

유체커플링의 토오크 특성과 효율에 관한 실험적 연구

박 용 호* · 염 만 오**

An Experimental Study on Torque Characteristics and Efficiency of Hydraulic Couplings

Y. H. Pak · M. O. Yum

Key words : Hydraulic coupling(유체커플링), Torque converter(토오크 컨버터), Torque characteristics(토오크특성), Power transmitting device(동력전달장치)

Abstract

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

The performance test consists of measurement of torque, rpm and efficiency of the hydraulic coupling for three different amounts of working fluid with various loads to the output shaft, and investigating the torque, rpm and efficiency characteristics with respect to these parameters.

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

1. 서 론

유체커플링(Hydraulic coupling)은 1905년 독일의 웨팅거에 의해 발명된 동력전달장치로서 유체를 매개로 입력축의 회전력을 출력축에 전달하기 때문에 충격과 비틀림진동을 흡수하고 과부하시 슬립(Slip)을 일으켜 원활한 동력전달을 하는 등 여러가지 장점이 있기 때문에 각종 기계 및 설비의

동력전달과 자동화장치에 그 사용이 급격히 증가하고 있다.

유체식 동력전달장치로 유체커플링과 토오크컨버터(Torque converter)를 들수 있으며, 유체커플링은 입출력축의 토오크 크기가 항상 같은 특징이 있으나 토오크 컨버터는 입출력축의 토오크 크기를 변환시킬 수 있는 일종의 자동변속기이다.

특히 최근에는 자동차의 자동변속장치로서 토

* 정회원, 경남대학교 대학원

** 정회원, 경남대학교

오크 컨버터가 많이 채용되고 있는데 이와같은 토오크컨버터의 개발을 위해서는 유체커플링에 관한 기술이 우선적으로 해결되어야 한다. 선진국에서는 1950년대 부터 이분야에 관심을 가져 현재 팔목할 만한 기술을 보유하고 있으나 우리나라는 아직까지 연구가 되지 않고 있는 실정이다.

따라서 정부에서도 유체커플링의 중요성을 인식하고 1987년에 국산화개발 고시품목으로 지정하여 2종류의 유체커플링을 국산화 하였는데 성능을 평가할 수 있는 한 기초적 연구의 필요성이 제기되었다. 따라서 본 논문에서는 국산화 개발된 유체커플링의 성능을 측정할 수 있는 실험장치를 국내에서 처음으로 제작하고 실험장치에서 계측된 데이터를 저장하여 활용할 수 있는 소프트웨어를 개발하여 유체커플링의 토오크특성, 회전수특성, 효율특성, 회전수와 토오크 특성, 슬립율등의 특성을 계측하여 도시 하였고 외국산과의 토오크 특성도 비교하였다.

또한, 유체커플링의 가장 큰 특성중의 하나인 입력축의 토오크와 출력축의 토오크의 크기가 동일하다는 것을 이론과 실험으로 증명하였다.

본 연구 결과는 변속유체커플링과, 토오크컨버터 등 유체커플링과 유사한 동력전달장치를 개발할 경우에 유용하게 이용될 수 있을 것이다.

2. 이론적 고찰

2.1 유체커플링의 구조

유체커플링의 구조는 Fig. 1의 (a), (b)와 같다. 펌프, 터빈, 케이싱으로 구성되며, 펌프는 입력축과 결합되어 있고, 케이싱과 일체형인 터빈은 출력축과 결합되어 있다. 펌프와 터빈은 기계적 결합없이 독립적으로 구성되어 있고 케이싱 내부공간에는 작동유체(오일)로 채워져 있다.

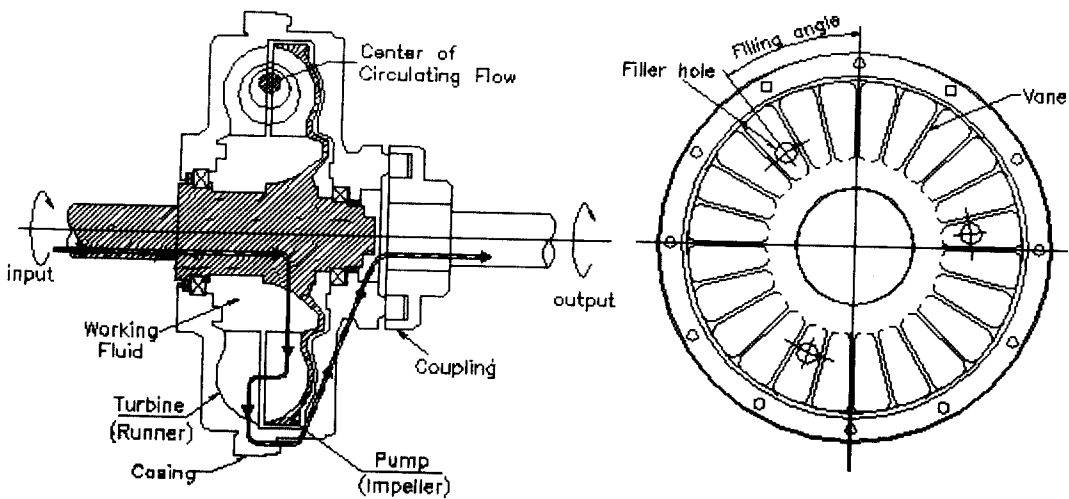
2.2 유체커플링의 토오크

2.2.1 선회류(Swirl Flow)의 토오크

뉴우톤의 운동 제2법칙인 운동량의 법칙을 유체의 운동에 적용하면 질량을 m , 속도를 v , 시간을 t 라 할때 힘 f 는 식 (2.1)과 같다.

