한국윤활학회지(1997), 제13권 제2호
Journal of KSTLE(1997) Vol. 13, No. 2, pp.105~111

고진공 자성유체시일의 성능 특성에 관한 실험적 연구

김청균 · 나윤환

홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

Experimental Study on the Performance Characteristics of Magnetic Fluid Seals for a High Vacuum System

Chung Kyun Kim and Yun Hwan Na

Tribology Research Center, Hongik University

Abstract—This paper deals with an experimental study on the friction torque characteristics of magnetic fluid seals for various oil temperatures, rotating speeds, and vacuum pressures. The friction torque of MFS was measured by high response torque meter. The experimental results show that, as the rotating speed increases, the friction torque of MFS increases and as the oil temperature increases, the friction torque of MFS decreases. Also, the experimental results show that the friction torque of Model-II is 1.73~2.56, 2.0~2.89, 2.0~3.25 times higher than those of Model-I under the atmospheric pressure, vacuum pressure (10^{-4} and 10^{-6} torr), respectively.

Key words—magnetic fluid seals, friction torque, high vacuum, magnetization, magnetic field intensity.

1. 서 론

자성유체는 유체의 유동성(Flowability)과 자화성(Magnetizability)을 결합시켜 새로운 성질을 갖도록 개발된 특수유체로 1960년대 중반 미국 NASA의 Papell에 의하여 처음 개발되었다[1].

자성유체시일(Magnetic fluid seal)은 기존의 접촉식 시일에 비하여 마찰열이 적게 발생되고, 마찰손실이 낮으며, 완벽한 밀봉효과를 얻을 수 있는 우수한 장점을 가지고 있다. 고속, 고진공 장치 등에 사용되는 자성유체시일은 자성유체의 가장 중요한 응용분야중의 하나이다[2-3]. 고진공(High vacuum)을 유지하기 위한 가장 중요한 문제는 고진공이 걸린 상태에서 고속 회전시 자성유체시일이 높은 긴박력을 유지시키는 문제와 넓은 온도범위에서 작동되는 진공 시스템 챔버내에서의 오염(Contamination)을 방지하는 문제이다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 고진공 장치에 설치된 자성유체시일이 고속 회전을 하는 상태에서 자성유체의 마찰 특성을 파악해야만 한다[4].

자성유체시일의 마찰력 특성을 해석하는 것은 고진공 장치에 사용되는 자성유체의 안정성 평가 측면에서 중요한 의미를 가진다. 따라서, 본 연구에서는 자성유체시일의 마찰력 특성을 파악하기 위하여, 마찰접촉조건이 서로 다른 두가지의 자성유체시일 모델을 사용하여 회전속도 변화, 진공압력 변화, 그리고 온도변화에 따른 마찰 토크를 각각 측정하여 시일의 성능특성을 파악하고자 한다.

2. 실 험

2-1. 실험용 시일

본 실험에서는 자성유체시일의 마찰 토크를 측정하기 위하여 Fig. 1에서 제시하는 것과 같이 회전축 직경이 19 mm인 서로 다른 두가지 모델에 대하여 실험을 수행하였다[4,5].

Fig. 1은 고진공용 다단식 자성유체시일의 형태를 보여주고 있으며, 다단식 자성유체시일은 두개의 폴피스와 영구자석, 자성유체, 회전축, 그리고 지지용

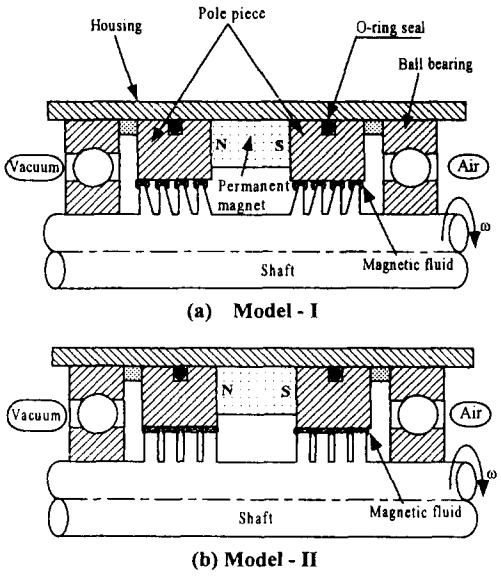

Fig. 1. Multi-stage magnetic fluid seals.

