 (n_1^2 - n_2^2) (R-r) \frac{r^2}{2}} \quad (12)$$

작동유의 반경방향 흐름은 연속적이므로 식(12)에서  $V_m$ 는  $R_m$ 에 관한 볼텍스의 회전속도와 같아야 한다. 따라서 단위시간당 원주방향 볼텍스의 회전수  $a_c$ 는 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$a_c = \frac{V_m}{\pi (R-r)}$$

$$= \frac{\sqrt{8(n_1^2 - n_2^2)(Rr - \frac{r^2}{2})}}{R - r} \quad (13)$$

식(13)에서  $a_c$ 는 펌프와 터빈의 회전속도의 제곱근과 볼텍스 크기의 함수이며 평균유선회로의 질량에는 무관함을 알 수 있다. 또한, 터빈의 회전수  $n_2$ 는 식(14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$n_2 = n_1 (1 - S) \quad (14)$$

여기서,  $S$ 는 슬립이다. 따라서 식(14)를 식(12)에 대입하면 식(15)를 얻는다.

$$V_m = \sqrt{8\pi^2} n_1 \sqrt{2S - S^2} \sqrt{Rr - \frac{r^2}{2}} \quad (15)$$

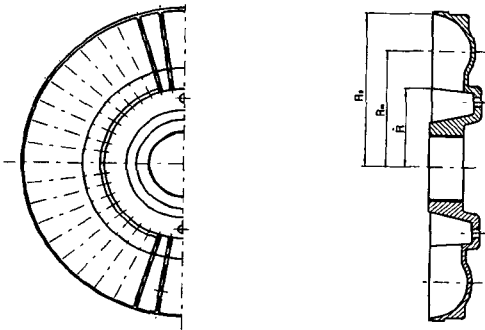


Fig. 3 Main dimensions of hydraulic coupling

식(6), 식(12), 식(13)을 구하기 위한 모델별 유체 커플링의 치수  $R_o$ ,  $R$ ,  $R_m$ 을 Fig.3에 나타내었고, 유량이 유체커플링의 공간을 차지하는 체적비 및 유량의 무게를 Table 1에 나타내었다.

### 3. 실험장치의 구성

#### 3.1 실험장치

유체커플링에 대한 토크를 측정하기 위한 실험장치의 구성은 Fig.4의 블럭선도와 같고 실험장치의 전체적인 사진은 Photo.1에 나타내었으며 브레이크 로드를 부가하기 위한 브레이크 장치는 Photo.2와 같으며 실험장치에 사용된 주요부품의 제원은 Table 2와 같다.

유체커플링의 동력원은 전기 모터이며 전기모터는 3상 유도 전동기를 사용하였다. 입력축 회전수를 변화시키기 위해 모터에 VS-커플링을 장착하

고 유선 리모트 콘트롤 방식으로 모터와 VS커플링의 회전수를 제어 할 수 있도록 하였다.

Table 1 Oil volume of hydraulic coupling

Oil Index		X	2	4
Model		(max)	(mid)	(min)
9 KR	$\ell$	1.95	1.69	1.40
	Kgr	1.69	1.47	1.22
	Volume(%)	77(%)	67(%)	55(%)
12 KR	$\ell$	3.55	3.07	2.43
	Kgr	3.08	2.69	2.14
	Volume(%)	77(%)	67(%)	55(%)

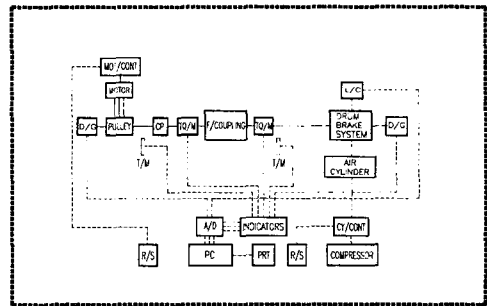


Fig. 4 Block diagram of experimental apparatus

유체커플링내의 펌프와 터빈이 주고 받는 토크를 측정하기 위해 사용한 토크메타는 2개인데 하나는 입력축 토크를 측정기 위해 유체커플링 입력축에 장착하였고 또 하나는 출력축 토크를 측정기 위해 유체커플링 출력축에 각각 장착하였다.

토크메타에서 측정된 토크값은 토크메타의 인디케이터에 디지털로 나타나면서 A/D 컨버터를 경유하여 컴퓨터에 저장된다.