$$f = m \times \frac{dv}{dt} = \frac{d(mv)}{dt} \quad (2.1)$$

질량 m 인 물체가 임의의 한점을 중심으로 반지름 r 인 곡선상을 운동하고 있을때 원주방향 분속도를 V_u 라 하면 이 물체에 미치는 힘의 모멘트(토오크) T 는 식(2.1)을 이용하면 식(2.2)와 같이 된다.



a) Cross section of hydraulic coupling

b) Cross sectional elevation of working circuit

Fig. 1 Structure of developed hydraulic coupling

$$T = \frac{d(mv_u r)}{dt} \tag{2.2}$$

식(2.2)를 선회류에 적용하면 유체가 한점을 중심으로 선회하면서 유출하고 있을 때 반지름 r_1, r_2 인 두원 사이에 있는 유체에 대하여 r_1, r_2 에 있어서의 원주방향 유속을 V_{1u}, V_{2u} 이라 하고, ρ 를 유체밀도, Q 를 유량이라고 하면 힘의 모멘트 T 는 식(2.3)과 같다.

$$T = \rho Q (v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1) \tag{2.3}$$

2.2.2 유체커플링에서의 토오크

유체커플링에서의 토오크 산출의 기초는 선회류의 토오크 식에 근거를 두고 있으며 Fig. 2는 유체커플링 내부의 펌프출구와 터빈입구에서의 전달 토오크에 관한 그림이다.

Fig. 2에서 펌프출구와 터빈입구의 반지름을 r_o , 펌프입구와 터빈출구의 반지름을 r_i , 각각의 반지름에 대한 유로의 나비름 b_o, b_i , 회로에 대한 순환 유속의 자오면 성분을 V_{mo}, V_{mi} , 펌프출구에 있어서의 원주속도를 U_{i2} 라 할때 펌프출구에 있어서 전달력 F_o 는 식(2.4)이고 펌프입구에 있어서 전달력 F_i 는 식(2.5)와 같다.

$$F_o = \rho V_{mo} 2\pi r_o b_o U_{o1} \tag{2.4}$$

$$F_i = \rho V_{mi} 2\pi r_i b_i U_{i2} \tag{2.5}$$

따라서 유체커플링에서 입력축이 출력축에 전달하는 토오크를 T 라 하면 T 는 식(2.6)과 같이 표현할수 있는데, 만약 유로 면적이 일정하다고 가정하면 펌프가 터빈에 전달하는 토오크 T 는 식

(2.7), (2.8)과 같이 된다.

$$T = F_o r_o - F_i r_i \tag{2.6}$$

$$r_o b_o = r_i b_i, V_{mo} = V_{mi} = V_m$$

$$T = \rho V_m 2\pi r_o b_o (U_{o1} r_o - U_{i2} r_i) \tag{2.7}$$

원주속도 $U = r\omega$ 이므로

$$T = \rho V_m 2\pi r_o b_o (r_o^2 \omega^1 - r_i^2 \omega^2) \tag{2.8}$$

그러나 유체 커플링이 회전할때 유체 순환 회로 내의 흐름 상황이 매우 복잡하기 때문에 지금까지도 완전한 이론식이 도출되지 않고 있다. 그래서 식(2.7), (2.8)과 같은 이론식은 정확하지 않기 때문에 실험에 의해서 이론식을 보정한 실험식이 사용되고 있는데 실험식은 식(2.9)와 같다. 식(2.9)에서 n 는 펌프 및 터빈의 회전수, D 는 펌프 및 터빈의 직경, K 는 유체커플링 계수인데 계수 K 는 회로내의 흐름상태에 따라 다르고 보통 형식의 유체커플링에서 작동유체로 기름을 사용할때 K 값은 0.5~0.8 이다.

$$T = K n^2 D^5 \tag{2.9}$$

2.2.3 입·출력토오크의 관계

유체커플링에서 입력축의 토오크는 출력축의 토오크와 크기가 같기 때문에 입력축과 출력축의 토오크비(회전력비)는 항상 1이다. 예를들면 Fig. 1과 같은 밀폐된 케이싱내에서 뉴우톤의 제3법칙(작용과 반작용)을 도입하면 베어링과 공기저항을 무시 했을때 펌프가 유체에 준 토오크는 유체가 터빈에 준 토오크와 동일하여야 한다. 이 의미를 이론적으로 증명하기 위해 식(2.2)를 이용하면 회전축에 대한 토오크는 식(2.10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = \frac{m}{dt} d(v_u \cdot r) \tag{2.10}$$

식(2.10)은 Fig. 3에서 펌프와 터빈의 재순환통로를 통해서 유체가 유동할때, 이 유체의 각운동량 변화율을 생각하므로써 유체커플링에 쉽게 적용시킬 수 있다.

