

모터 부하시험을 위한 부하인가 장치 개발

임병주^{*†}, 박창대^{*}

Development of Load apparatus for Motor

Byung-Ju Lim^{*†}, Chang-Dae Park^{*}

Key Words : Motor load test(모터 부하시험), Performance test(성능시험), Powder Brake(파우더브레이크), Oil pump(오일펌프)

ABSTRACT

We have constructed loading apparatuses to electrical motor with a powder brake and a oil pump for load test of a several ten kilowatt-motor and performed load test with two motors. On operating the loading apparatus with a oil pump, temperature of the oil may excessively increase and fail to operate due to dynamic energy loss of equipment in oil loop. In order to control the oil temperature, factors of the energy loss were analyzed and the quantitative loss was calculated. Load tests of motors with two loading apparatuses constructed were successfully performed and strengths of each apparatus come out on operating.

1. 서 론

전기 모터는 거의 모든 산업에서 널리 사용되는 기계로서 모터가 작동할 때 동손(power loss), 철손(core loss), 마찰손(friction loss), 풍손(windage loss) 등에 의해 발생된 전기적 손실이 열에너지로 변환되는데 발생된 열의 일부는 모터 내에 축적되거나 복사, 대류, 전도 등에 의해 외부로 발산된다. 이 때 모터 내부에서 권선의 온도가 가장 높게 상승하게 되기 때문에 모터의 사용온도 한계는 권선 온도의 온도상승 값에 따라 결정된다. 그러므로 사용자는 모터의 최대 환경온도와 온도상승 값을 고려하여 모터의 절연등급을 결정해야 한다. 모터 권선의 최대 온도상승 값과 대기 온도 차를 온도상승(temperature rise)이라 하며 온도상승을 측정하는 시험을 모터의 부하시험(load test)이라고 한다. 부하시험은 작동중인 모터에 적합한 부하를 인가하여 모터 권선에 흐르는 전류를 모터 제조사에서 제시한 최대치까지 상승시켜 권선 온도의 최대 상승치를 측정한다.

모터에 부하를 인가하는 장치는 여러 가지가 있는데 그 중 일반적으로 사용되는 방법이 직류발전기 저항부하 인가장치,

중첩부하(superposition load)¹ 인가장치, 파우더브레이크(powder brake) 부하인가장치 등이 있다. 직류발전기 저항부하 인가장치는 모터의 축과 직류발전기의 전기자(armature)를 연결하여 모터가 작동할 경우 발전기가 작동하도록 구성한다. 이 장치는 모터의 기계에너지를 전기에너지로 변환시키는데 발전기 계자(field system) 회로에 위치한 가변저항기를 조절하여 계자의 전류를 조절하면 이에 비례하는 부하가 모터에 인가되게 된다. 중첩부하 인가장치는 모터의 입력 주파수를 정격 주파수에서 변화시킬 경우 모터의 역률이 저하되기 때문에 기동전류가 증가하는 원리를 이용한다. 파우더브레이크 부하 인가장치는 자성분체의 마찰력을 이용한 것으로 뒷 부분에서 상세히 다루기 때문에 자세한 내용은 생략한다. 직류발전기 저항부하 인가장치와 파우더브레이크 부하인가장치는 실부하 인가장치이며, 중첩부하 인가장치는 모터 권선의 전류만 최대로 상승시켜 온도상승을 측정하는 장치이다.

일반 모터 제조업체의 경우 모터의 부하시험은 모터 신규 제작 시 자체시험 항목으로 포함되어 있기 때문에 부하시험 장치를 갖춰야 하는데, 직류발전기 저항부하 인가장치, 중첩부하 인가장치와 같은 시험장치는 수백~수천 kW 급 대용량 모터의 부하시험을 위한 장치로 구축 비용과 운전 비용이 과다하게 소요되기 때문에 업체에 경제적 부담으로 작용한다. 대용량 모

* Korea Institute of Machinery of Materials

† 교신저자, E-mail : bzoo77@kimm.re.kr

터의 부하인가 장치를 사용하여 수십 kW 급의 소용량 모터의 부하시험을 수행할 수 있으나 역시 과도한 시험비용이 소요되며, 정밀하게 부하를 제어하는데 어려움이 있다. 그러므로 파워브레이크 부하인가장치와 같이 소용량 모터의 부하인가장치를 따로 구축하여 모터의 용량에 맞게 부하인가장치를 구축할 필요가 있다.