베어링 등으로 구성되어 있다. 폴피스 선단부는 회전축과 폴피스 사이에 최소한의 작동간극을 형성하며, 이들 간극에 자성유체를 공급한다. 영구 자석에 의한 자력선은 폴피스, 자성유체와 회전축을 통하여 자기장을 형성하게 된다.

시일장치에 사용되는 영구자석과 자성유체에 의해 형성되는 자력선이 외부와 차단이 잘 되도록 외부 케이스에는 비자성 재질을 사용하였으며, 회전축의 하중을 지지하고, 회전축과 폴피스 사이의 작동간극을 항상 일정하게 유지시켜 주기 위해 정밀한 베어링을 사용하였다. 시일에서 밀봉할 수 있는 압력차는 자기장 세기와 자성유체의 자기포화도에 비례하며, 다단식 자성유체시일의 밀봉 압력 용량은 각기의 시일 선단부가 밀봉할 수 있는 압력차의 합과 같다.

2-2. 실험장치

자성유체시일의 마찰 토크 측정을 위한 실험장치에 대한 개략도를 Fig. 2에서 보여주고 있다. 본 실험장치는 시일장치를 구동하는 DC 모터(정격용량 400 W, 3,000 rpm), 마찰 토크를 검출하기 위한 토크 검출기, 시일장치내의 작동온도를 일정하게 유지시키기 위한 오일순환 장치, 자료획득장치, 그리고 로터리 펌프와 터보 펌프로 연결된 진공 챔버 등으로 구성되어 있다.

회전속도가 일정하게 유지되도록 타코제너레이터

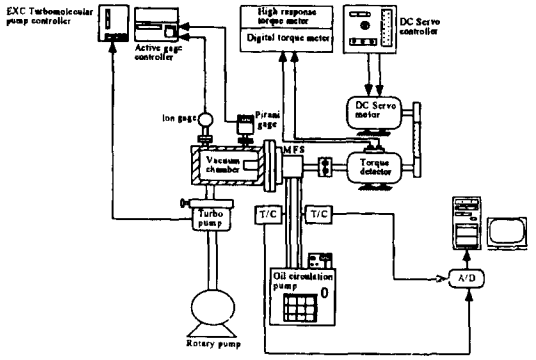

Fig. 2. Schematic of the testing equipment for measuring the friction torque of magnetic fluid seals.

(Tacho-generator)가 부착된 DC 서보 모터를 사용하였으며, 회전속도는 모터 제어기에 부착된 수동식 다이얼로 조정하고, 토크 미터에서 정확한 회전속도를 검출하였다. 서보 모터는 동력 전달효율이 좋은 타이밍 벨트를 사용하여 토크 검출기에 연결하였으며, 토크 검출기는 커플링으로 실험용 시일장치와 연결되어 자성유체시일의 마찰 토크를 측정하였다.

시일장치내에서 발생되는 마찰열을 일정하게 유지할 수 있다면 자성유체의 동적 특성을 정확하게 해석할 수 있다. 따라서, 본 실험에서는 별도의 냉각 순환용 펌프를 설치하여 오일이 오일탱크로부터 시일장치로 공급되고, 다시 탱크로 순환할 수 있도록 오일순환장치를 사용하였다. 시일장치내의 오일온도는 오일순환장치에 의해 일정한 온도로 공급되므로 회전속도나 하중조건의 변화에도 일정하게 유지된다.