부하의 변화에 따른 동력전달특성을 실험하기 위해 출력축에 부하를 가할수 있도록한 브레이크 제동장치는 Photo.2와 같이 구성하였다. 브레이크 드럼은 주철재이고 드럼을 파지하는 브레이크 패드의 재질은 아스베스토스이다. 또한, 출력축을 제동시키는 제동력을 측정기 위해 에어실린더 반대편에 하중 계측기인 로드셀을 장착하였고 계측된 계측값은 인디케이터에 나타남과 동시에 컴퓨터에 저장되

도록 구성하였다.

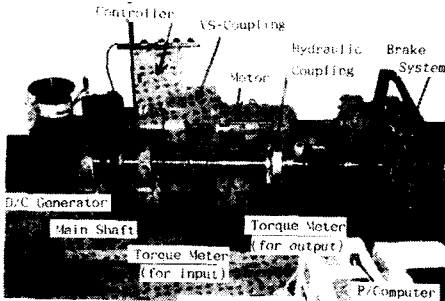


Photo 1 Experimental Apparatus

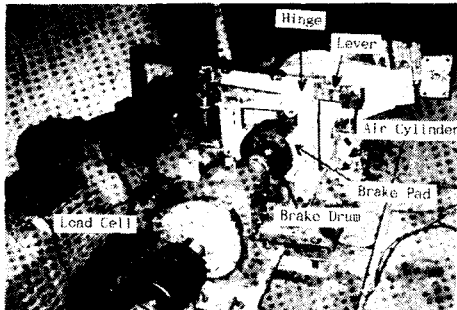


Photo 2 Brake System

Table 2 Specification of experimental equipment

Items	Specification
Motor	Capa. : 22KW30HP
VS-coupling	Trans.torque : 12Kg · m Range rpm : 150 ~ 1500rpm
Air cylinder	Body : $\phi$ 125 × 30 mm
Main shaft	$\phi$ 100 × 3600 mm
Hydr.-coupling	Vane : 44 EA(9KR,12KR) Dia.of pump and turbine : 250mm Net weight : 11Kg(9KR), 17Kg(12KR)
Torque meter	Trans.capa : 50 kg · m
Oil	Castrol (No:AWS 32)

### 3-2 실험 방법

본 연구에 사용한 유체커플링은 국내생산된 2 종류의 모델로 모델명은 각각 9KR, 12KR이다. 이 2종류 모델은 직경, 폭, 베인수 등의 형상 및 구조가 상사이며 사이즈만 다르다. 유체커플링에 충전되는 작동유체량은 토크 및 동력전달성능에 영향을

미치는 중요한 인자이다. 토크측정 실험은 모델별로 작동유량을 77%, 67%, 55%의 3가지로 변화시키면서, 회전수는 0에서 1800rpm으로 변화시키면서, 부하는 무부하와 브레이크 부하로 변화시키면서, 입력축 토크와 출력축 토크를 토크메타로 측정하고 컴퓨터에 저장하였다. 이론토크값은 이론 토크식을 이용하여 구하였고 실험토크값은 작동유량별, 모델별로 구분한 후 구하였다. 무부하는 축과 축에 끼워진 관성체가 회전할 때의 부하를 의미하고 브레이크 부하는 무부하 상태에서 축과 축에 끼워진 관성체가 회전한 후 브레이크 장치를 이용하여 출력축을 제동시켰을 때의 부하를 의미하며 브레이크 부하는 다시 모타 기동전 부터 출력축을 정지시키고 모타를 기동시키는 부하와, 무부하로 모타를 기동한 후 10초 후에 출력축을 정지시키는 부하로 나누어 실험하였다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4-1 이론토크와 실험토크의 비교

국산개발한 유체커플링 2개모델에 대하여 이론토크와 실험토크를 Fig.5(a),(b),(c)와 Fig.6(a),(b),(c)에 나타내었다. 이론토크는 G.H.Rolfe가 제안한 식(6)에 의하여 구하였고 실험토크는 실제 측정한 값이다. Fig.5(a),(b),(c)는 9KR에 대한 것으로 이경우 입력축 회전수는 최고 1800 rpm 까지만 나타내었는데 이는 실제 현장에서 사용하는 회전수가 대부분 1800 rpm 보다 작기 때문이다.

실험토크값은 모타 기동전부터 출력축을 브레이크로 정지시킨후 입력축 회전수를 0에서 최대회전수까지 증가시키면서 얻은 입력축 회전수에 대한 입력축 토크값으로 실험장치의 토크메타에서 측정한 값으로 가는 실선으로 나타내었는데 실험장치의 진동에 의한 떨림과 모타회전수 조절능을 손으로 직접 조절함에 따른 영향으로 이론토크값과 같이 선형화 되지 못하고 지그재그 형태의 가는 실선으로 나타나고 있다.