Fig. 3(b)는 펌프의 평면도(Top View)로서 점1은 펌프의 가장 높은 날개 위의 한 점이고 Fig. 3

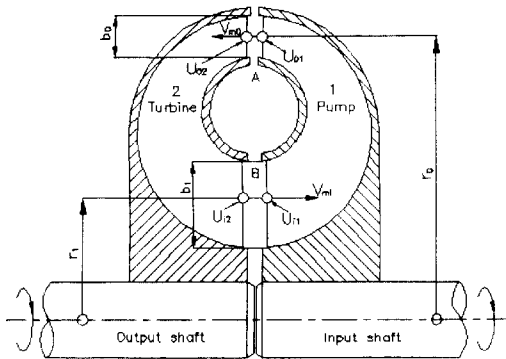


Fig. 2 Working principle of hydraulic coupling

(a)는 터어빈의 평면도로서 점2는 터어빈의 가장 높은 날개 위의 한 점이다.

Fig. 4(a)는 펌프와 터어빈을 반으로 절단한 횡단면도 이고 Fig. 4(c)와 Fig. 4(b)는 Fig. 4(a)의 우측에서 입력축을 따라서 본 펌프와 터어빈의 종단면도이다

펌프로부터 유체유동을 살펴보면 Fig. 3(b)에서 펌프날개가 일직선이고 반경방향이기 때문에 펌프출구에서 날개에 대한 유체속도는 F_1 이고 날개의 회전속도는 선형속도인 U_1 을 갖는다. F_1 과 U_1 의 vector합은 V_1 이며 이는 유체의 절대속도이다. V_1 의 접선방향성분은 S_1 이다. 날개가 일직선이며 반경방향이기 때문에 $S_1=U_1$ 이고 $U_1=\omega_p \cdot r_o$ 가 된다.

터어빈을 통한 유체운동을 살펴 보면 Fig. 3(a)의 입구에서 V_1 과 똑같은 절대속도 V_2 를 가진다. 따라서 접선방향성분 S_2 는 S_1 과 같다. 터어빈출구

에서 날개에 대한 유체속도는 F_3 이다. 날개는 선형속도 U_3 를 갖는다. F_3 와 U_3 의 Vector 합은 V_3 이다. V_3 의 접선방향성분은 S_3 이다. 역시 날개가 일직선이며 반경방향이기 때문에 $S_3=U_3=\omega_t r_i$ 가 된다.

유체가 펌프에 들어갈 때 절대속도의 접선방향성분은 S_4 이며 이는 S_3 와 같다. 앞에서 설명한바와 같이 $S_2>S_3$ 이므로 질량 m 이 터어빈을 통해서 순환하는동안 유체가 각운동량 변화를 가져오는 것은 명확하다.

따라서 앞의식(2.10)을 이용하여 \dot{m} 를 유체의 질량유량(Kg/sec)이라 할때 펌프의 토오크는 식(2.11)이 되고 터빈의 토오크는 식(2.12)가 된다.

$$T_p = \dot{m}(r_o S_1 - r_i S_4) \tag{2.11}$$

$$T_t = \dot{m}(r_o S_2 - r_i S_3) \tag{2.12}$$

또한, 펌프와 터빈이 서로 기하학적으로 상사이기 때문에

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4$$

$$S_1 = S_2,$$

$$S_3 = S_4$$

$$S_1 = U_1 = \omega_p \cdot r_o$$

$$S_3 = U_3 = \omega_t r_i$$

$$S_2 > S_3, S_1 > S_4$$

이므로 식(2.11)과 식(2.12)로 부터 식(2.13)을 얻을수 있다.