2-3. 측정장치

본 실험장치에서는 자성유체시일의 마찰 토크, 시일장치의 입구와 출구온도, 그리고 진공 챔버내의 진공압력을 연속적으로 측정하였다. 자성유체시일의 마찰 토크는 회전속도 변화에 따라 토크 검출기에서 마찰력을 측정하여 고속응답 토크 미터와 디지탈 토크 미터에서 출력된다.

진공 챔버내의 진공압력은 Ion 게이지(진공 압력범위: 4×10^{-4}~1.5×10^{-11} torr)와 Pirani 게이지(진공 압력범위: 100 mbar~1×10^{-3} mbar)에서 측정되어 액티브 게이지 컨트롤러(Active gage controller)에서 출력된다.

시일장치의 입구와 출구 온도는 T형의 열전대를 사용하여 자료획득장치(DT2825)에서 획득한 자료는 개

인용 컴퓨터(586, 133 MHz)에 저장한 후 해석하였다.

2-4. 실험방법

오일순환 장치의 온도를 각각 25°C, 40°C, 그리고 55°C로 조정한다. 각각의 온도에 따라 회전속도를 1,000 rpm부터 4,000 rpm까지 증가시키면서 시일장치가 작동되는 동안 매 30분 후의 각 회전속도에 따른 마찰 토크를 측정한다. 그리고, 회전속도를 4,000 rpm부터 1,000 rpm까지 빠른 속도로 감소시키면서 각각의 회전속도에 따른 마찰 토크를 측정한다. 이와 같은 실험을 대기압, 진공압력 10^{-4}과 10^{-6} torr에 대해서 동일한 실험을 반복적으로 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

자성유체시일의 마찰 토크를 오일의 온도, 진공 챔버내 압력, 회전속도(1,000 rpm~4,000 rpm)를 변화시켜 가면서 측정하였다. 실제로 측정된 마찰 토크는 2개의 볼 베어링과 자성유체시일에서 발생되는 마찰 토크를 합한 것이다.

3-1. 모델-I (삼각형 이형상)

시일 모델-I은 Fig. 1(a)에서 보여주는 바와 같이 시일 폴피스 접촉면의 이형상이 삼각형을 하고 있는 자성유체시일이다. Fig. 3은 T_{oil}=25°C, 시일의 압력이 대기압인 경우의 마찰 토크에 대한 히스테리시스를 보여주고 있다. 회전속도를 증가시킴에 따라 마찰 토크는 거의 선형적으로 증가하며, 회전속도를 감소시킴에 따라서도 역시 선형적으로 변화하고 있음을 보여

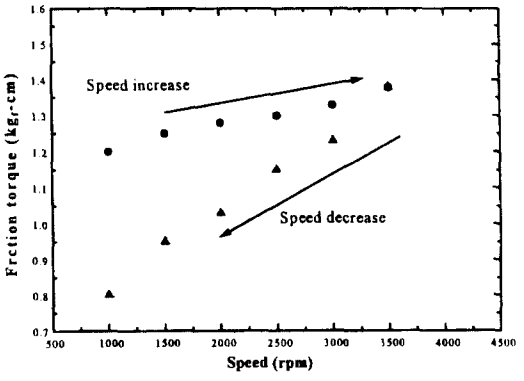

Fig. 3. Friction torque hysteresis for T_{oil}=25°C at P_{atm}.

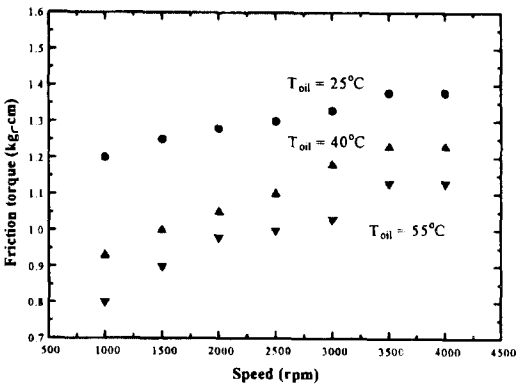

Fig. 4. Friction torque for various oil temperatures at P_{atm}.

