

< 논 문 >

자성유체시일의 마찰토크와 온도분포 해석에 관한 연구

김청균* · 김한구*

(1996년 1월 10일 접수)

A Study On the Friction Torque and Temperature Distribution of Magnetic Fluid Seals

Chung Kyun Kim and Han Goo Kim

Key Words : Magnetic Fluid Seals(자성유체시일), Working Gap(작동간극), Friction Torque(마찰토크), Carrier Fluids(매개유체), Multiple Tooth(다단 잇발)

Abstract

The performance characteristics of magnetic fluid seals are studied numerically as a function of working gap, pole width, angle of pole sharpening, and shaft speed. The temperature distribution of a magnetic fluid seal with multiple tooth is investigated as a function of the contact fraction of magnetic fluids at the periphery of pole tooth using a finite element method.

The most significant design parameter of a magnetic fluid seal is the working gap between the pole pieces and the rotating shaft. The result shows that with increasing the working gap, the friction torque decreases radically. The practical working gap for the pole pieces with triangular tooth zone profile is 0.2~0.4 mm. The FEM results indicate that the optimal filling of a magnetic fluid between the pole pieces and the shaft is very important due to the accumulations of non-uniform friction heating within the pole pieces, which may interfere the magnetic circuit flow.

1. 서 론

밀봉장치(sealing devices)는 압력차를 갖는 작동 유체의 외부 누설방지, 진공 챔버내의 진공도 유지, 또는 외부로부터 먼지, 습기, 부식성 물질 등과 같은 이물질 침입을 방지하기 위하여 기계장치에서 널리 사용하고 있는 핵심부품이다. 기계 시스템의 밀봉성능은 밀봉장치의 성능이나 방식에 따라서 크게 달라지는데, 접촉식 시일(contact seals)은 가혹한 마찰접촉조건 때문에 시일 소재의 특성 변화와 마멸이 가속되는 문제점이 있다. 그러나 비접촉식 시일의 대표격인 유체시일(hydrodynamic

seals)은 접촉식 시일의 문제점을 해결할 수는 있으나 정적인 상태에서 밀봉이 곤란하다는 결점을 갖고 있다.

본 연구에서는 자성유체시일(magnetic fluid seals)을 사용하여 이들의 문제점을 동시에 해결하기 위한 자성유체시일의 성능특성을 해석하고자 한다. 자성유체시일은 Papell⁽¹⁾에 의하여 개발된 자성유체라는 특수물질을 활용하여 저마찰 계수의 유지와 고정도 밀봉기능을 유지하는 새로운 개념의 밀봉장치이다.⁽²⁾ 시일장치에서 사용하는 자석과 자성유체에 의한 자력선이 외부로부터 차단이 잘 되도록 하기 위한 비자성 재질을 외부 케이스로 사용하고, 베어링은 회전축의 하중을 지지하고 회전축과 풀피스 사이의 밀봉간극(sealing gap)이 항상 일정하게 유지하도록 해주는 역할을 한다. 자성유

*회원, 홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

체시일은 고성능의 밀봉특성을 보여주는 관계로 고진공 시스템, 고압 플랜트, 레이저 시스템, 반도체 장비 등과 같이 특수한 사양에서 널리 사용되고 있다.

자성유체시일에 대한 연구는 주로 미국, 러시아와 같은 나라에서 우주산업의 필요성에 의하여 진행되었기 때문에 연구결과가 실제로 공개된 것이 별로 없고, 주로 설계 및 응용기술 개발 측면에서 소개하는 정도의 자료가 대부분이다.^(3,4) 그러나 최근에 컴퓨터와 반도체 산업의 활성화는 자성유체시일에 대한 연구를 가속화 시키는 계기는 되었지만 자료의 빈곤은 계속되고 있다.

본 연구에서는 자성유체시일 시스템 설계에서 가장 중요한 설계 파라미터인 회전축과 폴피스 사이의 작동간극(working gap)과 폴피스의 형상에 따른 마찰력 특성을 해석하고, 또한 폴피스 잇발 선단부에 직접 접촉하는 자성유체량에 따라서 폴피스 내의 온도분포를 유한요소기법으로 해석하고자 한다.

2. 마찰토크 해석

2.1 폴피스 형상과 작동간극

폴피스의 형상치수와 작동간극(working gap)은 자성유체시일의 성능, 특히 임계압력차(critical pressure difference)와 마찰손실(friction loss)에 커다란 영향을 준다. 그래서 자성유체시일 설계에서 폴피스 선단부의 형상과 작동간극에 대한 데이터는 자성유체시일의 최적화 설계에서 대단히 중요하다.

