

## 유체커플링에서 유량과 동력전달특성에 관한 실험적 연구

박 옹 호\* 문 동 철\*\* 염 만 오\*\*\*

### An Experimental Study on Power Transmission Characteristics Flow Rate in Fluid Couplings

Yong-Ho Pak\*, Dong-Cheol Moon\*\*, Man-Oh Yum\*\*\*

#### ABSTRACT

The fluid coupling combined with a pump and a turbine, have many merits compared with other couplings, their uses are increasing rapidly in various industrial fields at home and abroad in pursuit of high-speed, more efficiency, durability of various mechanic devices.

The authorities concerned have recognized the importance of the fluid coupling and supported its developement, and now some trial products began to show up.

As the structure and characteristics of the fluid coupling have little similarity to other kinds of couplings and its fluid behavior is unique, so its characteristic analysis is expected to be difficult. Until now no satisfactory study on the characteristics of the fluid coupling seems to have been conducted at home, so a study on this field needs to be done urgently.

The purpose of this research is to construct the experimental test set-ups and establish a series of performance test program for the domestically developed fluid couplings, and to provide a software to store and utilize these experimental data which can be used to improve the performance of the fluid coupling and solve on the job problems confronted in operation.

The performance test consists of taking measurment of torque, rpm and efficiency of the fluid coupling for three different amount of working fluid inside with various loads to the output shaft, and finally investigating the torque, rpm and efficiency characteristics of the fluid coupling with respect to these parameters.

The results of this study can contribute valuable references to the development of variable speed fluid coupling and torque converter currently pursued by the domestic industry.

\* 경남대학교 대학원 기계공학과

\*\* 나라동력(주)

\*\*\* 경남대학교 기계공학과

**Key Words** : Fluid Coupling(유체커플링), Power Transmission Device(동력전달장치), Torque Characteristics(토크특성), Transient Characteristics(과도특성)

## 1. 서론

부하의 변화에 대응하여 동력전달 및 변속작용을 하는 동력전달장치는 기계식, 전기식, 유체식의 3종류가 있는데 본 연구는 유체식 동력전달장치<sup>(1)(2)(3)</sup>의 일종인 유체커플링(Fluid Coupling)에 대한 것이다. 유체커플링은 오일을 매개체로 입력축의 동력을 출력축에 1대 1로 전달하기 때문에 기계의 회전에 발생하는 충격, 비틀림 및 진동 등을 흡수하여 유연한 동력전달을 하고 또한 제어성, 신뢰성이 뛰어나 각종 기계 및 설비의 동력전달과 자동화 기계에 사용이 급격히 증가하고 있다. 자동차의 자동변속장치로 사용되고 있는 토오르크컨버터(Torque converter)<sup>(1)(2)</sup>는 토오르크 변환능을 가진 자동변속기로서 유체커플링의 일종이다.

유체커플링과 토오르크컨버터에 대한 국내 연구는 미흡한 실정이나 다행히도 최근 유체커플링의 중요성이 인식되어 상공부에서 국산화 개발 고시품목으로 지정하고 중소기업체를 지원하여 2종류의 유체커플링을 국산화 개발하였다. 그러나 상용에는 많은 문제점이 예상되어 상용에 앞서 성능을 평가할 수 있는 자료를 제공하기 위한 기초적 연구가 이루어져야 할 필요성이 제기되었다. 따라서 본 연구에서는 국산화된 유체커플링의 성능을 측정할 수 있는 실험장치를 설계 제작하고 퍼스널컴퓨터를 이용하여 실험장치에서 계측된 계측값을 저장 및 활용할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 만들어 유체커플링의 특성실험을 하였다. 주요 실험내용은 작동유량을 변화시키면서 출력축의 부하와, 부하를 가하는 시점을 변화시키면서 토오르크특성, 회전수특성, 효율특성, 슬립율, 과도상태시의 회전수와 토오르크특성을 파악하였다.

연구의 결과는 국산화 개발이 시급히 요구되고 있는 변속유체커플링과, 토오르크컨버터등 유체커플링과 유사한 동력전달장치를 개발할 경우에 참고자료가 될 것으로 믿는다.

## 2. 유체커플링의 구조 및 작동원리

### 2.1 유체커플링의 구조 및 작동원리

일반적인 구조와 국산화 개발된 모델의 구조는 Fig.1

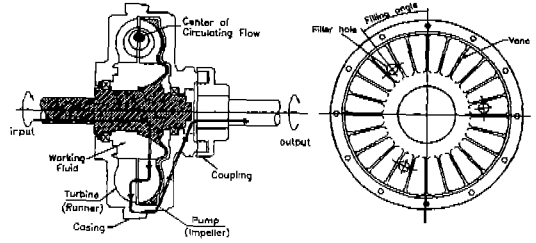


Fig. 1 Structure and Cross Section of Fluid coupling

과 같다. 주요부품은 펌프, 터빈, 케이싱으로 구성되며, 케이싱과 일체형인 펌프는 입력축과 결합되어 있고, 터빈은 출력축과 결합되어 있다. 펌프와 터빈은 기계적 결합없이 독립적으로 구성되어 있고 케이싱 내부공간에는 오일(Oil)로 채워져 있는데 이 오일이 입력축 동력을 출력축에 전달하는 작동유체(Working Fluid)이고 작동유체의 양이 작동유량(Flow Rate)이다.