주고 있다. 회전속도가 3,500 rpm일 때는 마찰 토크가 약 1.38 kg_f-cm이고, 1,000 rpm일 때는 0.8 kg_f-cm까지 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 이것은 Etsion과 Zimmels[6]가 보여준 결과와 거의 유사한 경향을 나타낸다.

Fig. 4는 대기압 상태에서 오일의 온도변화에 따른 자성유체시일의 마찰 토크를 보여주고 있다. 회전속도가 증가함에 따라 마찰 토크는 거의 선형적으로 증가하고, 온도가 증가할수록 자성유체 자체의 점도가 변화하기 때문에 T_{oil}=25°C에서의 마찰 토크는 T_{oil}=40°C나 T_{oil}=55°C에 비하여 각각 1.12~1.29, 1.13~1.5 배 정도 크다는 사실을 보여주고 있다. 이것은 자성유체시일의 마찰 토크 성능은 시일 내부에서 발생되는 마찰열의 변화에 따라서 많은 영향을 받고 있음을 의미한다.

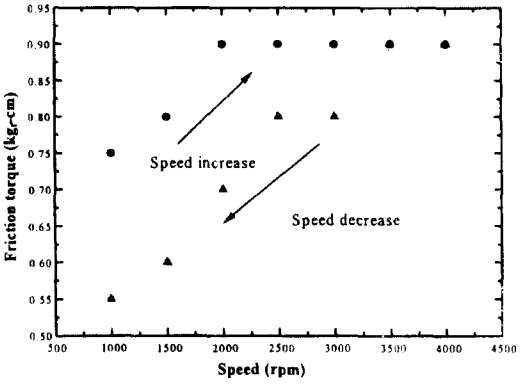

Fig. 5. Friction torque hysteresis for T_{oil}=25°C at P_{vac}= 10^{-4} torr.

Fig. 5는 진공압력이 10^{-4} torr일 때 T_{oil}=25°C에서의 마찰 토크 히스테리시스를 나타내고 있다. 진공압력이 10^{-4} torr인 경우 마찰 토크의 회전속도가 2,000 rpm이상에서는 거의 변함이 없음을 알 수 있다. 이것은 대기압 상태에서 운전중인 시일의 토크를 나타낸 Fig. 3의 결과와는 다른 것으로 시일 시스템이 진공에 의하여 자성유체의 접촉면적에 커다란 변화가 있음을 예상할 수 있고, 자성유체의 접촉면적의 변화는 마찰 토크 감소로 이어진다. 이것은 속도를 감소시켜 가면서 측정한 경우도 유사하게 나타났다. 이 때에 회전속도를 4,000 rpm에서 1,000 rpm으로 감속하면 마찰 토크는 0.9 kg_f-cm에서 0.55 kg_f-cm로 급격히 감소함을 알 수 있다.

Fig. 6은 진공압력이 10^{-4} torr일 때 온도 변화에 따른 마찰 토크를 보여주고 있다. 각각의 오일온도에 대해 2,000 rpm 이상에서는 마찰 토크 변화가 거의 없다. 이 결과를 대기압 상태인 Fig. 4의 결과와 비교하면, T_{oil}=25°C인 경우는 1.42~1.6, T_{oil}=40°C인 경우는 1.31~1.54, 그리고 T_{oil}=55°C인 경우는1.45~1.63배 정도 대기압 상태에서의 마찰 토크가 큼을 알 수 있다. 이것은 진공상태에서는 자성유체시일과 회전축 사이의 접촉면적이 작아지기 때문으로 생각된다. Fig. 6에서 온도 변화에 따른 마찰 토크 변화 패턴은 Fig. 4의 결과와 유사하다.