따라서, 본 연구에서는 수십 kW급 모터 제조업체나 모터 시험기관 등에서 많이 사용되는 저용량 전기 모터의 부하시험을 위해 파워브레이크 방식과 오일펌프를 이용한 두가지 부하인가장치를 제작하여 용량이 다른 두 모터에 대해 부하시험을 수행하였다. 그리고 부하시험의 과정과 결과를 통해 두 장치의 특성을 비교/분석하여 각 장치의 장단점을 제시하였다.

2. 부하인가장치

모터가 일정한 회전수로 작동할 때 모터 축의 부하를 상승시킬 경우 아래 식(1)의 관계에 따라 권선에 흐르는 전류 역시 비례하여 상승한다.

$$W = (I^2 \times R) \propto (T \times r) \quad (1)$$

여기서,

W: 모터의 출력(W)

I: 모터 권선에 흐르는 전류(A)

R: 권선의 저항(Ω)

T: 모터 축의 토크

r: 모터 축의 회전수

이다.

따라서 모터의 권선에 흐르는 전류를 제어하여 부하시험을 하기 위해서는 모터 축의 부하를 제어하는 것이 필요하다.

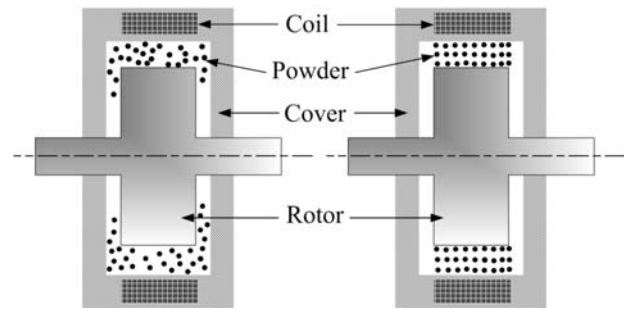
부하시험을 위한 두 개의 모터시험의 성능을 Table 1 에 제시하였다. MT-1은 전폐형 모터로 출력이 30 kW이고 최대 전류는 45.5 A이며, MT-2는 반폐형 모터로서 각각 75 kW, 17.9 A이고, 모터 축의 회전수는 1,800 rpm으로 동일하다. 모터에 부하를 인가하기 위해 서로 다른 방식을 이용한 시험장치 즉, 파워브레이크^{3,4}를 이용한 부하인가 장치와 오일펌프를 이용한 부하인가 장치를 제작하여 모터의 부하시험을 수행하였다.

2.1 파워브레이크 부하인가장치

파워브레이크는 토크 전달매체인 자성분체 역할을 하는 파우더를 회전축과 코일 사이에 투입하여 파우더의 결합력에

Table 1 Specification of motors for load test

Specification	Specimen	
	MT-1	MT-2
Power [kW]	30	75
Max. Current [A]	45.5	17.9
Rated Voltage [Vac]	460	4,160
Speed [rpm]	1,800	
Enclosing Type	Totally	Partially



(a) Shutting off the current (b) turning on the current

Fig. 1 Schematics of powder brake

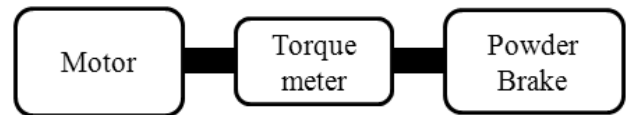


Fig. 2 Schematics of load test apparatus with powder brake

의해 토크가 전달 및 제어되는 장비이다. 파우더는 Fe, Al, Cr의 합금의 구상분말로 되어 있으며 내열성, 내식성, 내마모성 등이 우수한 특성이 있다. 코일에 전류를 통하면 발생한 자속에 따라 파우더가 쇠사슬 모양으로 연결되는데, 이 때 파우더 간의 연결력과 파우더와 동작면과의 마찰력에 의해 회전축에 토크가 전달된다^{2,3}(Fig. 1).

