

유체커플링의 작동유체량의 변화에 대한 토크와 회전수 특성에 관한 연구

염만오* · 박용호** · 송상기***

A Study on the characteristics of Torque and rpm for Varying Oil Quantity in Hydraulic Couplings

M. O. Yum* · Y. H. Pak** · S. G. Song***

Key words : Hydraulic couplings(유체커플링), Torque(토크), Torque meter(토크메타), Power transmission device(동력전달장치)

Abstract

The hydraulic coupling is a kind of power transmission device, combined with pump, turbine, and casing as its main parts. The purpose of this research is to construct an experimental test set-up and to establish an available soft ware for the characteristics of two domestically developed hydraulic couplings. The test item is torque, rpm, and slip and or efficiency characteristic in accordance with variation of oil quantity. in this case the oil quantity was varied 55%, 67%, and 77% of the inside capacity of hydraulic couplings.

1 서 론

유체커플링은 유체를 매개로 원동축의 회전을 중동축에 전달하는 동력전달 장치이다. 유체커플링은 충격 및 비틀림진동 등을 흡수하여 원활한 동력전달을 하는 장점이 있어 각종 기계 및 설비의 동력전달과 자동화에 그 사용이 급격히 증가되

고 있다^{1,2)}.

유체커플링에 관한 종래의 연구는 유체커플링 내부에서 일어나는 유체유동의 이론적인 연구가 대부분이었다^{3,4,5)}. 그러나 이러한 이론적인 연구 결과는 현장에서 유체커플링을 실제로 사용하는 경우 참고할 수 있는 자료로 활용되지 못하고 있다.

따라서 본 연구에서는 국산개발한 2종류

* 경남대학교 기계공학부 (원고접수일 : 97년 8월)

** 거제전문대학 기계과

*** 순천공업전문대학 차량기계과

(9KR,12KR)의 유체커플링에 대해 현장에서 쉽게 그 특성을 계측할 수 있는 실험장치를 제작하고 실험장치에 장착한 각종 계측기로부터 계측한 값을 활용할 수 있는 소프트웨어를 만드는데 연구 목적을 둔다. 이 경우 유체커플링에 충전되는 작동 유체량은 유체커플링 체적의 55%, 67%, 77%의 3가지로 한다.

2 관련이론

2-1 유체커플링의 전달토크

유체 커플링이 장착된 동력전달 부분의 구조는 Fig.1과 같고, 유체커플링의 내부 구조는 Fig.2와 같다. 또한 유체커플링의 주유구(oil cap)의 경사 정도에 따라 유체커플링 내부에 주입되는 작동 유체의 양은 Fig.3 과 같다.

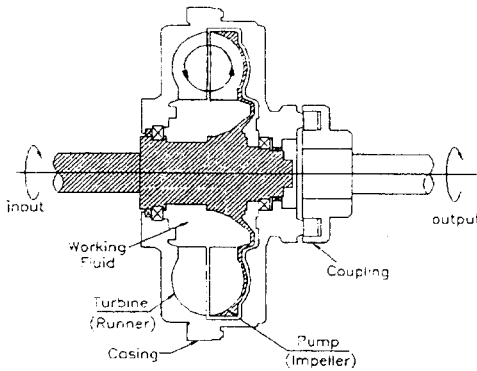


Fig. 1 Structure and cross section of hydraulic coupling.

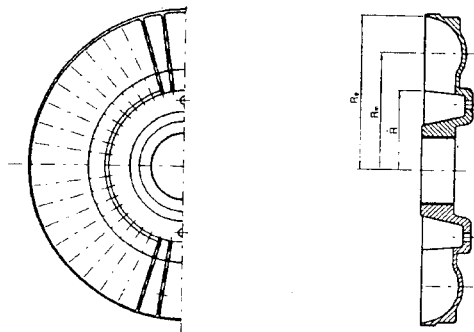
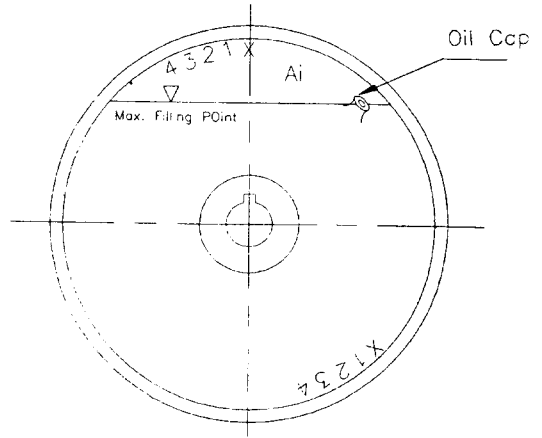


Fig. 2 Main dimensions of hydraulic coupling.