Fig.5(a)는 작동유량이 77%(1.95ℓ)일때의 이론토크와 실험토크를 나타낸 것으로 이론토크와 실험토크가 거의 일치하고 있으나 Fig.5(b)는 작동유량이 67%(1.69ℓ)일때를 비교한 것으로 입력축 회전수가 증가 할수록 실험토크값이 이론토크값보다 작은 값으로 나타나고 있으며 Fig.5(c)는 유량이

5%(1.40ℓ)일때를 비교한 것으로 실험 토크값이 이론 토크값보다 입력축 회전수가 증가함에 따라 더 작은 값으로 나타나고 있는데 이는 작동유량이 적을수록 입력축 회전수가 증가할수록 커플링내부의 블텍스의 유체유동이 불안정하게 됨에 따라 마찰손실과 충격손실 등을 초래하여 손실이 증가하기 때문인 것으로 생각한다.

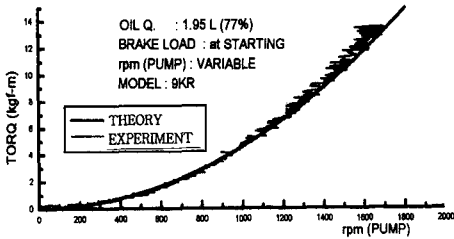


Fig. 5(a) Torque char. at 77% working fluid of 9KR

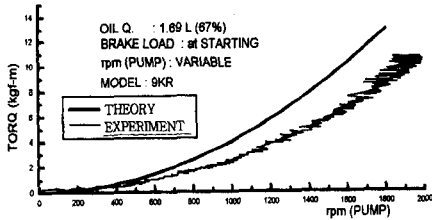


Fig. 5(b) Torque char. at 67% working fluid of 9KR

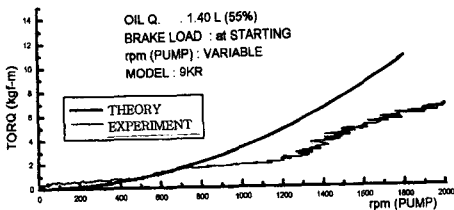


Fig. 5(c) Torque char. at 55% working fluid of 9KR

또한, 이론토크값은 유체커플링내의 복잡한 유체유동을 단순하게 모델링하고 기계적인 마찰손실, 유체의 점성 및 압축성에 의한 손실, 유체가 펌프에서 터빈으로 들리 갈때 발생하는 충격손실 등을 고려하지 않았기 때문에 실험토크값과 차이가 있는 것으로 생각한다

Fig.6(a),(b),(c)는 12KR에 대한 이론토크와 실험토크를 비교한 것으로 실험조건을 Fig.5와 같이

하고 작동유량을 Fig.6(a)는 77%(3.55ℓ ), Fig.6(b)는 67%(3.07ℓ ), Fig.6(c)는 55%(2.43ℓ )로 변화시킨 결과이다.

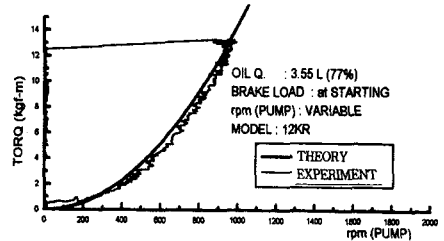


Fig. 6(a) Torque char. at 77% working fluid of 12KR

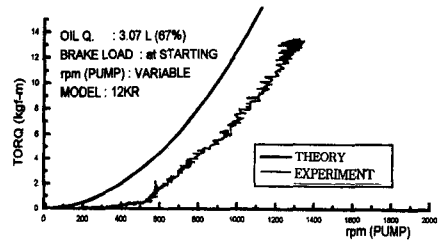


Fig. 6(b) Torque char. at 67% working fluid of 12KR

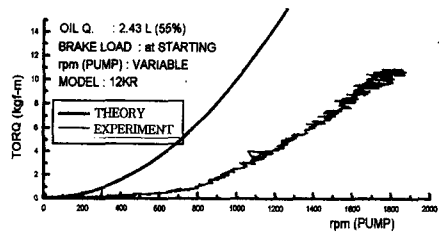


Fig. 6(c) Torque char. at 55% working fluid of 12KR

Fig.6(a)는 입력축에 발생하는 이론토크값과 실험토크값이 거의 일치하고 있으나 Fig.6(b)와 Fig.6(c)는 작동유량이 작아지고 입력축 회전수가 증가할수록 이론토크값과 실험토크값의 오차가 9KR보다는 더 크게 나타나고 있는데, 이는 앞에서 언급한 바와 같이 유체커플링 사이즈가 커져 커플링 내부의 유체유동이 더 불안정해짐에 따라 여러 가지 손실도 증가하기 때문이라고 생각되며 입력축 회전수가 900rpm까지만 나타나고 입력축 토크의