### 2.2 작동원리

유체커플링의 작동원리는 입력축과 연결된 펌프가 밀폐된 케이싱내에서 회전함으로써 발생하는 원심력에 의해 작동유체는 펌프 중심에서 흡입되어 반경방향으로 흐르는 사이에 압력에너지와 속도에너지를 얻고, 이 에너지를 가진 작동유체가 출력축에 연결된 터빈의 외경으로 유입되어 중심으로 흐르면서 입력축의 동력을 출력축에 전달하고, 다시 펌프의 중심으로 흡입되어 펌프와 터빈을 왕래하면서 입력축 동력을 출력축에 연속적으로 전달하는 원리로 되어 있다.

### 2.3 특성 및 용도

입력축과 출력축이 기계적인 연결이 아니고 오일로 연결되어 있으므로 입력축과 출력축에 발생하는 충격, 비틀림 및 진동이 상호 전달되지 않아 시동이 원활하고, 장치가 파손되는 등의 염려가 적다. 구조가 비교적 간단하고 작동유량을 가감함으로써 전달동력을 조정할 수 있으며 자동변속장치로 사용될 경우 클러치의 기능을 수행할 수 있다. 또한, 기계식에 비해 구동시 작은 전력을 필요로 하기 때문에 구동모타가 소형이 되고 전

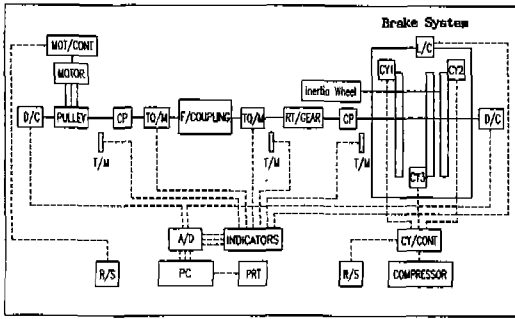


Fig. 2 Block Diagram of Experimental Apparatus

원설비의 용량이 작아지는 경제적 효과도 있다. 전달되는 출력토크는 입력토크와 크기가 같고 효율은 전달동력의 크기에 따라 변하지 않으며 전달동력 및 회전속도의 제한이 거의 없다.

이와 같은 장점을 가진 유체커플링의 용도는 분쇄기, 교반기 등과 같이 부하변동이 심한 설비와 크레인, 중장비와 같이 빈번한 기동이 필요한 설비에 사용되고 있고 그리고 자동차의 자동변속기와 같이 클러치가 필요 없는 동력전달장치에 널리 응용되고 있다.

### 3. 실험장치구성 및 실험방법

#### 3.1 실험장치 구성

실험장치의 블럭선도는 Fig.2와 같고, Table 1은 실험장치의 주요부품의 제원이다.

실험장치는 유체커플링 좌측에 모터, 벨트, 커플링, 타코메타, 입력축 토오크메타와 우측에 출력축 토오크메타, 퍼스널컴퓨터, 감속기, 타코메타, 관성휠 (Inertia Wheel), 콤프레샤, 에어실린더, 브레이크장치 등으로 구성되어 있다. 또한, 계측장치는 컴퓨터에 연결되어 있으며 동력원은 전기모타이고 전기모타에서 벨트를 이용하여 실험장치의 입력축에 동력을 전달한다.

유체커플링에 가해지는 부하는 무부하(No Load)와 브레이크 부가부하(Additive Brake, Load)로 구성되고, 무부하는 관성휠(Fig.2의 Inertia Wheel)이 가지고 있는 고유관성부하이고 브레이크 부가부하는 에어실린더(Fig.2의 CY1, CY2, CY3)를 사용하여 브레이크로 관성휠을 제동하므로써 가해지는 부하를 말한다. 에어실린더 1개가 잡는 브레이크 힘은 460Kg<sub>f</sub>이고 2개를 동시에 제동할 경우는 1070Kg<sub>f</sub>이며 3개를 동시에 제동할 경우는 2290Kg<sub>f</sub>이다