Model	Index	Oil Q.TY		
		1	2	4
9 KR	ℓ	1.95	1.69	1.40
	kg _r	1.69	1.47	1.22
	Volume (%)	77(%)	67(%)	55(%)
12 KR	ℓ	3.55	3.07	2.43
	kg _r	3.08	2.69	2.14
	Volume (%)	77(%)	67(%)	55(%)

Fig. 3 oil volume of hydraulic coupling.

유체커플링이 운동하는 경우 커플링 내의 작동 유체의 유동은 2개의 속도성분을 가지는 것으로 가정한다. 한 성분은 커플링축 단면에 관한 원주 방향의 흐름이고 또 한 성분은 펌프에서 터빈으로 향하는 축방향 성분이다.

이러한 속도성분을 가진 유체가 펌프로부터 터빈으로 전달하는 토크의 크기 T 는 식(1)과 같다⁶⁾.

$$T = \frac{\pi n w a_c (R^2 - r^2)}{g} \quad (1)$$

여기서, w 는 작동유체의 중량, a_c 는 작동유체가 단위시간당 작동유체 내부에 있는 평균유선위를 회전하는 회전수, n 는 펌프축의 회전수, R 은 축에서 펌프출구 유선까지의 거리, r 은 축에서 펌프입구 유선까지의 거리이다.

2-2 브레이크의 부하토크

유체커플링의 출력축에 장착하여 부하의 크기를 가감하는 브레이크는 Fig.4와 같으며 Fig.4에

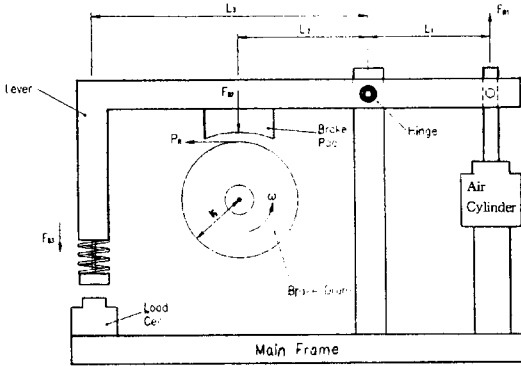


Fig. brake system

서 브레이크드럼에 가하는 부하토크 T_B 는 식(2)와 같다⁷⁾.

$$T_B = \frac{\mu r_B (P_C A_C L_1 - F_{B3} L_3)}{L_2} \quad (2)$$

여기서, μ 는 브레이크의 마찰계수이고 P_C 는 에어실린더의 압력이며 나머지 문자에 관한 의미는 Fig.4에 나타낸 것과 같다.

식(2)에서 T_B 는 P_C 에 의하여 조절됨을 알 수 있다. 또한 식(2)의 T_B 가 식(1)의 T 보다 크면 출력축은 정지한다.

2-3 회전수, 슬립, 효율

슬립 S 는 식(3)과 같이 정의 한다.

$$S = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1} \right) = \left(1 - \frac{n_2}{n_1} \right) \quad (3)$$

여기서, n_1, n_2 는 각각 입력축과 출력축의 회전수이다.

효율 η 는 식(4)와 같다.

$$\eta = \frac{L_t}{L_p} = \frac{\omega_2 T_t}{\omega_1 T_p} = \frac{n_2 T_p}{n_1 T_t} = \frac{n_2}{n_1} \quad (4)$$

여기서, L_p, L_t 는 각각 입력축과 출력축의 동력이고, ω_1, ω_2 는 각각 입력축과 출력축의 각속도이며, T_p, T_t 는 각각 입력축과 출력축의 토크이다. 터빈지지 베어링의 마찰, 펌프 케이싱과 주위 공

기와의 마찰을 무시하면 식(4)에서 $T_p = T_t$ 이므로 효율 η 는 식(5)와 같이 나타 낼 수 있다.

$$\eta = 1 - S \quad (5)$$

식(5)에서 효율 η 는 입력축과 출력축의 회전수만의 항임을 알 수 있다.