파워브레이크를 이용한 부하시험 장치는 개략적으로 Fig. 2와 같이 시험 대상 모터, 토크미터(torque meter), 파워브레이크로 구성되어 있으며, 토크미터와 파워브레이크는 모터의 연장된 축에 결합되어 모터가 회전할 경우 함께 회전할 수 있도록 하였다. 모터 축에 부하 인가량을 증가시키기 위해 파워브레이크 2대를 직렬로 연결하였다. 모터 축의 회전수는 비접촉식 타코미터(tachometer)를 사용하여 측정하였다. 파워브레이크에서 인가되는 부하를 제어하기 위해 코일에 인입되는 전류의 세기를 조절할 수 있는 가변 직류전원공급기를 장착하였다. 또한 시험 중 모터 축의 토크와 권선의 온도를 모니터링하고 저장하기 위해 데이터 수집장치와 PC를 이용해

Table 2 Specification of powder brake

Specification	Model	PRB-65 I ²
Torque [Nm]		650
Powder [g]		1,000
Cooling method		Water
Speed [rpm]		1,800

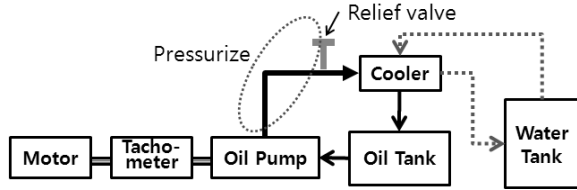


Fig. 3 Schematics of load test apparatus with oil pump

였다. 파우더브레이크는 (주)보라전기공업사의 PRB-65 I₂ 모델을 사용하였으며 기기의 성능은 Table 2과 같다.

2.2 오일펌프 부하인가 장치

모터의 동력전달 축에 부하를 인가하기 위한 또 다른 방식으로 축의 구동력을 다른 기기의 동력으로 전달하는 방법을 사용하였다. 동력을 전달하는 수단으로 정량 오일펌프를 선택하였으며 관련 부하시험 장치의 개략도는 Fig. 3에 제시하였다. 시험장치는 모터시핀, 타코미터, 오일펌프, 릴리프 밸브, 쿨러, 오일 탱크, 냉각수 탱크 등으로 구성되어 있다. 모터가 작동되면 모터 축의 회전으로 동축에 연결된 오일펌프가 회전하면서 오일 탱크로부터 공급받은 오일을 일정량 배출한다. 펌프로부터 배출된 오일은 릴리프 밸브를 통과한 후 다시 오일 탱크로 들어가는 순환 시스템으로 구성하였다.

펌프 작동 시 릴리프 밸브의 개도를 조정할 경우 펌프와 릴리프 밸브 사이의 오일 라인 압력을 제어할 수 있게 된다. 이때 오일펌프가 일정한 속도로 회전하기 때문에 펌프에서 배출되는 유량 역시 일정하게 유지 되는데 만일 압력이 증가하게 되면 식(2)에 따라 펌프의 출력 역시 증가해야 한다. 펌프의 출력이 증가하면 구동원인 모터의 출력 역시 비례하여 증가되며 모터의 출력이 증가한다는 의미는 곧 모터 축의 부하가 상승한다는 의미가 된다. 그러므로 릴리프 밸브의 개도를 제어하면 결국 모터 축의 부하를 제어할 수 있다.

$$W = P \times Q \quad (2)$$

W: 펌프의 출력

P: 펌프의 압력

Q: 유량

오일펌프 작동 시 릴리프 밸브의 개도를 조절하여 오일 라인의 압력을 증가시키면 유체 마찰에 의해 오일의 온도가 상승하는데, 오일의 온도가 상승하면 점도가 상대적으로 감소하기 때문에 적정 사용온도를 유지해야 한다. 따라서 오일의 온도를 낮추기 위해 릴리프 밸브 후단에 쿨러를 설치하였다. 쿨러를 선정하기 위해 오일 라인의 최대 발열량을 다음과 같은 과정을 통해 계산하였다.

일반적으로 관을 흐르는 유체의 상태는 마찰이 없는 정상유동의 압력, 속도 및 높이 사이의 에너지 보존 관계를 나타내는 베르누이(Bernoulli) 방정식을 통해 구할 수 있다. 하지만 실제 유압 시스템에서는 유체 마찰, 점성일, 펌프 및 밸브 등에 의해 에너지 손실이 발생하며 이러한 손실은 모두 시스템의 온도를 증가시킨다. 유압 시스템의 주요 발열요인을 살펴보면 유압펌프의 동력 손실, 유압 밸브의 동력 손실, 유압 관의 동력 손실, 쿨러의 동력 손실 등이 있다.