Table 1 Specification of Main Items

NO	MAIN ITEM	SPEC
1	TORQUE METER	1. CAPACITY : 50 Kg <sub>f</sub> .m 2. SHAFT DIA : ϕ50 3. MAKER : DAE SEONG CO
2	FLUID COUPLING (MODEL: 12KK, 12KI)	1. DIA OF PUMP or TURBINE: ϕ325 2. VANE QUANTITY : 44 EA 3. NET WEIGHT : 17 Kg 4. INTERNAL VOLUME : 5070(cc) * INDEX MARK : MAX (4050 cc, 80%) MID (3550 cc, 70%) MIN (3040 cc, 60%) 6. MAKER : 12KK : NARA CO(KOREA) 12KI : FLUID CO(ITALY)
3	OIL(WORKING FLUID)	1. MAKER : CASTROL (NO: AWS 32) 2. DENSITY : 0.875 Kg/m <sup>3</sup> 3. K-VISCOSITY : 32.0 m <sup>2</sup> /s
4	D/C GENERATOR	1. OUTPUT VOLTAGE : 0 - 15V 2. DIMENSION : ϕ28 × 45
5	AIR CYLINDER	1. PRESS CAPA : 1 - 10 Kg <sub>f</sub> /m <sup>2</sup> 2. DIMENSION : ϕ125 × 30 ST 3. MAKER : KEON YOONG CO
6	MAIN SHAFT	1. DIMENSION : ϕ100 × 3600 mm
7	PERSONAL COMPUTER	1. 486PC, A/D CONVERTER(PCL818)
8	REDUCTION GEAR	1. REDUCTION RATE : 1/12
9	MOTOR	1. MAKER : HYOSUNG CO 2. MODEL : 30HP-4P-TE-AC 220V/60HZ 1770RPM
10	AIR COMPRESSOR	1. MAKER : KYEONGWON CS-275N 2. PRESSURE : 7Kg/cm <sup>2</sup> 3. EXHAUST FLOW RATE : 475 LITER/MIN
11	INERTIA WHEEL	1. TYPE : DISK TYPE 2. SIZE : 3EA-ϕ600 × t12

#### 3.2 실험방법

실험에 사용된 모델은 12KK, 12KI 2개 모델이나 논문에서는 편의상 12KK 모델에 대해 기술하였으며 12KK 모델의 주요제원은 Table 1에 표기하였다.

유체커플링에 충전하는 오일량(작동유량)은 완전히 100% 충전하였을 때는 5070cc이나 최적효율<sup>(1)</sup>은 80% ~ 60%수준이므로 편의상 최대, 중간, 최소의 3등분으로 구분하여 실험하였다.

최대일때 오일량은 4050cc(총용량의 80%충진)이고, 중간일때는 3550cc(총용량의 70%충진), 최소일때는 3040cc(총용량의 60%충진)이다. 또한 출력축에 부하를 가하면서 그리고 부하를 가하는 시점을 바꾸면서 실험을 행하였다. 전기모터의 리모콘스위치(Fig.2의 R/S)를 눌러 모타를 회전시키고 모타의 동력은 벨트를 통해 풀리에 전달되면서 실험장치의 입력축에 전달 된다. 그리고 각 계측장치에서 측정된 아나로그 계측값을 A/D컨버터(PCL818)를 이용하여 디지털 값으로 변환시켜 컴퓨터에 저장한다.

계측된 데이터를 컴퓨터에 저장 할때 사용하는 프로그램은 Q-BASIC을 사용하였고 계측시 실험장치의 진동이

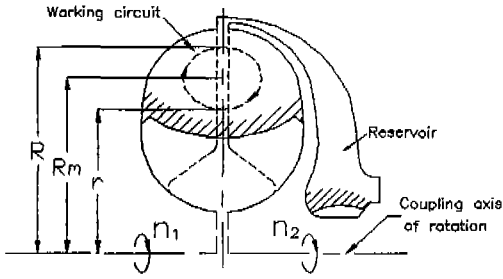


Fig. 3 Idealized Fluid coupling Circuit

나 노이즈(Noise)에 의해 계측값이 산만해짐에 따라 계측값을 다시 선형화 시켜 그래프작성시 활용하였다.

#### 4. 토오크 특성

##### 4.1 토오크 및 동력이론

유체커플링에서의 토오크 이론의 기초는 선회류(swirl flow) 이론에 근거를 두고 있는데 뉴우튼의 운동제2법칙을 적용하면 식(1)과 같다.<sup>(4)</sup>

$$F = ma = m \times \frac{dv}{dt} = \frac{d(mv)}{dt} \quad (1)$$

질량 m인 유체가 임의의 한점을 중심으로 반지름 r 인 곡선상을 v의 속도로 유동하고 있을때 유체에 미치는 토오크 T는 식(2)와 같다.

$$T = \frac{d(mvr)}{dt} = \frac{m}{dt} d(vr) \quad (2)$$

유체커플링 내부의 유체흐름회로가 Fig.2와 같이 이상적인 회로라 한다면 운동량보존의 법칙에 따라 토오크 T는 식(3)과 같이 쓸수 있다.<sup>(5)</sup>

$$T = \frac{W}{g} C(2\pi Rn - 2\pi rn) = \frac{2\pi n WC(R-r)}{g} \quad (3)$$

여기서, R, r는 평균반경  $\frac{R+r}{2}$  에 작용하므로 식

(3)에  $\frac{R+r}{2}$  를 곱하면 유체커플링에서 토오크 T는

식(4)와 같다.