3 실험장치 및 실험방법

3-1 실험장치

유체커플링의 실험장치는 Fig.5와 같고 실험장치에 장착된 계측기 및 장치의 제원은 Table 1과 같다.

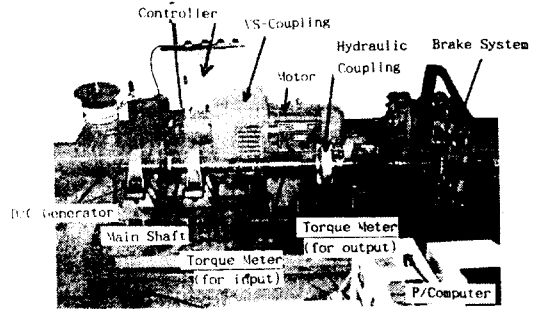


Fig. 5 Photo. of experimental apparatus.

실험장치의 구성은 유체커플링을 중심으로 좌측에 모터, VS-커플링, 벨트풀리, V벨트, 축, 직류발전기(입력축 회전수측정용), 플랜지커플링, 토크메타(입력축 토크측정용), 유체커플링 순으로 구성되어 있고 유체커플링의 우측에는 토크메타(출력축 토크측정용), 플랜지커플링, 브레이크장치, 에어실린더, 직류발전기(출력축 회전수측정용), 로드셀 등으로 구성되어 있다. 주변장치로 에어 콤프레샤, 퍼스날 컴퓨터 등이 있다.

유체커플링의 동력원은 전기모터이며 모터는 3상 유도전동기를 사용하였고 입력축 회전수를 변화시키기 위해 모터에 VS-커플링을 장착하고 유선 리모트 콘트롤 방식으로 모터의 회전수를 제어한다. 따라서 모터 회전수는 0에서 2000rpm 까지

Table. 1 Specification of experimental equipment

NO	Main items	Sepecification
1	Motor	1. Capa. : 22KW 2. Power : 220/380V- 60Hz 3. Phase : 3 4. Pole : 5p 5. Weight : 177 kg, 6. Maker : HYU SUNG CO.
2	VS - coupling	1. Transmission torque : 12 kg-m 2. Type : LMC 100A 3. Range : 150 - 1500rpm 4. Motor : 22KW 4P 5. Maker : YU SIN CO.
3	Air cylinder	1. Press capa. : 1 - 10 kg/cm ² 2. Dimension : D125 × 30 3. Maker : KEON YEONG CO.
4	Air compressor	1. Pressure : 7kg/cm ² 2. Exhaust flow rate : 475 l/min 3. Maker : KYEONG WON CS-275N
5	Main shaft	1. Dimension : D100 × 3600 mm
6	Hydraulic coupling	1. 9KR Model * Dia. of pump and turbine : 250mm * Vane : 44EA * Net weight : 11 kg * Maker : NARA CO. 2. 12KR model * Dia. of pump and turbine : 325mm * Vane : 44EA * Net weight : 17 kg * Maker : NARA CO.
7	Torque meter	1. Capa. : 50 kg, 2. Shaft dia. : 50mm 3. Maker : DAE SEONG CO.
8	D/C generator	1. Dimension : D28 × 45 mm 2. Output voltage : 0 - 15 V
9	Load Cell	1. Capa. : 200 kg, 2. Dimension : D90 × 100mm 3. Maker : DAE SEONG CO.
10	P/computer	1. 486 PC 2. A/D Converter : PCL 818
11	Oil(Working fluid)	1. Maker : CASTROL (NO:ARS 32) 2. Specific gravity : 875 kg/m ³ 3. K-viscosity : 32 × 10 ⁻⁴ m ² /s

그 변속이 가능하다.

실험장치의 입출력축에 장착된 토크메터에서 측정된 토크값은 토크메터의 인디케이터에 디지털로 나타나고 동시에 A/D컨버터를 경유하여 컴퓨터에 저장된다.

회전수 측정은 입력축 끝 중심과 출력축 끝 중심에 부착한 직류발전기로 하며 이 경우 회전수에 비례하여 발생하는 직류발전기의 전압은 A/D컨버터를 경유하여 컴퓨터에 저장된다.