유압 펌프의 경우 식(3)과 같이 기계효율은 토출되는 유체의 에너지와 입력 동력의 비로 표현할 수 있다.

$$\eta_m = \frac{p \times Q_{th}}{W_s} \quad (3)$$

여기서,

η_m : 펌프의 기계효율

p : 펌프에 걸리는 압력

Q_{th} : 펌프의 토출되는 이론 유량

W_s : 펌프 축 입력 동력(kW)

이다.

그리고 이론 유량과 실제 유량의 비를 용적 효율로 표현하면 식(4)와 같이 표현된다.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{th}} \quad (4)$$

η_v : 펌프의 용적효율

Q: 펌프에서 토출되는 실제 유량

따라서 유압펌프의 동력 손실에 따른 발열량 q_1 은 식(5)와 같이 나타난다.

$$q_1 = W_s \times (1 - \eta_m \eta_n) \quad (5)$$

q_1 : 펌프의 동력 손실에 따른 발열량

여기서 본 시험대상 유압펌프의 기계효율과 용적효율은 각각 0.82와 0.98이므로 MT-1과 MT-2의 손실열은 각각 5.9 kW, 14.2 kW 이다.

유압 밸브의 경우 동력 손실은 식(6)와 같이 유압 밸브를 통과하는 유량과 밸브 전후 압력 차의 곱으로 표시된다.

$$q_2 = \Delta P_v \times Q_v \quad (6)$$

여기서,

q_2 : 밸브의 동력 손실에 따른 발열량

ΔP_v : 밸브 전후의 압력차

Q_v : 유압 밸브를 통과하는 유량 이다.

본 부하시험 대상 모터 중 용량이 더 큰 MT-2를 대상으로 권선에 흐르는 전류가 최대일 때의 펌프와 릴리프 밸브 사이의 압력은 15 MPa 이며 그리고 밸브 후단의 압력은 0.2 MPa 이었다. 그리고 릴리프 밸브를 통과하는 유량은 30.1 liter/min 이므로 릴리프 밸브의 동력 손실은 7.35 kW 가 된다.

쿨러의 동력손실(q_3) 역시 유압 밸브 동력 손실을 계산하는 식(6)으로 계산할 수 있다. 쿨러 전후의 압력차와 쿨러를 통과하는 유량을 곱하면 쿨러에 의한 동력손실을 구할 수 있다. 역시 MT-2를 대상으로 동력 손실을 계산하면 압력차는 20 kPa, 유량은 30.1 liter/m 으로 0.1 kW의 동력손실이 발생한다.

유압관의 동력손실은 유체의 압력강하로 인해 발생하는데 식 (7) 과 같이 Darcy-Weisbach equation⁴에 의해 계산되며 본 시험설비의 경우 관의 지름이 크고 길이가 매우 짧기 때문에 고려 대상에서 제외하였다.

$$\Delta P_f = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (7)$$

ΔP_f : 압력강하 ρ : 유체 밀도

D : 관로 직경 L : 관의 길이

f : 관마찰 계수 v : 유체 속도

따라서 MT-2에 대한 부하시험에서 발생하는 최대발열량은 펌프, 밸브, 쿨러에 의한 동력손실의 합인 22.18 kW 이므로 시험장치 제작시 쿨러의 용량은 이 값을 고려하여 보수적으로 선정하였다.

Table 3 Specification of pump-loading apparatus

Equipment	Specification
Oil Pump	Max. speed: 1,550 rpm Max. flow rate: 304 liter/min Max. torque: 1,272 Nm Oil viscosity: 16-36 mm ² /s
Relief Valve	Max. pressure: 25 MPa Max. flow rate: 400 liter/min
Cooler	Capacity: 30.15 kW Flow rate: 150~180 liter/min

오일펌프를 이용하여 모터 부하시험을 수행하기 위한 유압 시스템을 구성하는 오일펌프, 릴리프 밸브, 쿨러의 성능은 Table 3에 제시하였다. 오일펌프는 Rexroth사의 A2FO 고정용량펌프를 사용하였다.

쿨러의 냉각유체로 물을 사용하였으며 냉각수 순환을 위해 물 저장탱크와 물펌프 등의 기기를 설치하였다.