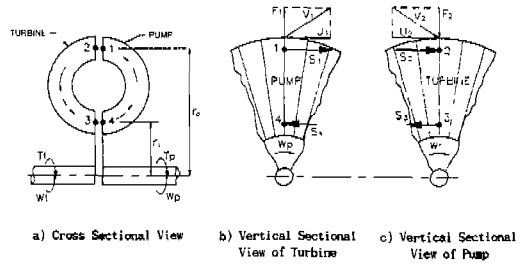


Fig. 4 Velocity Diagram of Pump and Turbine

$$T = \frac{\pi n WC(R^2 - r^2)}{g} \quad (4)$$

그리고 동력을 L이라 하면 L은 토오크 T와 각속도  $\omega$ 의 곱이므로 식(5)와 같이 쓸수 있다.

$$L = T\omega = \frac{2\pi^2 n^3 W C(R^2 - r^2)}{g} \quad (5)$$

여기서 W : 회로에서 작동유량의 무게 (Kg<sub>f</sub>)

c : 질량전달을 측정중심 Rm에 대한 와류의 초당 순환회수

R : 펌프출구 또는 터빈 입구의 평균반경

r : 터빈출구 또는 펌프입구의 평균반경

n : 유체커플링의 회전수

##### 4.2 입력토오크와 출력토오크의 크기 비교

Fig.4 에서 펌프가 작동유체에 주는 토오크 T<sub>p</sub>는 식(6)과 같다.<sup>(6)</sup>

$$T_p = \frac{m}{dt} (S_1 r_0 - S_4 r_1) \quad (6)$$

식(6)에서 r<sub>0</sub>, r<sub>1</sub>는 각각 펌프 외경 및 내경이고 S<sub>4</sub>는 펌프의 입구에서 S<sub>1</sub>는 펌프의 출구에서 작동유체의 절대속도의 접선방향성분이다.

펌프출구에서 나온 유체는 펌프에서 받은 에너지를 터빈에 전달하게 되며 터빈 입구의 속도벡터선도도 펌프의 경우와 같이 나타낼 수 있다. 이 경우 작동유체가 터빈에 주는 토오크 T<sub>t</sub>도 위와 같은 방법으로 하여 식(7)과 같이 나타낼수 있다.

$$T_t = \frac{m}{dt} (S_2 r_0 - S_3 r_1) \quad (7)$$

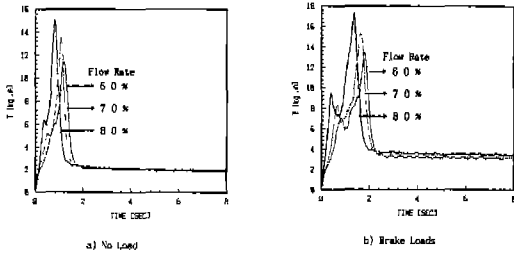


Fig. 5 Torque Characteristic for Variable Flow Rate

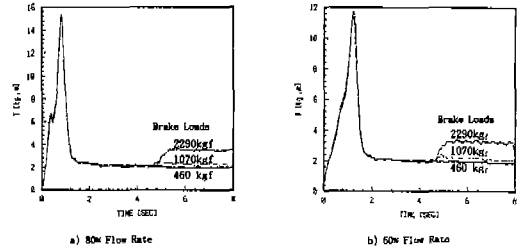


Fig. 7 Torque Characteristic for Additive Brake Loads

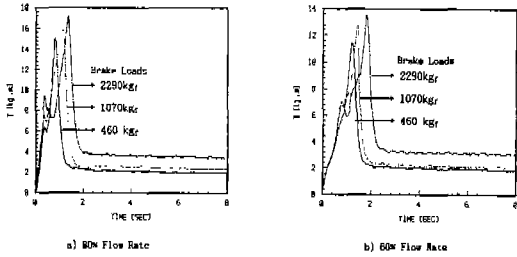


Fig. 6 Torque Characteristic for Brake Loads

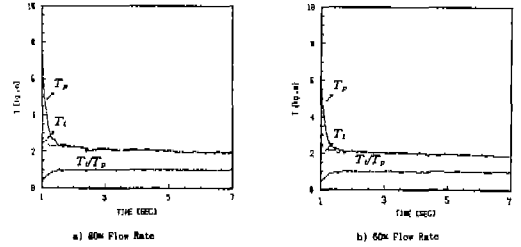


Fig. 8 Torque Ratio for Flow Rate in No Load

식(7)에서  $S_2$ 는 터빈의 입구에서,  $S_3$ 는 터빈출구에서 작동유체의 절대속도의 접선방향성분이다. 펌프와 터빈은 그 구조가 동일하기 때문에 작동유체의 유동도 펌프의 출구와 터빈의 입구에서 동일한 것으로 유추할 수 있다.

따라서  $S_1=S_2$ ,  $S_3=S_4$ 이므로 이것을 식(6)과 식(7)에 대입하여 정리하면 입력축 토오크  $T_p$ 와 출력축 토오크  $T_i$ 는 식(8)과<sup>(6)</sup> 같이 쓸수 있다. 식(8)에서 입력축 토오크  $T_p$ 는 작동유량, 회전수 등에 관계없이 출력축 토오크  $T_i$ 와 이론적으로 항상 같음을 의미한다.

$$T_p = T_i \quad (8)$$

4.3 토오크특성의 시험결과 및 고찰

Fig.5(a)는 무부하상태로 하여 작동유량을 80%,70%,60%의 3가지로 변화시키면서 기동시킨 경우의 입력축 토오크특성이고 Fig.5(b)는 출력축 관성휠에 에어실린더 3개로 브레이크 부하를 가한 상태에서 작동유량을 (a)와 같이한 경우의 입력축 토오크특성이다.