출력축에 가해지는 브레이크 토크는 에어실린더에 의해 제어된다.

3-2 실험방법

사이즈가 다른 2종류의 유체커플링을 실험장치에 장착하여 실험하였는데 2종류의 유체커플링은 그 직경, 폭, 베인수 등의 형상이 상사이다.

토크 측정은 모델별로 작동유량을 3가지(77%, 67%, 55%)로 변화시키면서, 각 작동유량에 대해 회전수와 부하를 변화시키면서 행하였다.

슬립과 효율을 무부하시의 입력축 회전수와 출력축 회전수를 측정하여 각각 식(3), 식(4)에 대입하여 구하였다.

4 실험결과 및 고찰

4-1 작동유량이 토크에 미치는 영향

Fig.6은 9KR에 대한 무부하시의 작동유체량과 입력축 토크의 크기를 나타낸 것이다. 이 경우 모타회전수는 1000rpm이다. Fig.6에서 과도시(0-8초 사이)에서는 정지상태에 있는 출력축의 관성을 회전시키기 위해 큰 토크가 발생되나 정상상태(8초 이후)에서는 작동유체량 및 회전수가 변화하더라도 0.3kgf-m 정도의 토크만 발생함을 알 수 있다. 따라서 무부하시의 정상상태의 입력축 토크의 크기는 작동유체량과 회전수의 변화에 대한 영향을 거의 받지 않음을 알 수 있다.

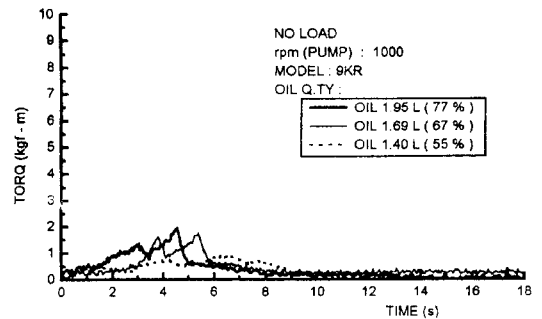


Fig. 6 Torque for varying oil quantity(9KR)

Fig.7은 12KR에 대한 실험결과이다. 실험조건은 Fig.6과 같다.

이 경우에도 작동유체량과 회전수가 토크에 미치는 영향은 9KR과 유사함을 알 수 있다.

Fig.8은 9KR에 대한 브레이크 부하시의 작동유체량과 입력축 토크의 크기를 나타낸 것이다. 이 경우 무부하 상태에서 입력축을 1000rpm으로 기동시킨후 10초 후에 공기압실린더를 작동하여 브

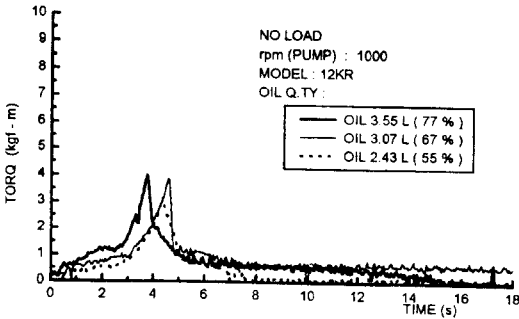


Fig. 7 Torque for varying oil quantity(12KR)

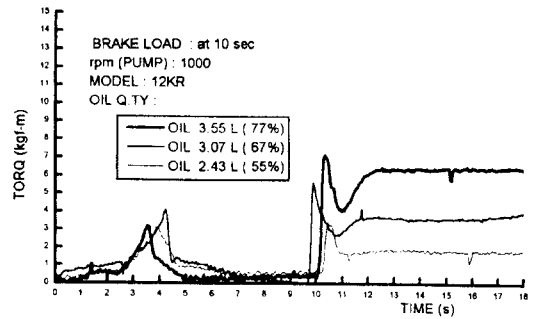


Fig. 9 Torque for varying oil quantity(12KR)

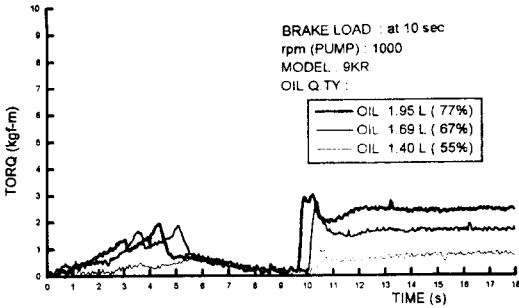


Fig. 8 Torque for varying oil quantity(9KR)