폴피스의 형상은 Fig. 1에서 보여주는 것처럼 장방형 잇발(rectangular tooth), 사다리꼴형 잇발

(trapezoid tooth), 삼각형 잇발(triangular tooth)을 기초로 한 3가지 모델이 제시되고 있다. 이 그림에서 δ_{\min} 은 최소 작동간극(minimum working gap), b 는 폴피스 폭(pole piece width), t 는 폴피스 선단부의 두께, α 는 축과 폴피스 선단부 사이의 경사각도(angle of pole sharpening), z 는 축방향을 각각 나타낸다.

Fig. 1에서 제시한 여러가지 폴피스 모델에 대한 작동간극 δ 를 최소작동간극과 폴피스의 기하학적 형상함수로 표시하면 다음과 같이 표현된다.

$$\cdot \text{Model I} \quad \delta(z) = \delta_{\min} \quad \text{at} \quad -0.5b \leq z \leq 0.5b \quad (1)$$

$$\cdot \text{Model II} \quad \delta(z) = \delta_{\min} \quad \text{at} \quad 0 \leq z \leq t \quad (2)$$

$$\delta(z) = \delta_{\min} + (z-t) \tan \alpha \quad \text{at} \quad t \leq z \leq b \quad (3)$$

$$\cdot \text{Model III} \quad \delta(z) = \delta_{\min} + z \tan \alpha \quad \text{at} \quad 0 \leq z \leq b \quad (4)$$

2.2 마찰토크

회전축과 폴피스 사이의 작동간극은 대단히 작기 때문에 자성유체는 층류유동 상태에서 유동한다고 가정하게 되면, 이 때에 발생하는 마찰토크 M_f 는 Petrov⁽⁵⁾ 방정식에 의하여 간편하게 표현된다. 즉,

$$M_f = \frac{\eta R S v}{\delta} \quad (5)$$

여기서, η 는 자성유체의 동점성계수, R 은 회전축의 반지름, S 는 회전축에 접촉하는 면적, v 는 회전축 속도를 각각 나타낸다.

폴피스의 형상에 따른 작동간극식 세가지를 상기 식 (5)에 적용하면 자성유체시일의 작동간극에서 발생하는 마찰력에 의한 손실문제를 간단하게 해석할 수 있다. 이것을 위하여 필요한 가정을 도입하면 다음과 같다. 즉,

첫째, 폴피스와 회전축 사이의 작동간극에는 자성유체로 채워져 있다.

둘째, 자성유체의 점도는 전단속도구배(shear velocity gradient)와 자기 유도량과는 무관하다.

상기의 가정을 기초로 자성유체시일에서 발생하는 마찰력 손실토크를 폴피스 잇발의 폭(tooth width) b 에 대하여 상기의 작동간극식으로 적분하면 다음과 같이 요약할 수 있다. 즉,

$$\cdot \text{Model I} \quad M_f = 2\pi\eta\omega R^3 \frac{b}{\delta} \quad (6)$$

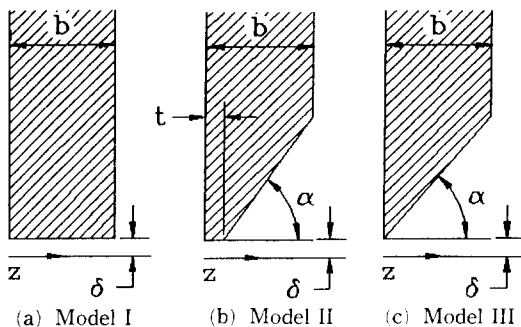


Fig. 1 Pole piece geometries

· Model II $M_f = 2\pi\eta\omega R^3 \cdot \left(\frac{t}{\delta} + \text{ctan } \alpha \ln \frac{b-t}{\delta \text{ctan } \alpha} \right)$ (7)

· Model III $M_f = 2\pi\eta\omega R^3 \cdot \text{ctan } \alpha \ln \frac{b}{\delta \text{ctan } \alpha}$ (8)

여기서, ω 와 R 은 회전축의 각속도와 반경을 각각 나타낸다.