$$T_p = T_t \tag{2.13}$$

식(2.13)은 유체커플링에서 입력축의 토오크와

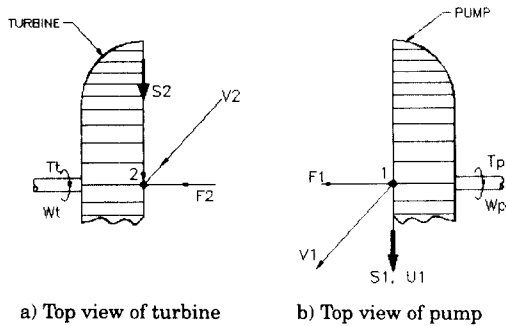


Fig. 3 Top view of pump and turbine

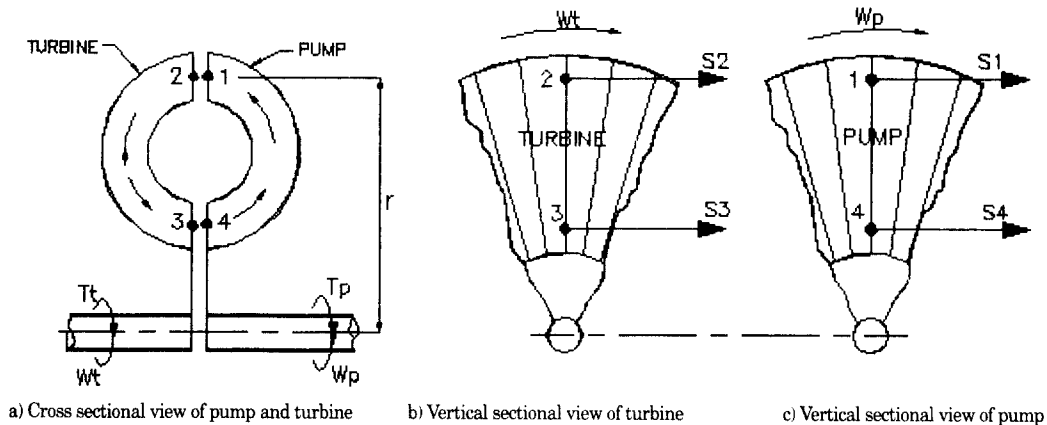


Fig. 4 Sectional view of pump and turbine

출력축의 토오크의 크기가 같음을 의미한다.

이것은 또한 입출력축의 토오크비(회전력비)가 항상 1이라는 것을 보여 주고 있다.

2.3 유체커플링의 동력, 효율, 슬립율

입력축과 출력축에 가해진 동력을 각각 L_p, L_t , 입력축과 출력축의 각속도를 ω_p, ω_t , 입력축과 출력축의 회전수를 N_p, N_t 라 하면 입력축의 동력식은 식(2.14)와 같고 출력축의 동력식은 식(2.15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$L_p = \omega_p T_p = \left(\frac{2\pi N_p}{60} \right) \dot{m} (r_o S_1 - r_i S_4) \quad (2.14)$$

$$L_t = \omega_t T_t = \left(\frac{2\pi N_t}{60} \right) \dot{m} (r_o S_2 - r_i S_3) \quad (2.15)$$

그러나 식(2.14), (2.15)는 앞에서 언급한 바와 같이 이론적인 경향만을 나타낼 뿐이며 실제 사용되는 실험식은 식(2.16)과 같다. 여기서 S_s 는 슬립을 나타낸다.

$$L = S_s K \left(\frac{N}{100} \right)^3 D^5 \quad (2.16)$$

유체커플링에서 동력의 전달에 손실이 있다면 그것은 입출력축의 토오크 차가 아니라 각속도(회전수)의 감소이므로 출력축의 회전수는 입력축의 회전수보다 작는데 이는 유체의 미끄럼 때문이다. 슬립 S_s 는 식(2.17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_s = \left(N_p - \frac{N_t}{N_p} \right) \times 100 = \left(1 - \frac{N_t}{N_p} \right) \times 100(\%) \quad (2.17)$$

식 (2.13)에서 유체커플링의 입출력축 토오크의 크기가 같다고 하였는데 실제로는 베어링의 마찰이나 펌프캐이싱과 주위 공기와의 마찰 등에 의해 약간의 기계손실에 의한 토크 T_m 가 발생하는데 T_m 은 식(2.18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_m = T_p - T_t \quad (2.18)$$

따라서 유체커플링에서 마찰손실을 고려하면 효율은 식(2.19)가 되는데 $T_m \ll T_p$ 이므로 η 는 식(2.20)과 같이 쓸 수 있고 슬립율 S_s 를 이용하면 식

(2.21)과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta = \frac{L_t}{L_p} = \frac{\omega_t T_t}{\omega_p T_p} = \frac{T_t \cdot N_t}{T_p \cdot N_p} = \frac{N_t}{N_p} \left(1 - \frac{T_m}{T_p} \right) \quad (2.19)$$

$$\eta = \frac{L_t}{L_p} = \frac{N_t}{N_p} \quad (2.20)$$

$$\eta = \frac{L_t}{L_p} = \frac{N_t}{N_p} = 1 - \frac{S_s}{100} \quad (2.21)$$

3. 실험장치구성 및 실험방법

3.1 실험장치 구성

실험장치의 블럭선도는 Fig. 5와 같고, 실험장치의 사진은 Photo 1과 같으며 Table 1은 실험장치의 주요부품의 사양이다.