Fig. 7은 진공압력이 10^{-6} torr일 때 T_{oil}=25°C에 대한 마찰 토크의 히스테리시스를 나타내고 있다. 마찰 토크는 1,500 rpm 이상에서는 마찰 토크의 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 여기서 동일한 온도(25°C) 조건에서 단지 가압력의 크기를 변화시킨 Fig. 3, Fig. 5, Fig. 7의 실험결과를 비교하면 시일의 진공도를 증가시킬수록 마찰 토크는 줄어들면서 낮은 속도에서 빨리 수렴하고 있음을 보여준다.

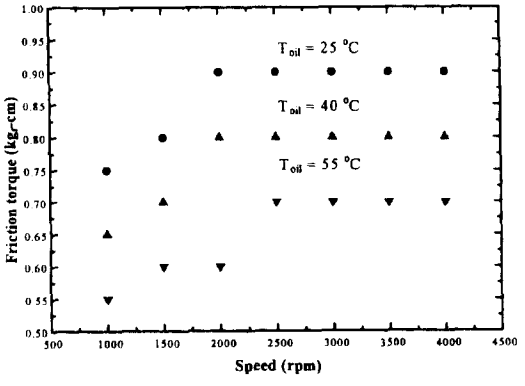

Fig. 6. Friction torque for various oil temperatures at P_{vac}=10^{-4} torr.

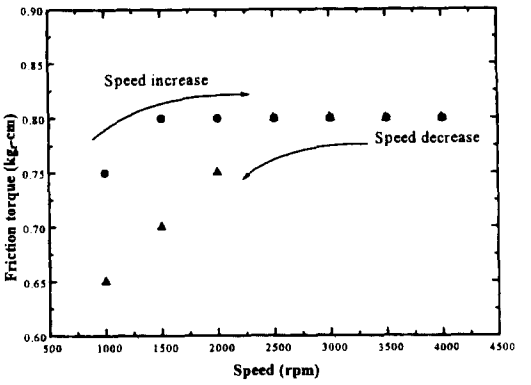

Fig. 7. Friction torque hysteresis for T_{oil}=25°C at P_{vac}= 10^{-6} torr.

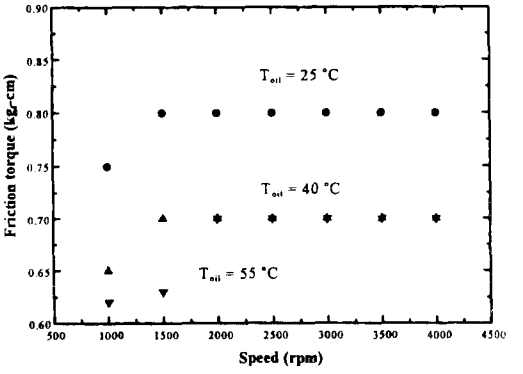

Fig. 8. Friction torque for various oil temperatures at P_{vac}=10^{-6} torr.

Fig. 8은 진공압력이 10^{-6} torr일 때 각각의 오일온도 변화에 따른 마찰 토크를 나타내고 있다. 이 결과에 의하면 1,500 rpm 이상에서의 마찰 토크는 거의 변화가 없이 일정함을 알 수 있다. 이 때의 마찰 토크는 Fig. 4의 결과와 비교하여 각각 1.56~1.73, 1.43~1.76, 1.45~1.61배 정도 작음을 알 수 있다.

시일 모델-I의 실험결과는 이형상이 삼각형을 이루고 있는 경우 진공압력이 높을수록 접촉면적이 작아지므로 마찰 토크에 큰 영향이 있음을 보여준다. 또한, 시일 시스템이 작동중 발생하는 마찰열로 인하여 자성유체의 특성을 변화를 가져오며, 이로 인하여 마찰 토크에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

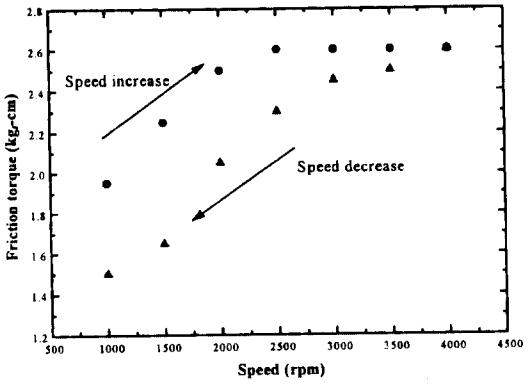

Fig. 9. Friction torque hysteresis for T_{oil}=25°C at P_{atm}.