(a), (b)에서 작동유량이 많을수록 정상상태(기동후 약2초 이후부터)에 도달하는 시간이 짧아지고 또한 작동유량에 따라, 부하의 크기에 따라 토오크의 크기가 다

소 차이가 있음을 알 수 있는데 이는 식(6)에서 언급한  $T_p$ 는  $m/dt$ 에 비례하기 때문이다.

과도상태(기동후 약2초 까지)시 정상상태보다 매우큰 토오크가 돌출하는데 이는 작동유체의 관성과 실험장치의 관성때문에 발생하는 바람직 하지 못한 현상이다. (b)에서는 부하가 변할 경우의 토오크 특성변화를 알기 위해 브레이크로 제동부하를 가하였는데 부하의 변동에 대응하는 토오크 변화가 있음을 알 수 있었다.

Fig.6(a)는 작동유량을 80%로 하여 출력축 관성휠에 브레이크로 부하를 각각 460kgf, 1070kgf, 2290kgf의 3종류로 가한 상태에서 기동시킨 경우의 입력축 토오크 특성이고, (b)는 작동유량을 60%로 하여 부하를 (a)와 같이한 경우의 입력축 토오크특성이다. (a), (b)의 경우 모두 부하가 커질수록 입력축토오크가 커짐을 알 수 있었으며 역시 Fig.5와 같이 작동유량이 많을수록 정상상태에 도달하는 시간이 다소 짧아짐을 알 수 있다.

Fig.7(a)는 작동유량을 80%로 하고, 무부하상태로 기동하여 5초정도 경과한 후 부하를 3가지로 가한 경우의 입력축 토오크특성이고 (b)는 작동유량을 60%로 하고 부하를 (a)와 같이 한 경우의 입력축 토오크특성이다.

(a), (b)에서 정상상태에서는 토오크가 일정하나 부하

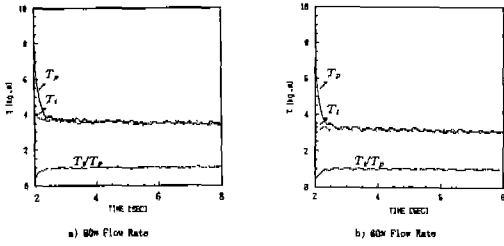


Fig. 9 Torque Ratio for Flow Rate in Brake Loads

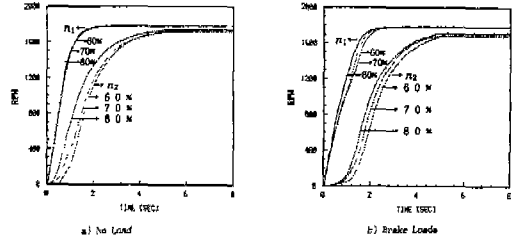


Fig. 10 RPM Characteristic

Table 2 Torque Value for 12KK Model

MODEL	DIVISION	FLOW RATE (cc)	TORQUE (Kgf·m)		NOTE
			PUMP (INPUT)	TURBINE (OUTPUT)	
12KK	NO LOAD	4050	1.98	1.98	1. NO LOAD
		3550	1.97	1.97	2. MEASUREMENT
		3040	1.90	1.90	TIME: at 6sec
	ADDITIVE BRAKE LOAD	4050	3.55	3.55	1. ADDITIVE-BRAKE LOADS at 4sec
		3550	3.44	3.44	2. MEASUREMENT
		3040	3.25	3.25	TIME : at 6sec

를 가한 경우는 부하에 대응하여 토오크의 크기가 변화함을 알 수 있다. 그리고 부하를 가할 경우 무부하시 보다 토오크 값의 떨림현상이 다소 크게 나타나는데 이는 장치에서 발생한 충격 및 진동의 영향으로 생각된다.

Fig.8(a)는 무부하상태에서 작동유량을 80%로 한 경우의 입력축과 출력축 토오크의 크기와 그의 비를 나타내고 있고 (b)는 작동유량이 60%인 경우이다.

Fig.9(a)는 작동유량이 80% 상태에서 브레이크 3개를 동시에 사용하여 2290Kgf의 부하를 가한 경우의 입력축과 출력축 토오크 크기와 그의 비를 나타내고 있고 (b)는 작동유체가 60%인 경우이다. (a), (b)에서 입력축과 출력축의 토오크 크기가 과소상태에서는 다소 차이가 있으나 정상상태에서는 같음을 알 수 있는데 이것은 식(8)을 실험적으로 증명한 결과이다.