실험장치는 개발 유체커플링의 좌우로 직류전동기, 타코메타, 토오크메타, 감속기, 브레이크장치, 에어실린더 등으로 구성되었다. 각 계측장치는

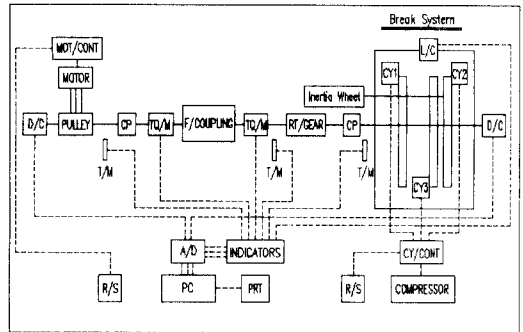


Fig. 5 Block diagram of experimental apparatus

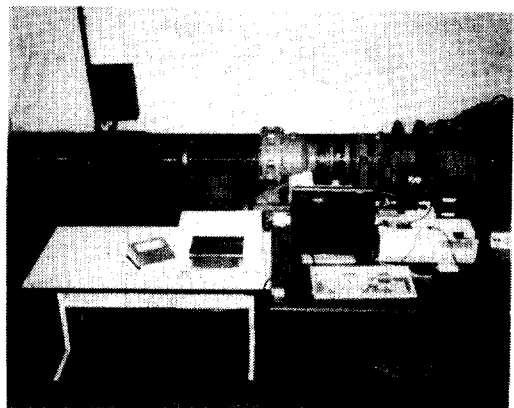


Photo 1 Photo of experimental apparatus

Table 1 Specification of experimental apparatus

NO	MAIN ITEM	SPEC
1	TORQUE METER	1. CAPACITY : 50Kg _r m 2. SHAFT DIA : φ50 3. MAKER : DAE SEONG CO
2	HYDRAULIC COUPLING (MODEL : 12KK, 12KI)	1. DIA OF PUMP or TURBINE : φ325 2. VANE QUANTITY : 44EA 3. NET WEIGHT : 17Kg _r 4. INTERNAL VOLUME : 5070(cc) * INDEX MARK : X(4100cc, 81%) 2 (3580cc, 71%) 4 (2900cc, 57%) 6. MAKER : 12KK : NARA CO (KOREA) 12KI : FLUID CO(ITALY)
3	WORKING OIL	1. MAKER : CASTROL(NO : AWS 32) 2. DENSITY : 0.875Kg/m ³ 3. KINEMATIC VISCOSITY : 32.0m ² /s
4	D/C GENERATOR	1. OUTPUT VOLTAGE : 0 - 15V 2. DIMENSION : φ28 × 45
5	AIR CYLINDER	1. PRESSURE : 1 - 10Kg _f /m ² 2. DIMENSION : φ125 × 30 3. MAKER : KEON YOYNG CO
6	MAIN SHAFT	1. DIMENSION : φ100 × 3600mm

계측값을 저장 및 처리하기 위한 PC와 연결되어 있다. 동력원은 전기모타이며, 전기모타에서 벨트를 이용하여 실험장치의 입력축에 전달한다.

유체커플링에 가해지는 부하는 무부하(No load)와 외부부하(Additive break load)로 구성되고, 무부하는 브레이크 디스크(Fig. 5의 Inertia wheel)가 가지고 있는 고유관성부하이고 고유관성의 크기는 460Kg이다. 외부부하는 에어실린더로 브레이크 디스크 3개를 잡음으로써 가해지는 부하를 말하며 에어실린더 1개가 잡는 잡는 브레이크힘은 610Kg_f이다. 본 실험장치에서는 3개의 에어실린더(Fig. 5의 CY1, CY2, CY3)로써 유체커플링에 외부 부하를 가할수 있도록 구성 하였다.

3. 2 실험방법

유체커플링내의 작동유체의 양을 편의상 4100cc(전체의 81%), 3580cc(전체의 71%), 2900cc(전체의 57%) 3종류로 변화시키면서, 3종류마다 부하의 종류를 바꾸고, 또한 부하를 가하는 시점을 변경하여 실험을 행한다. 전기모타의 리모콘스위치

(Fig. 5의 R/S)를 작동시켜 모타를 회전시켜 동력을 실험장치에 공급함과 동시에 각 계측장치로부터 나오는 아나로그 계측값을 A/D컨버터(PCL818)를 거쳐 디지털 값으로 변환시킨 후 PC에 저장한다.

계측된 데이터를 PC에 저장 할때 사용하는 프로그램은 Q-BASIC을 사용하였다. 그러나 계측시 기계의 진동이나 잡음에 의해 계측값이 산만함에 따라 계측값을 다시 C언어로 선형화 시켜 그래프 작성시 사용하였다.

PC에 저장된 데이터로 토오크특성, 회전수특성, 효율특성, 회전수와 토오크 특성, 슬립율등 여러가지 항목을 계측하여 그래픽하고 고찰하였으며 외국산과의 토오크 성능도 비교하였다.

4. 실험결과 및 고찰

실험에 사용된 유체커플링은 개발된 유체커플링 2개 모델(11KK, 12KK)과 외국산 2개 모델(11KI, 12KI)이나 본 논문에서는 편의상 12KK 모델(개발모델)과 12KI(외국산)의 2개 모델에 대해서 여러가지특성을 Fig. 6부터 Fig. 12에 나타내었고 이 2개 모델에 대한 사양은 표 1에 나타내었다.