Fig. 2~Fig. 5는 폴피스 형상이 자성유체시일의 마찰력 손실에 미치는 영향을 나타낸 결과로 해석을 위한 데이터는 Table 1에서 제시한다. 시일의 작동간극에 따른 마찰력 손실을 나타낸 Fig. 2의 결과에 의하면 시일이 5,000 rpm으로 회전하는 경우 작동간극은 0.2~0.4 mm 정도에서 마찰토크가 안정화를 이루기 때문에 모델 I의 장방형보다는 모델 III의 삼각형 폴피스 형상이 유리하고, 이 정도의 작동간극으로 설계하면 마찰력 손실의 측면에서 보면 우수하다. 자성유체시일 설계에서 기존의

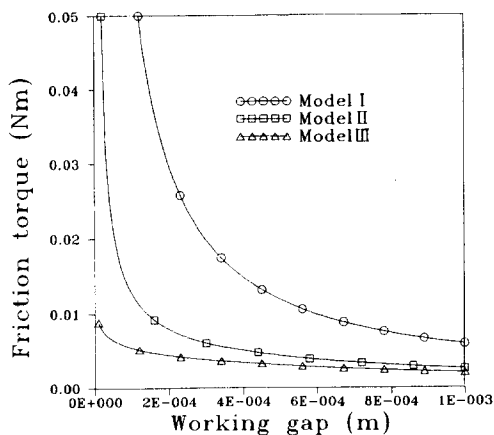


Fig. 2 Friction torque as a function of working gap: pole width=4 mm; shaft speed=5,000 rpm; pole sharpening angle=45°

Table 1 Calculation data for the friction torque of magnetic fluid seals

Magnetic fluid	NS-35A
Dynamic viscosity at 25°C, Pa·s	0.9
Shaft radius, mm	10
Leading edge thickness of pole pieces, mm	0.5

작동간극은 0.05~0.125 mm로 작으나, 시일 설계 기술의 발달로 작동간극이 0.25 mm 이상에서도 자기장의 안정화가 이루어지기 때문에 최근에는 회전축의 편심 경사도에 잘 적응할 수 있도록 작동간극이 늘어나는 추세에 있다.^(6,7)

Fig. 3은 폴피스의 경사각도 변화에 따른 마찰력 손실을 나타낸 결과로 10~20° 정도에서는 마찰손실이 크게 나타나기 때문에 기존의 연구결과에서는 30~45°⁽⁸⁾를 설계데이터로 제시하고 있다. 그러나 Fig. 3의 계산결과에서 제시한 것처럼 고속회전을 해야 하는 시일에서 폴피스의 경사각도는 45° 이상으로 설계하는 것이 바람직하다. Fig. 4는 자성유

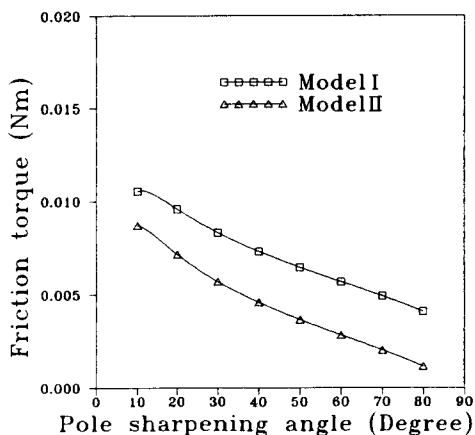


Fig. 3 Friction torque as a function of pole sharpening angle: pole width=4 mm; working gap=250 μm; shaft speed=5,000 rpm

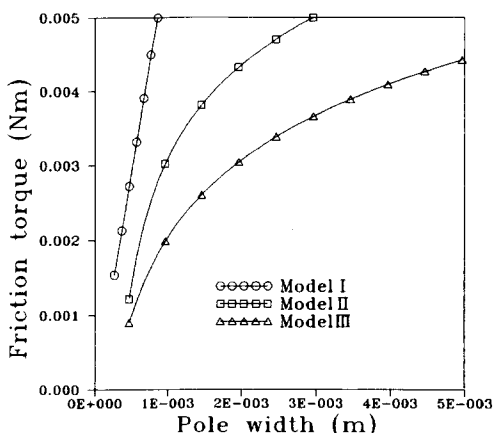


Fig. 4 Friction torque as a function of pole width: working gap=250 μm; shaft speed=5,000 rpm; pole sharpening angle=45°