3-2. 모델-II (사각형 이형상)

시일 모델-II는 Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 시일의 폴피스 접촉면의 이형상이 사각형으로 제작되어 Fig. 1(a)의 삼각형 이형상을 대체한 경우이다.

Fig. 9는 모델-II에 대한 실험결과로 대기압 상태에서 T_{oil}=25°C인 경우의 마찰 토크 변화를 보여주고 있다. 회전속도가 증가함에 따라서 마찰 토크는 1.95 kg_f-cm부터 2.6 kg_f-cm까지 변화함을 알 수 있다. 마찰 토크의 히스테리스는 회전속도가 감소함에 따라 2.6 kg_f-cm부터 1.5 kg_f-cm까지 변화를 보여주고 있다. 모델-I의 Fig. 3 실험결과와 비교하여 마찰 토크가 2.36~2.05배 정도 큼을 알 수 있다. 이는 폴피스의 이부분이 모두 대기압 상태로 고르게 유지된 상태에서 자성유체의 특성과 폴피스의 이형상에 따른 차이라 생각된다.

Fig. 10은 대기압 상태에서 오일온도 변화에 따른 마찰 토크 변화를 보여주고 있다. 각각의 온도 변화에 따른 최대 마찰 토크는 2.6 kg_f-cm, 2.1 kg_f-cm, 1.7 kg_f-cm까지 변화한다. 모델-I의 Fig. 4에서 제시한 마찰 토크 결과와 비교하여 각각의 경우 최대 2.36, 2.1, 2.13부터 최소 2.05, 1.93, 1.73배 정도의 차이가 있음을 알 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12는 T_{oil}=25°C, P_{vac}=10^{-1} torr에 대한 마찰 토크의 히스테리시스와 P_{vac}=10^{-4} torr에 대한 온도변화에 따른 마찰 토크 변화를 각각 보여주고 있다. Fig. 11의 측정결과에 따르면 회전속도의 증가는 마찰 토크의 완만한 상승을 예상할 수 있고, 진공도의 증가는 대기압의 경우에 비하여 커다란 변화가 없다는 것이다. 또한, Fig. 12는 10^{-4} torr에서 마찰 접촉면의 온도차가 25°C, 40°C, 55°C로 변화함에 따라서 최대 마찰 토크는 2.6 kg_f-cm, 2.0 kg_f-cm, 1.7 kg_f-cm로 측정되었고, 이 결과는 대기압의 측정결과(Fig. 10)에 비하여

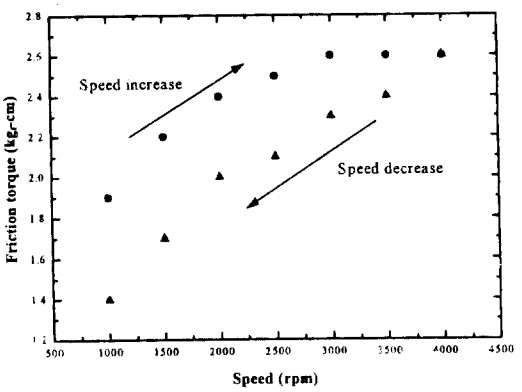

Fig. 11. Friction torque for T_{oil}=25°C at P_{vac}=10^{-4} torr.

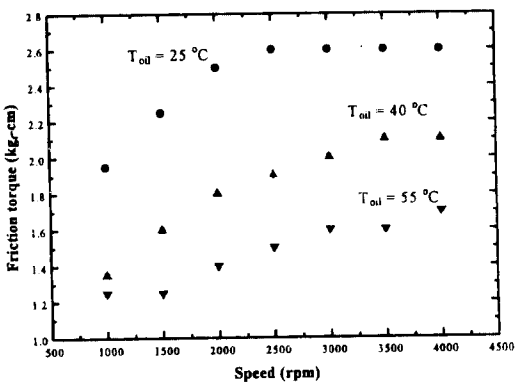

Fig. 10. Friction torque for various oil temperatures at P_{atm}.