크기가 약 12kgf·m까지만 나타나고 있는데 이는 본 연구에 사용한 VS-커플링의 최대전달능력이 12 Kgf·m이기 때문이다. 이상과 같이 9KR, 12KR의 전달토크의 성향은 유사하나 작동유량이 작아지고 입력축 회전수가 증가하고 유체커플링 사이즈가 커질수록 이론토크와 실험토크의 차이가 더 커지는데 이는 Fig.2와 식(6)을 더 보완해야 됨을 시사하고 있다.

#### 4-2 입력축(펌프) 및 출력축(터빈) 토크 크기

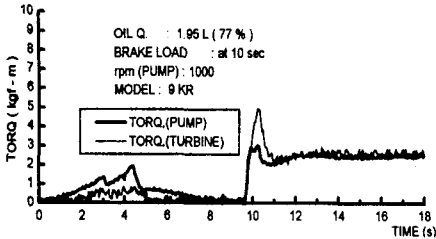


Fig. 7(a) In-output torque char. at 77% working fluid of 9KR

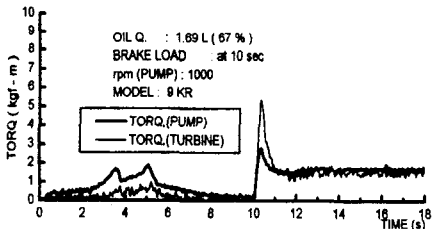


Fig. 7(b) In-output torque char. at 67% working fluid of 9KR

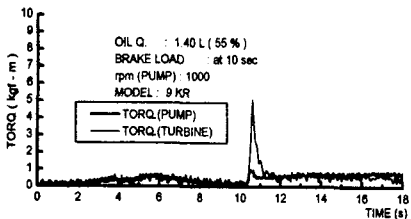


Fig. 7(c) In-output torque char. at 55% working fluid of 9KR

유체커플링에서 입력축의 토크와 출력축의 토크의 크기가 서로 같음<sup>5,6,7,8,9)</sup>은 주요한 특성중의 하나이다. Fig.7(a)는 9KR에 대한 것으로 작동유량을

77%(1.95ℓ)로 충전하고 무부하에서 모타회전수를 1000rpm으로 기동시킨후 10초 후에 브레이크로 출력축을 정지시켰을 경우의 입력축과 출력축 토크의 크기를 나타낸 것이다.

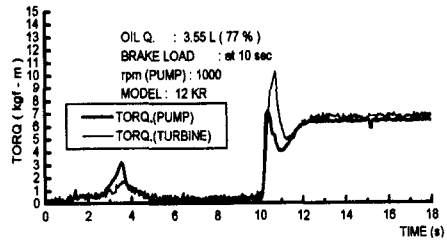


Fig. 8(a) In-output torque char. at 77% working fluid of 12KR

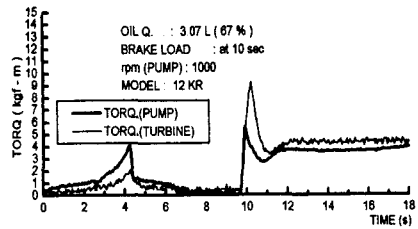


Fig. 8(b) In-output torque char. at 67% working fluid of 12KR

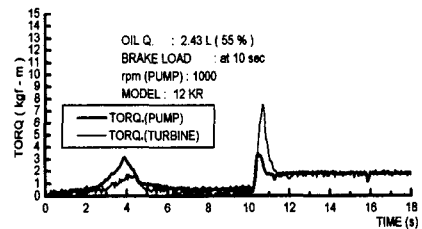


Fig. 8(c) In-output torque char. at 55% working fluid of 12KR

무부하 과도상태(모타 기동후 0에서8초)에서의 입력축 토크와 출력축 토크의 크기는 작동유체와 회전체의 관성에 의해 약간의 차이가 있으나 무부하 정상상태(8에서 10초사이)에서는 약 0.3kgf·m로서 서로 같으며 10초 지점에서 브레이크로 출력축을 정지시킬 경우 출력축에 피크(Pick)토크가 발생하나 이는 관성이 큰 회전체를 갑자기 정지시키기 때문에 발생한 토크로 실험장치의 고유특성현상이며

10초 이후의 정상상태에서는 입력축과 출력축의 토크가 약 2.3kgf-m로 서로 같음을 알 수 있다. Fig.7(b), Fig.7(c)도 Fig.7(a)와 같은 실험조건에서 작동유량만 67%(1.69ℓ), 55%(1.40ℓ)로 감소시킨 경우로 정상상태에서의 입력축과 출력축의 토크는 서로 같음을 알 수 있다. 따라서 유체커플링에서 입력축과 출력축의 크기는 유량에 관계없이 서로 같음을 알 수 있다.