3. 모터 부하시험 결과

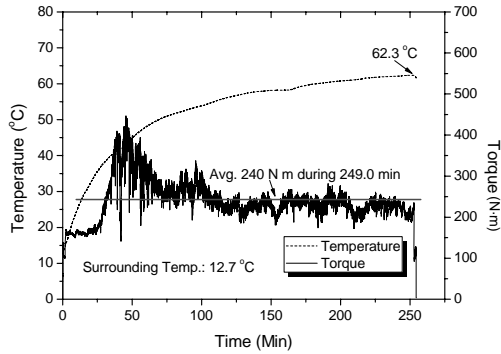
모터의 부하시험은 다음과 같은 절차로 진행하였다.

- 1) 정격 전압, 무부하 상태로 모터 작동
- 2) 부하인가 장치를 이용하여 권선에 흐르는 전류가 최대가 될 때 까지 모터 축의 부하를 상승
- 3) 모터 권선의 온도가 포화될 때 까지 부하상태 유지
- 4) 모터 권선의 온도 측정

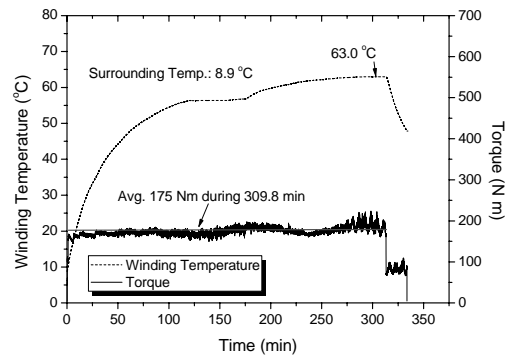
파우더브레이크 부하인가장치를 사용하여 모터 시편 MT-1과 MT-2에 대해 부하시험을 수행한 결과 Fig. 4와 같이 시간에 따른 온도와 토크 곡선을 얻을 수 있었다. MT-1의 경우 권선의 전류가 최대가 되는 모터 축의 토크는 평균 240 Nm 이었으며 이 상태에서 249.0 분 유지되었을 때 권선의 온도는 62.3 °C에서 포화되었다. MT-2의 경우 평균 492 Nm 부하에서 119.9 분 유지하였을 때 56.0 °C에서 포화되었다. 여기서 권선 온도의 포화상태는 5분 동안 0.1 °C의 온도변화 이하일 때 이다. 이하의 시험 시작 시 대기온도 조건을 고려하면 MT-1, MT-2의 온도상승 값은 각각 49.6 °C, 44.5 °C이다.

오일펌프 부하인가장치를 사용하여 MT-1과 MT-2에 대해 부하시험을 수행한 결과를 각각 Fig. 5에 제시하였다. MT-1의 경우 평균 175 Nm에서 309.8 분 후 63.0 °C에서 포화되었으며 MT-2는 평균 547 Nm에서 87.7 분 후 60.2 °C에서 포화되었다.

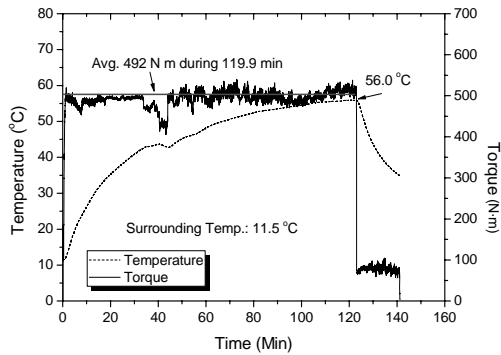
평균토크의 경우 같은 모터로 시험했을 때 서로 값이 다르게 나타나고 있다. MT-1의 경우 평균토크는 각각 240 Nm,