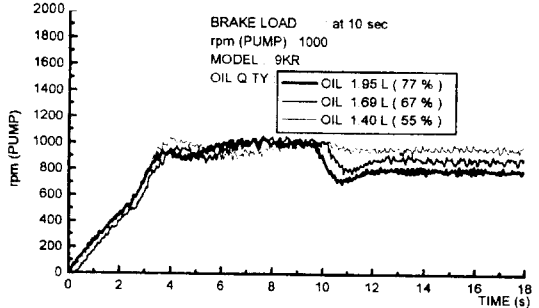


Fig. 10 Torque for varying oil quantity(9KR)

레이크로 출력축을 정지시켰다.

Fig.8에서 작동유체량이 많을수록 입력축 토크가 커짐을 알 수 있으며 이것은 식(1)로부터도 명백하다. 그림에서 작동유량이 77%인 경우의 입력축 토크는 2.3kgf·m, 67%인 경우는 1.8kgf·m, 55%인 경우는 0.7kgf·m로 작동유량이 작을수록 입력축 토크도 작아짐을 알 수 있다.

Fig.9는 12KR에 대한 브레이크 부하가 걸린 경우의 입력축토크를 나타낸 것으로 실험조건은 Fig.8과 동일한 경우이다.

Fig.9에서 12KR도 작동유체량과 입력축토크의 관계는 9KR과 비슷한 성향을 나타내고 있음을 알 수 있다.

이상의 실험결과는 실제 가해질 부하에 적합한 유체커플링을 선정할 경우 유용한 자료가 될 것으로 생각된다.

4-2 작동유체량이 회전수에 미치는 영향

Fig.10은 9KR에 대한 브레이크 부하시의 작동유체량의 변화에 대한 입력축 회전수의 크기를 나타낸 것이다. 작동유체량은 토크실험의 경우와 같이 3종류로 하였으며 입력축 회전수를 1000rpm으로 기동시킨후 10초후에 브레이크로 출력축을 정지시킨 경우의 입력축 회전수이다.

그림에서 무부하 정상상태(0-10초)에서는 입력축 회전수는 작동유체량이 변해도 차이가 거의 없으나 브레이크로 출력축을 정지시킨(10초이후) 경우의 입력축 회전수는 작동유량이 많을수록 많이 감소함을 알 수 있다. 이는 축이 전달하는 동력은 토크와 회전수의 곱이므로 전동기 및 VS-coupling의 슬립이 증가한 것도 회전수 감소의 원인 이지만 토크 증가에 의한 회전수 감소가 더 큰 원인으로 생각 된다.

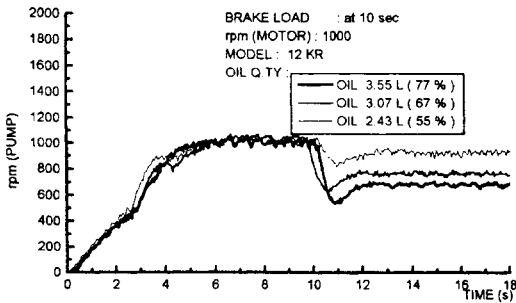


Fig. 11 rpm for oil varying quantity(12KR)

Fig.11은 12KR에 대한 브레이크 부하시의 작동 유체량과 회전수의 크기를 나타낸 것으로 사이즈가 커지고 작동유량이 많아짐에 따라 회전수 감소량도 커짐을 알 수 있다.

4-3 슬립과 효율

Fig.12는 9KR에 대한 무부하시의 입력축 회전수와 출력축 회전수에 대한 슬립 및 효율에 대한 실험결과이다. 이 경우 작동유체량을 토크실험의 경우와 같이 3종류로 변화시키면서 실험을 행하였다.