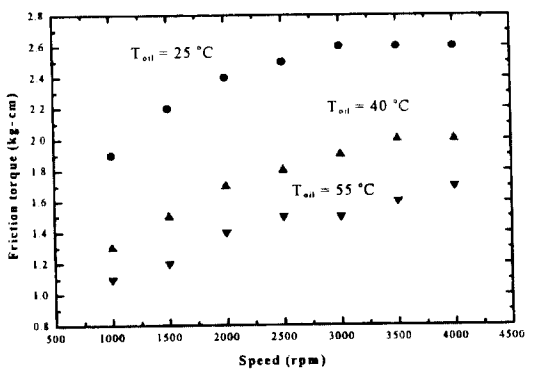

Fig. 12. Friction torque for various oil temperatures at P_{vac}=10^{-4} torr.

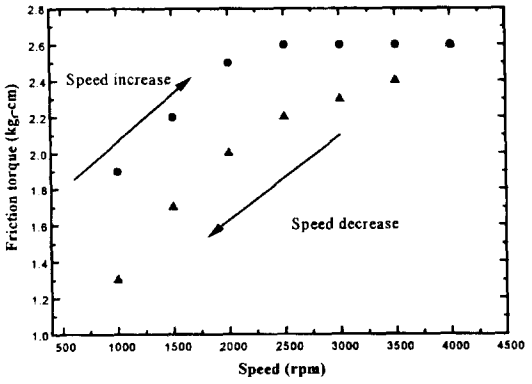

Fig. 13. Friction torque hysteresis for T_{oil}=25°C at P_{vac}= 10^{-6} torr.

별다른 변화가 없으나, 작동온도와 진공도가 증가함에 따라서 마찰 토크가 약간 낮아짐을 알 수 있다. Fig. 12의 결과를 모델-I의 Fig. 6의 결과와 비교하면 모델-II인 경우의 마찰 토크가 2.89~2.0배 정도 큼을 알 수 있다.

T_{oil}=25°C, P_{vac}=10^{-6} torr에 대한 마찰 토크의 히스테리시스가 Fig. 13에 나타나 있다. 마찰 토크는 회전속도가 증가함에 따라 1.9 kg_f-cm부터 2.6 kg_f-cm까지 변화하며, 회전속도를 감소시키면 1.3 kg_f-cm까지 변화한다. 이 결과를 대기압 상태에서 측정한 Fig. 9의 데이타와 비교하면 마찰 토크 변화가 거의 없음을 알 수 있다.

Fig. 14는 P_{vac}=10^{-6} torr에서 오일온도 변화에 따른 마찰 토크를 나타내고 있다. T_{oil}=25°C, T_{oil}=40°C, T_{oil}= 55°C에 대하여 측정된 마찰 토크는 4,000 rpm에서 2.6

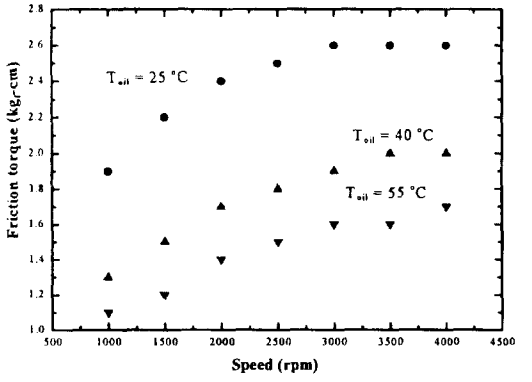

Fig. 14. Friction torque for various oil temperatures at P_{vac}=10^{-6} torr.

kg_f-cm, 2.0 kg_f-cm, 1.7 kg_f-cm로 Fig. 12에서 제시된 (P_{vac}=10^{-4} torr인 경우) 마찰 토크와 비교하여 커다란 변화가 없음을 알 수 있다. 그러나, Fig. 8에 나타난 모델-I의 마찰 토크와 비교하여 각각의 오일 온도 T_{oil} =25°C, T_{oil}=40°C, T_{oil}=55°C에서는 3.25~2.53, 2.86~2.0, 2.43~2.0배 정도로 모델-II의 마찰 토크가 크게 나타남을 알 수 있다.