(a) MT-1

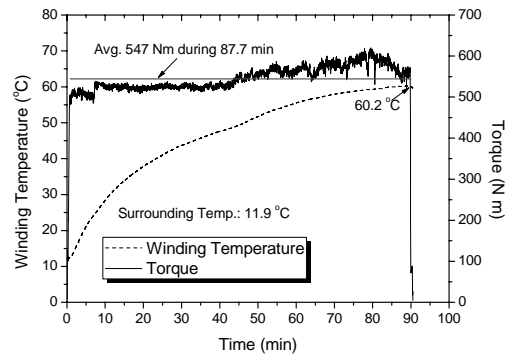


(a) MT-1



(b) MT-2

Fig. 4 Load test results with powder brake



(b) MT-2

Fig. 5 Load test results with oil pump

175 Nm로 파워더브레이크 부하인가장치 로 시험했을 때 더 크다. 평균토크는 포화시간에 영향을 주는 변수로 그 값이 높을수록 포화온도에 도달하는 시간은 단축된다. 이는 MT-2의 결과에서도 확인할 수 있다.

토크의 편차는 파워더브레이크 부하인가장치로 시험했을 때 더 크게 나타났다. 본 시험에서 토크 값은 모터의 전류에 직접 영향을 주는 변수로 부하인가장치에서 부하를 증가시킬수록 축의 토크가 상승하게 되어 모터의 전류 역시 증가한다. 파워더브레이크 부하인가장치로 MT-1 시험 시 전류제어장치의 불완전으로 시험시작 후 약 100 분이 경과할 때 까지 토크의 편차가 매우 심하게 나타났다. 즉, 모터에 흐르는 전류가 최대값으로 일정하지 않고 미만 및 초과하였다. 모터 전류가 최대값 미만인 경우 온도 상승 속도가 느려지지만 이후 부하를 상승시켜 모터 전류를 최대 값으로 맞춰 시험하면 최종 온도상승 값에는 변화가 없다. 하지만 모터 전류가 최대 값을 초과하면 모터에 손상 위험이 있고, 전기제어 시스템에 과전류방지 모듈이 있을 경우 모터가 정지하게 된다. 본 시험에서는 약 100 분

까지 편차가 심하였으나 제조사에서 제시한 모터 전류의 여유도 최대전류의 10%(4.5 A)를 초과하지 않았으며 점차 안정화되어 온도상승 값을 얻을 수 있었다. 그러나 파워더브레이크 부하인가장치가 오일펌프 부하인가장치보다 부하의 편차가 더 크기 때문에 온도상승 값의 정확도는 더 낮을 것으로 판단되며 이를 해결하기 위해서는 제어방식의 수정이 필요하다.

이상의 부하시험 결과를 Table 4에 정리하였다. 온도상승 값은 두 모터 모두 제조사에서 제시한 80 °C이하로 나타났다. 파워더브레이크 부하인가장치 보다 오일펌프 부하인가장치에서 시험할 때 온도상승 값이 MT-1, MT-2 각각 4.5 °C, 3.8 °C로 더 높게 나타났는데 이는 오일펌프의 심한 진동이 모터의 동력 손실에 일부 영향을 미쳤을 것으로 판단된다. 오일펌프 부하인가장치의 온도상승 값의 오차범위를 줄이기 위해서는 펌프 설치시 방진 및 축정렬을 고려해야 할 것이다.

권선의 최대 온도는 오일펌프 부하인가장치로 시험할 때가 조금 더 높았다. 이것은 펌프 및 오일시스템의 발열로 인해 시험시작 시 대기온도는 낮았지만 시험 종료 시 대기온도는 약

Table 4 Load test results of two motors

Load Apparatus	Measurement	MT-1	MT-2
Powder brake	Temp. rise[°C]	49.6	44.5
	Environmental Temp.[°C]	12.7	11.5
	Peak attained Time[Min]	249.0	119.9
Oil pump	Temp. rise[°C]	54.1	48.3
	Environmental Temp.[°C]	8.9	11.9
	Peak attained Time[Min]	309.8	87.7

Table 5 Characteristics of loading apparatus

	Powder brake	Oil pump
Merit	Easy to construction and operation	<ul style="list-style-type: none"> · Low price(<2,000 \$) · Applicability to high power motor
De-merit	<ul style="list-style-type: none"> · High price(>5,000 \$) · Limits of power and speed of revolution for experimental motor · periodically change of powder 	<ul style="list-style-type: none"> · Complex apparatus (Oil, cooler, etc.) · Necessity of wide space · Vibration and noisy on operating · Difficulty of maintenance and control

1~2 °C 정도 상승하였기 때문이다. 모터는 쿨링 팬으로 대기 공기를 흡입하여 모터에서 발생한 열을 방출시키기 때문에 대기온도가 증가하면 권선의 최대온도 역시 상승하게 된다. 그러나 대기온도가 상승하더라도 온도상승 값은 권선의 최대온도와 대기온도의 차이이므로 변하지 않는다. 다만 모터 부하시험 시 대기온도가 비정상적으로 높은 환경에서 수행할 경우 온도상승 값은 동일하게 나오지만 권선의 최대 허용온도를 초과할 위험이 있기 때문에 미리 환경조건을 검토해야 한다.