체와 직접 접촉하는 폴피스의 접촉폭 변화에 따른 마찰력 손실을 계산한 결과로 모델 Ⅲ와 같은 형상의 경우는 마찰 접촉폭이 증가할수록 마찰력 손실의 정도가 완만하게 증가함을 알 수 있다. 또한 Fig. 5에서는 접촉폭이 상대적으로 큰 모델 Ⅰ의 경우 회전속 속도가 증가함에 따라서 선형적으로 급격하게 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 2~Fig. 5의 계산결과에 의하면 시일의 작동간극과 폴피스의 경사각도는 증가할수록 그리고 폴피스의 접촉폭은 감소할수록 자성유체시일의 유체 마찰 손실은 감소하는 특성을 보여주고, 회전속도는 증가할수록 마찰력 손실은 선형적으로 증가되고 있음을 알 수 있다. 시일의 마찰력 손실이 감소하게 되면, 즉 자성유체가 폴피스 선단부와 회전축 사이에서 닿는 면적이 지나치게 작게 되면 자기장의 안정성에 문제가 발생할 수도 있으므로 마찰력 손실을 감소시키는 것이 꼭 우수한 설계조건이라고만은 할 수 없다. 그래서 자성유체시일을 설계할 때는 상기의 해석결과를 종합하여 최적 형상의 폴피스와 작동간극을 설계해야 한다.

회전 마찰력의 손실이나 자력선의 세기는 폴피스의 형상에 따라서 커다란 영향을 받으므로 Fig. 1에서 모델 Ⅰ과 같은 장방형의 폴피스는 마찰력이 비교적 크게 발생하기 때문에 중·저속의 시일 시스템에 적합하고, 모델 Ⅱ와 Ⅲ의 경우는 폴피스의 작동간극부가 삼각형모양으로 제작되어 마찰력 손실이 비교적 작아서 고속용 시일 시스템에 응용하는 것이 적합하다.

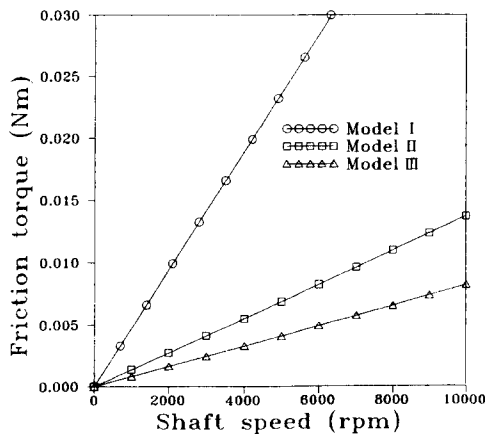


Fig. 5 Friction torque as a function of shaft speed: pole width=4 mm; working gap=250 μm; pole sharpening angle=45°

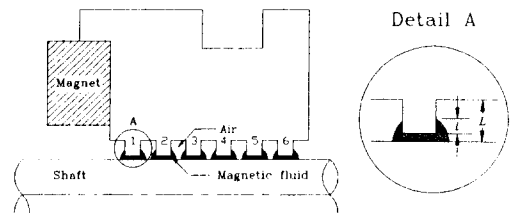
3. 온도분포 해석

3.1 시뮬레이션 모델

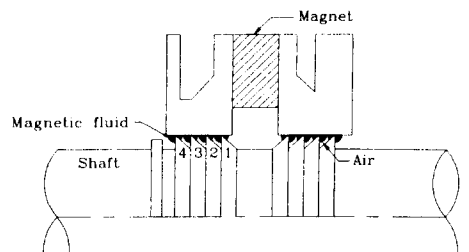
자성유체시일의 밀봉성능은 자기장내에 분포하는 자기장의 세기와 자성유체의 응답특성에 따라서 결정된다. 자성유체시일의 기본적인 구성품은 Fig. 6에서 보여주는 것처럼 영구자석, 두개 이상의 폴피스와 자기적으로 도체인 회전축으로 구성되고, 자기 회로도(magnetic circuit)는 정지하고 있는 폴피스를 통하여 자성유체를 지나면서 회전축에 연결하도록 되어 있어서 회전축 원주위로 형성된 자성유체 띠가 마치 액체상태의 O-링 시일처럼 작동하는 형상을 갖는다.

진공펌프의 챔버내 진공도는 동일한 조건의 경우 자성유체시일의 폴피스 선단부에 설치된 잇받수에 따라서 결정된다. 한개의 잇받이 감당할 수 있는 압력차는 0.2기압 정도가 보통이다. 자성유체시일이 감당해야 될 압력차가 크면 여러개의 잇받이를 갖는 다단잇받(multiple tooth)으로 설계하는 것이 일반적이다.

본 연구에서는 압력차가 큰 진공상태를 고려하였기 때문에 해석한 모델의 형태는 다단식이고, 회전축부와 접촉하는 폴피스 선단부에는 여러개의 장방



(a) Magnetic pole with multiple rectangular tooth



(b) Permeable shaft with multiple triangular tooth

Fig. 6 Ferrofluidic vacuum rotary feedthroughs

형잇발(rectangular tooth)이 있는 자성유체시일을 나타낸 Fig. 6(a)와 폴피스와 만나는 회전축에 삼각형의 폴피스 선단부가 만나도록 제작한 Fig. 6(b)와 같은 두가지 형태의 시일에 대하여 해석하였다.