Fig.8 (a),(b),(c)는 12KR에 대한 것으로 Fig.8(a)는 작동유량을 77%(3.55ℓ)로, Fig.8(b)는 67%(3.07ℓ)로 Fig.8 (c)는 55%(2.43ℓ)로 증진하고 Fig.7(a)와 같은 조건으로 작동시켰을 경우의 입력축과 출력축 토크의 크기를 나타낸 것이다. 무부하 과도상태에서와 무부하 정상상태에서의 입력축과 출력축에 발생하는 토크는 9KR과 비슷하나 10초 지점에서 브레이크로 출력축을 정지시킬 경우도 9KR보다 토크 크기가 2.3배 증가하며 역시 입력축과 출력축의 토크 크기가 거의 같음을 알 수 있다.

이상과 같이 9KR과 12KR의 입력토크와 출력토크의 크기는 서로 유사한 성향을 나타내고 있고 작동유량이 변하고, 회전수가 변하고, 유체커플링 사이즈가 변해도 입력축의 토크 크기와 출력축의 토크 크기는 거의 같음을 알 수 있다.

### 5. 결 론

국내제작된 크기가 다른 2모델의 유체커플링에 대해 토크 및 동력전달성능을 측정할 수 있는 실험장치를 개발하고 이 실험장치를 이용하여 종래의 연구에서 제안된 이론 토크식을 이용한 이론 토크값과 실험에서 구한 실험토크값을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 유체커플링의 동력전달특성 및 성능을 측정할 수 있는 실험장치가 개발됨에 따라 국내생산된 유체커플링의 토크성능을 측정하고 예측하여 생산을 위한 설계자료나 사용 현장에서 발생한 문제점의 해결에 도움이 될 것으로 생각된다.

2) G.H.Rolfe<sup>1)</sup>가 제안한 이론 토크산출식은 국내 생산된 유체커플링에도 제한적으로 적용 가능함을 알 수 있었다. 따라서 국내 생산되는 유체커플링도 주요 치수만 알면 대략적인 토크전달성능을 예측할 수 있다.

3) 이론 토크값과 실험토크값이 일치하지 않는 것은 유체커플링 내부의 복잡한 유체유동을 단순하게 모델링하면서 무시한 여러 가지 에너지손실과 측정오차의 영향이라고 볼 수 있다.

4) 유체커플링의 입력축토크와 출력축토크의 크기가 같음을 실험을 통하여 알 수 있었다.

5) 작동유량을 변화시켜 무부하 상태로 운전시킬 경우 입력축토크의 크기는 거의 일정하나 운전도중에 브레이크 부하가 걸릴 경우는 작동유량이 많을 수록 입력축토크가 커짐을 알 수 있었다.

6) 본 연구에 사용한 2종류의 유체커플링은 형태가 상사이므로 동력전달특성의 성향도 유사함을 알 수 있었다.

### 참 고 문 헌

1. G.H.Rolfe, "Research on the Hydraulic Coupling," ProcInstn.Mach. Engrs, Vol. 183, No. 12, pp. 219~232, 1968-69.
2. F. J. Wallace, A. Whitfield and R. Sivalingam, "A Theoretical Model for the Performance prediction of Fully Filled Coupling," Int.J.Mech. Sci. Vol. 20. pp. 335~347,1977.
3. A. Whitfield, R. Silvaligam and F. J. Wallace, "The performance Prediction of Fluid Coupling with the Introduction of a Baffle Plate," Int.J.Mech. Sci.Vol. 20. pp. 729-736, 1978.
4. 石原智男,石原貞男 共著, "流體傳動裝置の設計," オム社, pp. 17~160, 1967.
5. 石原智男,水澤讓治 共著, "流體變速機," OHM文庫, pp. 1~67, 1965.
6. タ-ボ機械協會編, "タ-ボ機械," 日本工業出版, pp. 157~167, 1989.
7. 하재현,손병진,김춘식 공저, "유체기계," 대학도서, pp. 15~17, pp. 238~242, 1994.
8. 강신영역, "유체기계," 희중당, pp. 304~311, 1989.
9. 이재순, "차량공학," 동명사, pp. 194~202, 1978.