모델-II에 대한 실험결과를 보면 진공도의 변화에 따른 마찰 토크 변화는 커다란 영향을 주지 못하나 마찰부의 온도 조건에 따라서는 커다란 영향을 받는다. 이것은 다단식 자성유체시일의 경우 압력차가 직접 걸리는 폴피스 접촉면의 일부분에서 비교적 밀봉이 잘 되기 때문에 여타 잇발(Tooth)에는 진공도의 영향을 안받게 되어 진공도 변화에 따른 마찰 토크 특성은 커다란 영향을 안받는다는 사실이다. 그러나, 동일한 진공도 조건에서는 마찰열이 자성유체의 점도를 크게 변화시키기 때문에 마찰 토크 성능에 직접적인 영향을 주게 되므로 자성유체시일의 밀봉성능에서 자성유체의 온도에 대한 안정성 문제는 대단히 중요함을 알 수 있다.

폴피스 형상이 삼각형인 모델-I과 사각형의 모델-II는 서로 다른 특성을 보여주고 있다. 즉, 모델-I에서는 마찰 토크가 진공도가 클수록 많은 영향을 받으나, 낮게 유지되고 있다. 반면에 모델-II에서는 진공도가 증가되어도 마찰 토크 변동이 작으나 모델-I에 비하여 높게 나타났다. 그러나, 두가지 모델 모두 마찰열에 의한 토크 변동은 크게 미치고 있음을 보여주고 있다.

4. 결 론

본 실험에서는 고진공용 자성유체시일의 마찰특성을 해석하기 위하여 두가지 모델의 자성유체시일에 대한 마찰 토크를 온도, 진공압력, 그리고 회전속도를 변화시켜 마찰 토크를 측정하였다. 본 실험으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 대기압 상태에서 작동하는 경우 또는 압력차이가 대단히 작은 경우는 모델-I이 모델-II에 비하여 마찰 토크가 대단히 낮음을 알 수 있다.

2. 모델-I은 진공압력이 낮을수록 마찰 토크가 낮게 나타났다.

3. 모델-II는 대기압과 진공상태에서 마찰 토크의 차이가 없음을 알 수가 있다.

4. 마찰 토크는 폴피스의 이형상에 따라서 그리고 폴피스 선단부의 마찰열 발생 정도에 따라서 커다란 영향을 받는다.

후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 : ME96-E-42)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. Papell, S.S., US Patent 3215572, 1965.
2. Moskowitz, R., "Dynamic Sealing with Magnetic Fluids," Vol. 18, pp. 135-143, 1974.
3. Ochnoski, W., "Dynamic Sealing with Magnetic Fluids," Wear, Vol. 130, pp. 261-268, 1989.
4. Kim, C.K. and Mikhalev, Y., "Comparative Study on the Friction Torque of High-Speed Magnetic Fluids for a Ultra-High Vacuum," 7th International Plyos Conf. on Magnetic Fluids, pp. 127-128, 1996.
5. Kim, C.K. and Kim, H.K., "A Study on the Friction Torque and Temperature Distribution of Magnetic Fluid Seals," J. of the KSME, Vol. 21, No. 1, pp. 3425-3434, 1997.
6. Etsion, I. and Zimmels, Y., "A New Hybrid Magnetic Fluid Seal for Liquids," Lubrication Engineering, Vol. 42, No. 3, pp. 170-173, 1986.