기동 초기에는 입력축만 회전하고 출력축은 정지하고 있다가 정상상태로 진행하면서 출력축 회전수는 증가한다. 정상상태(6초 이후)에 도달하면 입력축 회전수와 출력축 회전수의 차이 즉 슬립은 약 3%가 되고 회전수 전달 효율은 97%가 됨을 알

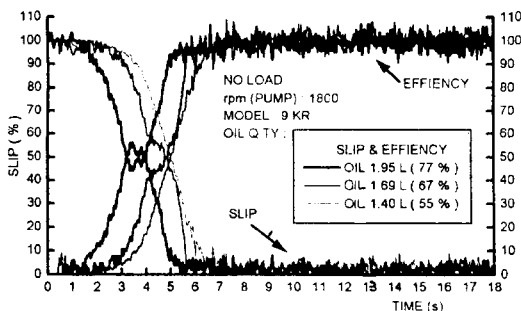


Fig. 12 Slip and or efficiency for oil varying quantity

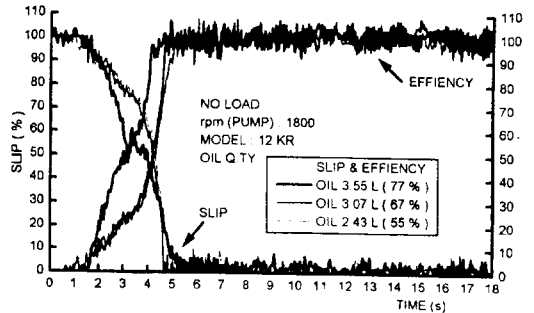


Fig. 13 Slip and or efficiency for oil varying quantity

수 있다.

Fig.13은 12KR에 대한 슬립과 효율의 실험결과이다. 실험조건은 Fig.12의 경우와 같으며 실험결과도 Fig.12의 경우와 유사함을 알 수 있다.

5 결 론

국산화 개발된 2모델의 유체커플링에 대해 그 특성을 실험할 수 있는 실험장치를 제작하고 작동 유체량과 출력축의 부하가 토크와 회전수에 미치는 영향과 슬립과 효율에 미치는 영향을 실험하였으며 실험에서 얻은 데이터의 분석으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 무부하인 경우 입력축 토크의 크기는 작동유체량의 변화에 거의 무관하나 브레이크 부하가 걸린 경우는 작동유체량이 많을 수록 입력축 토크가 커짐을 알 수 있었다.
- 2) 무부하에서의 입력축 회전수와 출력축 회전수는 작동유체량의 변화에 거의 무관하나 브레이크 부하에서는 전달 토크가 증가함에 따라 유도전동기의 슬립이 커져 입력축 회전수가 감소하고 또한 작동유체량이 많을 수록 입력축 회전수가 더 많이 감소함을 알 수 있다.
- 3) 2개 모델의 무부하시 정상상태에서의 회전수 전달효율은 작동유량과 회전수에 관계없이 약 97%이다.
- 4) 사상인 유체커플링의 두모델 9KR과 12KR

은 토크특성과 회전수특성의 성향은 유사함을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) Joseph P.Lerro, "Fluid Couplings Allow Energy saving Soft Starts", Design News, Vol. 37, No. 12, pp. 40-46, 1981.
- 2) Fred W.Heilich, "Fluid Coupling Locks in on Performance", Power Transn Des, Vol.26, No.8, pp. 21-24, 1984.
- 3) U.Kyohichi, T.Takeo, O.Tsutomu, "Rotation Speed Flucturation and Internal Flow in a Variable-Filling Fluid Coupling", Bulletin of the JSME, Vol.24, No.187, pp.109-116, 1981.
- 4) U.Kyohichi, "Calculation Method of Torque Characteristics for Veriable Filling Fluid Coupling", Trans.Japan Soc.Mech.Eng., Vol. 49, No. 445B, pp. 1887-1894, 1983.
- 5) U.Kyohichi, T.Takeo, "Study on Internal Flow of Scoop Tude Chamber in Veriable-Filling Fluid Coupling", Trans.Japansoc.Mech, Eng., Vol. 51, No.468, pp. 2515 - 2522, 1985.
- 6) G.H.Rolfe, "Research on the Hydraulc Couling", Proc Instn.Mach.Engrs, Vol.183, No. 12, pp. 219-232, 1968-69.
- 7) 박용호, "유체커플링의 특성에 관한 실험적 연구", 경남대학교 박사학위논문, 1996.
- 8) 石原智男, 石原貞男 共著, "流體傳動裝置의 設計", -社, pp. 17~160, 1967.
- 9) 石原智男, 水澤讓治 共著, "流體變速機", OHM文庫, pp. 1~67, 1965.