4. 1 토크특성

Fig. 6은 12KK 모델을 무부하 상태에서 작동유체의 양을 4100cc(용량의81%), 3580cc(71%), 2900cc(57%)의 3가지로 변화시키면서 계측한 입력축 토오크 및 출력축 토오크를 나타낸 그림이고 Fig. 7은 12KK를 무부하 상태에서 시동하여 4초 후에 에어실린더로 브레이크 3개를 제동시킨 부가 부하(Additive break load)경우의 입출력 토오크

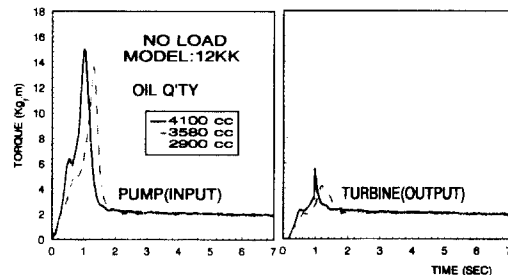


Fig. 6 Torque characteristics in no load

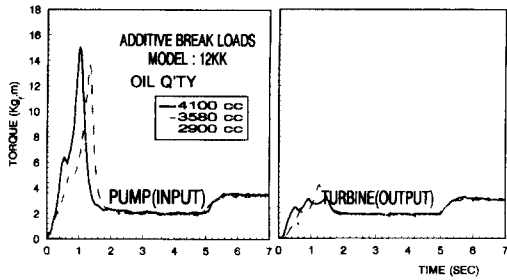


Fig. 7 Torque characteristics in additive break load

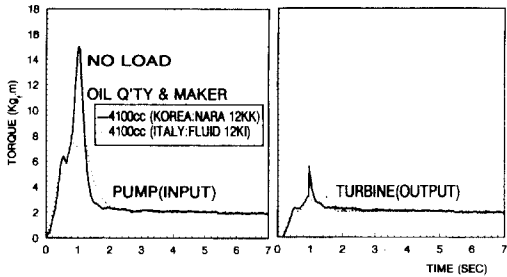


Fig. 8 Torque characteristics of 12KK and 12KI

를 나타낸 그림이다. Fig. 8은 12KK(개발유체커플링), 12KI(외국산)의 2모델을 무부하 상태에서 작동유체의 양이 4100cc 일때의 입력력 토오르크 특성을 비교한 그림이다. 그리고 이들에 대한 각각의 토오르크 크기는 표 2에 나타내었다.

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8에서 Pump(입력)와 Turbine(출력)의 토오르크가 과도운전상태(기동후 부터 2초까지)에서는 차이가 있으나 정상운전상태(기동후 2초 이후부터)에서는 같게 나타나고 있는데

이것은 앞의 이론식(2.13)을 실험적으로 증명한 결과이고 본 연구의 주요 목적이다.

과도운전상태가 정상운전상태보다 큰토크를 발생하는데 이는 기동시 실험장치의 고유관성이 주 원인이다. 또한 과도운전상태시 출력축의 토크는 입력축의 토크보다 작는데 이는 부하를 원활하게 전달하여 설비에 무리를 주지 않고, 발생 가능한 충격 및 진동 등을 흡수하는 유체커플링의 장점을 보여주는 것이다.

Fig. 8은 개발된 유체커플링(12KK)과 외국산 유체커플링(12KI)의 토크 특성을 비교한 것으로 토크의 크기가 정상운전상태에서는 동일하나 과도운전상태에서는 12KK가 12KI보다 토크가 크게 나타난다. 이원인은 기동시 회전마찰저항이 많아 원활하게 회전하지 못하기 때문이며 향후 개선해야 할 내용이다.

4.2 회전수 특성

Fig. 9은 12KK를 무부하 상태에서 작동유체의 양을 3가지로 변화시키면서 계측한 입력축 회전수 및 출력축 회전수를 나타낸 그림이고 각각의 회전수는 표 3에 나타내었다.

Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 입력축의 회전수는 작동유체의 양과 부하상태에 거의 무관하며 정상상태가 시작되는 약 2초 부터 구동모타의 회전수(1770RPM)와 같게 된다. 출력축의 회전수는 입력축에 비해 3초 정도의 시간지연과 슬립을 가

Table 2 Torque for 12KK and 12KI

MODEL	DIVISION	OIL Q'TY	TORQUE (Kgf·m)		NOTE
			PUMP (INPUT)	TURBINE (OUTPUT)	
12KK	NO LOAD	4100cc	1.98	1.98	1. NO LOAD 2. MEASUREMENT TIME : at 6sec
		3580cc	1.97	1.97	
		2900cc	1.90	1.90	
	ADDITIVE BREAK LOAD	4100cc	3.55	3.55	1. ADDITIVEBREAK LOAD at 4sec 2. MEASUREMENT TIME : at 6sec
		3580cc	3.44	3.4	
		2900cc	3.25	3.25	
12KI	NO LOAD	4100cc	1.98	1.98	1. NO LOAD 2. MEASUREMENT TIME : at 6sec

지면서 정상상태의 회전수에 도달하는데 유량과 부하에 따라 회전수가 변화 하였다.