Fig.5(a) ~ Fig.9(b)에서 작동유량이 같은 경우, 부하가 클수록 이에 대응하여 입력축과 출력축 토오크가 커짐을 알 수 있고 부하가 같을 경우 작동유량과 토오크 크기는 비례함을 알 수 있다. 이결과는 유체커플링 사용 장소에서 실제 가해질 부하에 적합한 유체커플링의 용량을 선정하는데 이용할 수 있을 것으로 생각되며

무부하와 부가부하상태에서 작동유체가 변할때 입력 토오크와 출력토오크의 크기를 Table 2에 나타내었다

### 5. 회전수 특성

#### 5.1 관련이론

회전수 측정을 일반적인 방법인 타코메타(Fig.2의 T/M)로 측정하려고 하였으나 타코메타에서 나온 펄스를 A/D컨버터로 디지털 변환시킨 결과 많은 오차가 발생하였다. 따라서 소형 직류발전기(Fig.2의 D/G)를 입력축 끝 중심과 출력축 끝 중심에 부착하여 회전수에 비례하여 발생하는 직류발전기의 전압을 A/D컨버터로 변환하여 회전수를 구하였다. 그러나 직류발전기(Fig.2의 D/G)는 회전수와 선형성이 양호한 전압을 발생하나 회전수 1770RPM에서 발생전압이 13Volt가 되어 A/D 컨버터의 변환 허용전압 ±5볼트를 초과할 뿐만 아니라 데이터에 많은 노이즈가 발생하였다. 따라서 저항과 콘덴서를 적절히 조합하여 최고발생전압이 ±4.67볼트가 되게하고 노이즈도 상당량 줄여 오차가 적은 회전수를 측정할 수 있었다.

#### 5.2 실험결과 및 고찰

Fig.10(a)은 무부하 상태에서 작동유량을 3가지로 변화시키면서 얻은 입력축회전수  $n_1$ 과 출력축 회전수  $n_2$  이고 (b)는 에어실린더 3개로 부하를 가한 상태에서 기동시킨 경우의 입력축과 출력축의 회전수이다.

입력축의 RPM은 작동유량과 부하상태에 거의 무관하며 정상상태가 시작되는 약 2초 부터 구동모타의 RPM과 같은 1770RPM이 된다. 출력축의 RPM은 입력축에 비해 3초 정도의 시간지연과 슬립을 가지면서 정상상태의 RPM에 도달하는데 유량과 부하에 따라 RPM이 변화 하였다.

출력축에 걸리는 부하가 클수록 출력축 회전수는 입

력축에 비해 정상상태에 도달하는 시간이 많이 걸림을 알 수 있는데 이는 작동유체의 관성때문에 발생한 동력 전달 지연으로 생각된다. 또한 출력축의 최종회전수는 입력축의 회전수보다 다소 작음을 알 수 있는데 이는 작동유체의 슬립(Slip) 때문이고 유체커플링에서 동력 전달에 손실이 있다면 그것은 입력축과 출력축의 토오크 크기 차이가 아니고 슬립에 의한 회전수 감소로 나타난다.

6. 슬립율과 효율특성

6.1 관련이론

입력축 회전수를  $N_p$  출력축 회전수를  $N_t$ 라 하면 슬립  $S_s$ 는 식(9)와 같이 나타낼수 있다.<sup>(4)</sup>

$$S_s = (N_p - \frac{N_t}{N_p}) \times 100 = (1 - \frac{N_t}{N_p}) \times 100 \quad (9)$$

식(8)에서 입력축과 출력축의 토오크 크기가 같다고 하였는데 실제로는 베어링의 마찰이나 펌프케이싱과 주위 공기와의 마찰 등에 의해 약간의 기계손실에 의한 토오크  $T_m$ 가 발생하는데  $T_m$ 은 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_m = T_p - T_t \quad (10)$$

따라서 유체커플링에서 마찰손실을 고려하여 입력축 동력을  $L_p$  출력축동력을  $L_t$ 라 하고 입력축 각속도를  $\omega_p$  출력축 각속도를  $\omega_t$ 라 하면 효율  $\eta$ 는 식(11)과 같이 쓸 수 있는데  $T_m \ll T_p$ 이므로  $T_m$ 를 무시하면  $\eta$ 는 식(12)와 같이 쓸 수 있고 슬립율  $S_s$ 를 이용하면 식(13)과<sup>(4)</sup> 같이 쓸수 있다.

$$\eta = \frac{L_t}{L_p} = \frac{\omega_t T_t}{\omega_p T_p} = \frac{T_t N_t}{T_p N_p} = \frac{N_t}{N_p} (1 - \frac{T_m}{T_p}) \quad (11)$$

$$\eta = \frac{L_t}{L_p} = \frac{N_t}{N_p} \quad (12)$$

$$\eta = \frac{N_t}{N_p} = 1 - \frac{S_s}{100} \quad (13)$$

6.2 실험결과 및 고찰

Fig.11(a)는 무부하 상태에서 작동유량을 3가지로 변화시켜 기동시킨 경우의 효율특성이고 (b)는 에어실린더 3개로 부하를 가한 상태에서 작동유량을 (a)와 같이 한 경우의 슬립율이다.