모터축에 부하를 인가하는 방식으로 파우더브레이크를 사용할 때와 오일펌프를 사용할 때의 장단점을 Table 5에 요약 정리하였다. 파우더브레이크는 상용품을 쉽게 구할 수 있으며 Fig. 2의 장치 개략도 처럼 단순하게 시험장치를 구성할 수 있으나, 가격이 비싸고 대상 모터의 최대 출력과 회전속도에 제한이 있으며, 파우더를 자주 교체해야 한다. 파우더 브레이크와 비슷한 원리로 부하를 인가 할 수 있는 MR 유체(Magneto-Rheological Fluid)를 사용하면 유체의 점성변화를 수 ms 단위로 제어할 수 있어서 더욱 정밀하게 부하를 제어할 수 있으며, 파우더의 주기적 보충문제를 해결할 수 있으나 본 방식은 상용화가 되어 있지 않아 적용하는데 어려움이 예상된다⁵. 오

일펌프를 사용할 경우 시험설비 구축 비용이 저렴하고 고출력 모터에도 적용이 가능하지만 오일 시스템과 냉각시스템이 모두 필요하기 때문에 장비구성이 복잡하며 넓은 설비면적이 필요하다. 이러한 복잡한 시스템 때문에 시험 시 기기 조작 및 관리하기도 어렵다. 또한 시험 시 심한 펌프 맥동에 의해 진동 및 소음6이 발생하여 시험자의 원활한 작업을 방해할 뿐만 아니라 시험 결과치에 영향을 미칠 수 있다. 시험자는 시험하고자 하는 모터의 용량과 각 시험장치의 장단점을 고려하여 선택할 수 있다.

4. 결 론

수십 kW급 전기모터의 부하시험을 위해 서로 다른 부하인 가장치 즉, 파우더브레이크와 오일펌프를 이용한 부하시험 장치의 제작 방법과 간략한 절차를 제시하였으며, 출력이 다른 2개의 모터를 대상으로 부하시험을 수행하였다. 본 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 저용량 모터의 부하시험을 위해 파우더브레이크와 오일펌프를 사용한 시험 장치를 각각 제작하였다.
- 2) 두 모터시편을 대상으로 각 장치에 대해 부하시험을 수행하였으며 부하시험의 목표인 모터에 인입되는 전류가 최대인 상태에서 온도상승 값을 측정할 수 있었다.
- 3) 부하인가 장치 중 오일 펌프를 사용하는 유압 시스템의 발열 인자를 제시하고 발열량을 정량적으로 계산하는 간단한 방법을 제시하였다.
- 4) 제작된 부하인가 장치의 장단점을 비교 분석하였다.

참고문헌

- (1) P. Gnacinski, 2008, "Prediction of windings temperature rise in induction motors supplied with distorted voltage," Energy Conversion and Management, Vol.49, Issue 4, April 2008, pp. 707~717
- (2) 김동수, "마그네틱 Particle 크러치 브레이크 개발," 1990, 과학기술처
- (3) Eung-Suk Lee, Chang-Yul Roh, Myung-Hwan Rho, Ju-Kyung Kim, Jong-Jin Park, 2006, "Development of a Linear Motor Dynamometer for Positioning Control Performance," 대한기계학회 Vol. 30, No.5, pp. 609~614.
- (4) De Nevers, 1970, Fluid Mechanics, Addison-Wesley, ISBN 0-201-01497-1
- (5) Jung-Ho Park, Jin-Gyu KIM, Dong-Won Youn, Sang-Yong Ham, Jong-Ho Noh and Jin-San Yoo, 2007, "A

Study on High-output MR Brake for Tension Control,” 대한기계학회 춘계학술대회, pp. 2013~2018.
(6) Jong-Ki Kim, Hyung-Eui Kim, Jae-Yun Jung, Seok-

Hyung Oh, Seok-Hoon Jung, 2004, “Relation between Pressure Variations and Noise in Axial Type Oil Piston Pumps,” KSME International Journal, Vol.18, No. 6, pp. 1019~1025.