유체커플링의 회전수 측정을 일반적인 방법인 타코메타(Fig. 5의 T/M)로 측정하려고 하였으나 타코메타에서 나온 펄스를 A/D컨버터로 디지털 변환시킨 결과 많은 오차가 발생하였다. 따라서 소형 직류발전기(Fig. 5의 D/G)를 입력력 회전축의 끝 중심에 부착하여 회전수에 비례하여 발생하는 직류발전기의 전압을 A/D변환하여 회전수를 구하였다. 그러나 D/G는 회전수와 선형성이 양호한 전압을 발생하나 회전수 1770회전에서 발생전압이 13Volt가 되어 A/D 컨버터의 변환 허용전압 ±5볼트를 초과할 뿐 아니라 데이터에 많은 잡음(Noise)가 발생하였다. 따라서 저항과 콘덴서를 적절히 조합하여 최고발생전압이 ±4.67볼트가 되게하고 저항도 상당량 줄여 오차가 적은 회전수를 측정할 수 있었다.

4.3 회전수와 토오크 특성

Fig. 10은 12KK모델을 무부하 상태에서 작동유

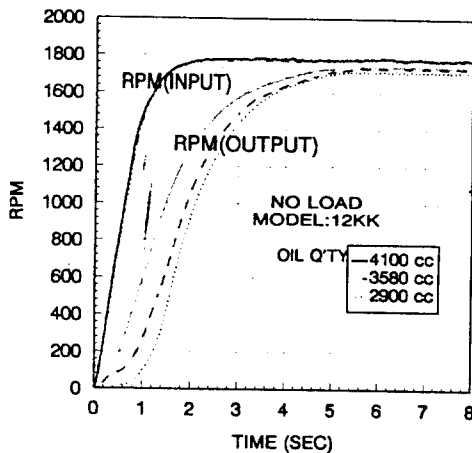


Fig. 9 RPM Characteristics for 12KK

체의 양을 3가지로 변화시키면서 계측한 입력축의 회전수비(RPM/RPMmax)와 토오크 크기와의 관계를 나타낸 것으로 과도운전상태에서 최대토오크가 발생하는 시점을 알기 위한 것이다.

유량이 4100cc의 경우 회전수비 0.35, 3580cc의 경우 회전수비 0.93, 2900cc의 경우 회전수비 0.97 부근에서 큰 토오크가 돌출하는데 이는 바람직하지 못한 현상이며 동력전달장치를 구성할 때 모타 및 구동장치의 용량선정시 고려되어야 할 사항으로 생각한다.

4.4 효율및 슬립율 특성

Fig. 11은 12KK 모델을 무부하 상태에서 작동 유체의 양을 3가지로 변화시키면서 앞의 이론식 (2.17)과 (2.21)에 의거하여 계측한 슬립율과 효율의 관계를 나타낸 것이고 표 3에 이들의 값을 나타내었다.

식(2.19)에서 $T_m \ll T_p$ 이므로 T_m 은 무시하였다. 따라서 효율 식은 N_i/N_p 만의 함수이므로 식(2.21)

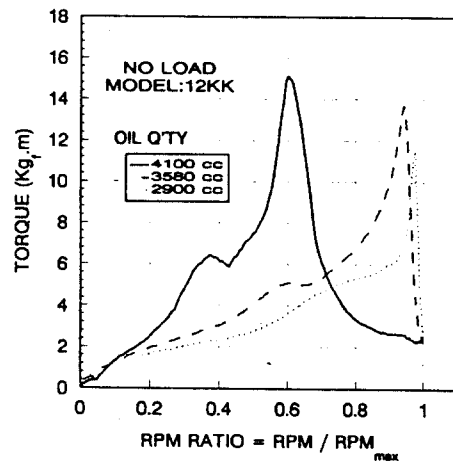


Fig. 10 RPM ratio and torque at transient state in input shaft

Table 3 RPM, Slip and efficiency

DIVISION MODEL	OIL Q'TY	RPM		SLIPRATE (%)	EFFICIENCY (%)	NOTE
		PUMP (INPUT)	TURBINE (OUTPUT)			
12KK	4100cc	1782	1740	2.4(%)	97.6(%)	1. NO LOAD 2. MEASUREMENT TIME : at 6sec
	3580cc	1782	1733	2.7(%)	97.3(%)	
	2900cc	1782	1712	3.9(%)	96.1(%)	

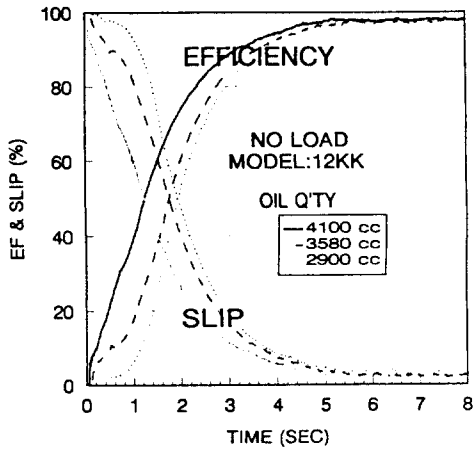


Fig. 11 Characteristics of efficiency and slip

과 같이 구하였다. 또한 효율과 슬립은 반비례함을 보여 주고 있다. 개발한 유체커플링은 효율이 약 96(%)이고 슬립율은 약 4(%)이다.