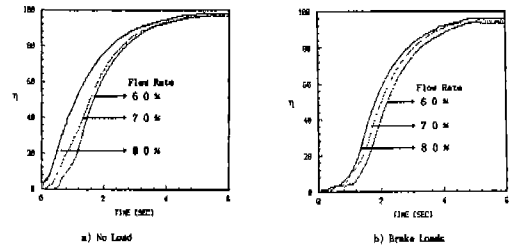


Fig. 11 Efficiency Characteristic

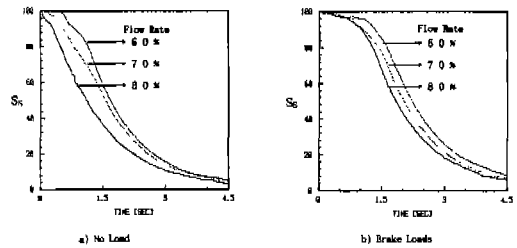


Fig. 12 Slip Rate Characteristic

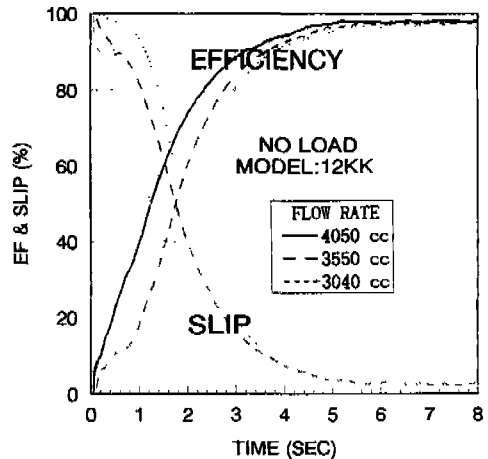


Fig. 13 Characteristic of Efficiency and Slip

이 하여 기동시킨 경우의 효율특성이다.

작동유량이 작을수록 효율이 감소함을 알수 있는데 이는 작동유량이 작을수록 슬립율이 크기 때문이다.

Fig.12(a)는 무부하 상태에서 작동유량을 3가지로 변화시키면서 식(9)를 사용하여 얻은 슬립율을  $S_s$ 이고 (b)는 에어실린더 3개로 부하를 가한 상태에서 작동유량을 (a)와 같이 한 경우의 슬립율이다.

슬립율은 작동유량이 작을수록 크고 부하가 클수록

Table 3 Value of RPM, Slip and Efficiency

DIV MODEL	FLOW RATE (cc)	RPM		SLIP RATE (%)	EFFICI ENCY (%)	NOTE
		PUMP (I/P)	TURBINE (O/P)			
12KK	4050	1782	1740	2.4	97.6	1. NO LOAD
	3550	1782	1733	2.7	97.3	2. MEASURE MENT TIME
	3040	1782	1712	3.9	96.1	: at 6sec

커짐을 알 수 있는데 이는 상대적으로 펌프측에 걸리는 작동유체의 관성이 커지기 때문이다.

Fig. 13은 무부하 상태에서 작동유량을 3가지로 변화시키면서 앞의 식(9)와 (13)에 의해 측정된 슬립율과 효율의 관계를 그래프 한 것이고 Table 3에 이들의 값을 나타내었다.

효율  $\eta$ 는 식(12)와 같이  $N_v/N_p$  만의 함수이다. 또한 효율과 슬립은 반비례함을 보여 주고 있는데 실험에 사용한 유체커플링(12KK모델)은 효율이 약 96%이고 슬립율은 약 4%이다.

### 7 회전수와 토크관계

#### 7.1 관련이론

유체커플링의 과도운전시 토크변화를 알아보기 위해 무차원회전수( $S_n$ )를 식(14)와 같이 정의한다.

$$S_n = \frac{N_p}{N_{max}} \quad (14)$$

$N_{max}$ 는 과도상태에서 입력축 최대회전수이고  $N_p$ 는 과도상태시 임의시점의 입력축 회전수이다. 여기서  $S_n$ 는 유체커플링이 정지 ( $S_n=0$ )한 상태와 정상상태 ( $S_n=1$ )사이의 과도상태를 무차원 회전수를 표현한 것이다.

#### 7.2 실험결과 및 고찰

Fig. 14(a)는 무부하 상태에서 작동유량을 3가지로 변화시키면서 측정한 과도상태시의 입력축 무차원 회전수  $S_n$ 와 토크 크기의 관계이고 (b)는 브레이크 3개로 출력축에 부하를 가하고 작동유체를 (a)와 같이 한 경우로써 과도상태에서 발생하는 최대토크의 크기와 발생 시점을 알기 위한 것이다.

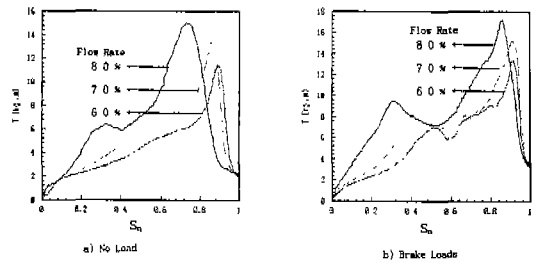


Fig. 14 Transient Characteristic of Torque and  $S_n$

Fig. 14(a)에서 유량이 80%일때  $S_n=0.72$ 에서, 70%인 경우  $S_n=0.88$ 에서, 60%인 경우  $S_n=0.92$  부근에서 가장 큰 토크가 돌출하는데 이는 작동유체의 관성과 부하 변화에 대한 실험장치의 복합적인 동력전달 특성으로 볼 수 있으며 바람직하지 못한 현상이다. 따라서 동력전달장치를 구성할 때나 모터 및 구동장치의 용량선정시 고려되어야 할 사항이다.

## 8. 결론

국산화 정책의 일환으로 개발된 유체커플링의 여러가지 성능을 측정할 수 있는 실험장치를 제작하고 퍼스널 컴퓨터 및 토크메타, 타코메타 등의 계측기를 이용하여 토크특성, 회전수 특성, 효율특성, 슬립율, 과도상태시의 회전수와 토크 특성을 고찰하였는데 연구수행 과정에서 다음과 같은 결론을 얻었으며 연구의 결과는 국산화개발이 시급히 요구되고 있는 변속유체커플링과, 토크컨버터등 유체커플링과 유사한 동력전달장치를 개발할 경우에 참고자료가 될 것이다.

1. 작동유량 및 부하의 변화에 따른 토크 변화를 알 수 있었으며 작동유량이 많을수록 정상상태에 도달하는 시간이 짧다.
2. 무부하시 입력축과 출력축의 토크가 같으며 또한, 출력축에 부하가 가해지면 부하에 대응하여 입력축의 토크가 커짐을 알 수 있는데 이는 유체커플링의 특성중의 하나인 입력축 토크의 크기는 출력축 토크 크기와 항상 같음을 이론과 실험으로 확인 하였다.
3. 정상상태에서 입력축 토크는 출력축 토크와 같으나 과도상태에서는 서로 다르다. 과도상태 시  $S_n = 0.77 \sim 0.92$  사이에서 가장 큰 토크가 돌출하는데 바람직하지 못한 현상으로 향후, 돌출 토크의 크기를 낮추는 연구가 필요하다.



4. 입력축 회전수는 작동유량과 부하상태에 무관하나 출력축 회전수는 유관하다.
5. 동력손실은 입력축과 출력축의 토오크 감소가 아니라 회전수 감소로 나타난다.
6. 슬립은 작동유량이 작을수록, 부하가 클수록 증가한다.
7. 효율은 작동유량에 비례하고, 슬립과 반비례한다.
8. 유체커플링의 여러가지 특성을 조사할 수 있는 실험장치를 설계 제작하고 토오크특성 및 여러 가지 특성을 퍼스널 컴퓨터로 계측하여 출력할 수 있는 프로그램을 만들어 활용 하였다.

### 후 기

본 연구는 '92년도 한국과학재단의 연구비 지원과 나라동력(주)의 협찬에 의하여 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

1. 石原智男, 石原貞男 共著, “流體傳動裝置의 設計”, pp.1-12, pp.17-160, 1967.
2. 石原智男, 水澤讓治 共著, “流體變速機”, OHM文庫, pp.1-67, 1965.
3. タ-ボ機械協會編, “タ-ボ機械”, 日本工業出版, pp.157-167, 1989.
4. 하재현, 손병진, 김춘식 공저 “유체기계”, 대학도서, pp.15-17, pp.238-242, 1994.
5. 강신영 역, “유체기계”, 회중당, pp.304-311, 1989.
6. 이재순, “차량공학”, 동명사, pp.194-202, 1978.
7. G.H.Rolfe, “Research on the Hydraulic Coupling”, Proc Instn. Mach. Engrs, Vol.183, No.12, pp.219-232, 1968-69.

8. 内山恭一, 高谷任人, “可變油量形流體繼手の回轉速度變動と内部流れ” 日本機械學會論文集, 第46卷, 第405號, pp.893-901, 1980.
9. U.Kyohichi, T.Takeo, O.Tsutomu, “Rotation Speed Fluctuation and Internal Flow in a Variable-Filling Fluid Coupling”, Bulletin of the JSME, Vol.24, No.187, pp.109-116, 1981.
10. U.kyohichi, “Calculation Method of Torque characteristics for Variable-Filling Fluid Coupling”, TRANS.JAPAN SOC. MECH. ENG., Vol.49, No.445B, pp.1887-1894, 1983.
11. 8.U.Kyohichi, T.Takeo, “Study on Internal Flow of Scoop Tude Chamber in Veriable-Filling Fluid Coupling”, TRANS. JAPAN SOC.MECH.ENG., Vol.51, No.468, pp.2515-2522, 1985.
12. 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.
13. 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.
14. Joseph P.Lerro, “Fluid Couplings Allow Energy-saving Soft Starts”, Disign News, Vol.37, No.12, pp.40-46, 1981.
15. Fred W.Heilich, “Fluid Coupling Locks in on Performance”, Power Transn Des, Vol.26, No.8, pp.21-24, 1984.