4.5 효율 및 토크비의 종합특성

Fig. 12에 유체커플링의 효율과 토크비를 회전수비에 대해 나타내었다.

유체커플링의 효율은 입출력 토크비가 항상 동일하기 때문에 토크비와는 무관하고 펌프(입력)와 터어빈(출력)의 회전수만의 영향을 받는다. 그러므로 효율은 펌프와 터어빈의 회전수비에 100을 곱한것과 같고 Fig. 12와 같이 직선으로 나타낸다.

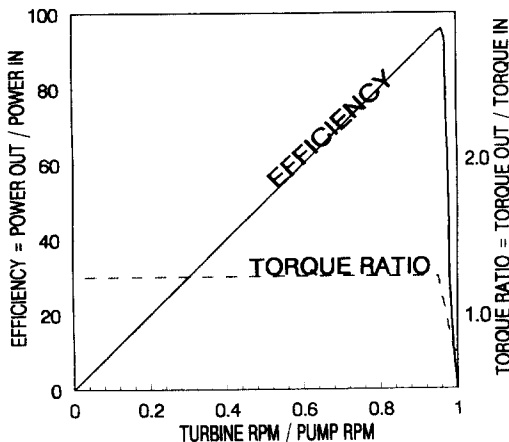


Fig. 12 Characteristics of efficiency and torque ratio

유체커플링에서는 작동유체가 펌프로 부터 터빈으로 유동하기 위해서는 펌프의 회전수가 터빈의 회전수 보다 항상 커야만 한다. 따라서 약간의 슬립은 불가피하고 출력회전수의 감속은 슬립으로 나타난다.

일반적으로 표준 유체커플링에서 효율은 95~98(%) 정도 이고 슬립율은 약 2~5(%) 정도이다. 그리고 유체커플링은 토크 배가 기능이 없으므로 입출력 토크비는 항상 1이며 Fig. 12와 같이 수평선이 된다. 입출력회전수비가 0.98 이상에서의 효율 및 토크비 곡선은 무의미 하기 때문에 우측 하단으로 급강하 시켰다.

5. 결 론

본 연구는 국산화 개발된 유체커플링과 외국산 유체커플링을 가지고 이용하여 토크특성, 회전수특성, 회전수와 토크특성, 슬립율, 효율을 측정하고 각 계측값을 PC에 저장하여 필요에 따라 도시 하고 고찰 하였는데 연구 수행 과정에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유체커플링의 여러가지특성을 측정할 수 있는 실험장치를 설계 제작하였고 실험장치로 부터 계측된 계측값을 PC에 저장하여 도시 할 수 있는 소프트웨어를 개발 하였다.
2. 유체커플링의 입력토크와 출력토크의 크기가 같음을 실험으로 확인하였다.
3. 유체커플링의 작동유량과 외부부하의 변화에 따른 토크변화를 알 수 있어 용도에 적합한 유체커플링을 선정하는데 용이하도록 하였다.
4. 개발된 유체커플링은 외국산 유체커플링에 비해 성능에는 큰 차이가 없으나 과도운전상태에서 더큰 토크를 발생하였다. 이것은 개선해야 할 문제점이다.

후 기

본 연구는 1991년도 한국과학재단에서 지원한 특정기초연구사업(과제번호 KOSEF 91-03-09-07)에 의하여 연구되었으며 개발업체인 나라동력(주)와 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- 1) 하재현, 손병진, 김춘식 공저 "유체기계", 대학도서, pp. 15~17, pp. 238~242, 1988
- 2) 강신영 역, "유체기계", 회중당, pp. 304~311, 1989
- 3) 이재순, "차량공학", 동명사, pp. 194~202, 1978
- 4) 石原智男, 石原貞男 共著, "流體傳動裝置の設計", オーム社, 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) 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, 1978
- 7) A. Whitfield, R. Sivaligam 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
- 8) Joseph P.Lerro, "Fluid Couplings Allow Energy-Saving Soft Starts", Disign News. 6 - 22 - 81. pp. 40~46, 1981
- 9) Fred W.Heilich, "Fluid Coupling Locks in on Performance", The Magazine of Industrial Motion and Control. pp. 21~24, 1984
- 10) G. H. Rolfe, "Research on the Hydraulic Coupling", Proc Instn.Mach Engrs. Vol 183 12.pp. 219~232, 1968~69.