자성유체시일의 작동간극에서 발생하는 마찰열에 의한 폴피스내의 온도분포를 해석하기 위하여 MARC⁽⁹⁾ 프로그램을 사용하였고, Tables 2와 3에서 제시한 영구자석, 폴피스, 자성유체 및 회전체에 관한 물리적 성질과 자기적 특성치는 유한요소

Table 2 Simulation data for a rectangular type magnetic poles

Parameters		Values
Pure steel	Density, kg/m ³	7,839
	Specific heat, kJ/kg °C	0.452
	Thermal conductivity coefficient, W/m °C	73
	Thermal expansion coefficient, m ² /sec	2.034 × 10 ⁻⁵
· Magnetic fluid temperature, °C		60
· Air temperature, °C		20
· Housing temperature, °C		30
· Heat transfer coefficient of air at 20°C, W/m ² K		10
· Element type		4-node heat transfer axisymmetric ring
· Number of elements		1,164
· Number of nodes		1,267

Table 3 Simulation data for a rectangular type magnetic poles

Parameters		Values
Pure steel	Density, kg/m ³	7,879
	Specific heat, kJ/kg °C	0.452
	Thermal conductivity coefficient, W/m °C	73
	Thermal expansion coefficient, m ² /sec	2.034 × 10 ⁻⁵
· Ferrofluid temperature, °C		60
· Air temperature, °C		20
· Shaft temperature, °C		20
· Heat transfer coefficient of air at 20°C, W/m ² K		10
· Element type		4-node heat transfer axisymmetric ring
· Number of elements		454
· Number of nodes		540

해석을 위한 입력데이터로 사용하였다.

3.2 마찰열 온도분포 해석

3.2.1 장방형 모델

Fig. 6(a)와 같은 장방형 시일모델에서 마찰열에 의한 폴피스에서의 온도분포 문제를 해석하기 위하여 사용된 전체 유한요소 개수와 절점의 수는 1164, 1267개로 각각 주어진다. 장방형의 폴피스가 설치된 Fig. 6(a)와 같은 단단식 자성유체 모델에 대한 유한요소해석을 위하여 사용된 데이터와 사용된 강재에 대한 물성치 값은 Table 2에서 주어진다.

시일이 회전운동을 함에 따라서 발생하는 마찰열에 의하여 자성유체 온도가 1차적으로 상승하게 되면서 자성유체 점도는 저하하게 되고, 더불어 자성유체 자신의 매개유체(carrier fluids)를 증발시킴으로 인하여 금속 미립자와 매개유체간의 혼합비율을 변화시키게 되므로 자성유체의 자기적 특성은 변화하게 된다. 또한 마찰열은 폴피스내로 전도되면서 소재내의 저항치를 바꾸게 되므로 자기력선의 특성을 크게 약화시키게 되어 자성유체시일의 성능에는 나쁜 영향을 주게 된다.

그래서 본 연구에서는 자성유체가 폴피스의 신단부에 직접 접촉하는 비율(15%, 30%, 45%, 60%)에 따라서 폴피스 내부로 전도되는 열분포 온도 문제를 유한요소기법으로 해석하였다. Fig. 6(a)에서 자성유체의 접촉비율 l/L 는 폴피스 높이 L 을 기준 100%로 할 때 나타낸 상대값이다.

장방형잇발을 갖는 자성유체시일에 적용된 경계

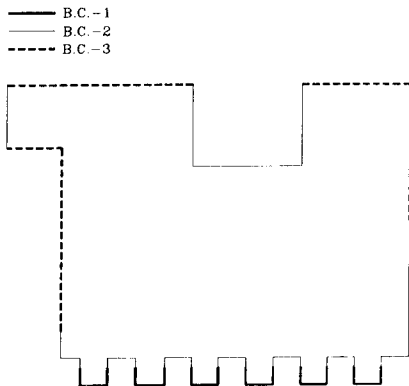


Fig. 7 Boundary conditions of magnetic fluid seals with multiple rectangular tooth

조건은 Fig. 7에서 보여주고 있다. 이 그림에서 B.C.-1은 자성유체와 직접 접촉하는 부위의 온도로 60°C, B.C.-2는 폴피스 신단부와 자성유체 사이에는 20°C 공기에 의하여 대류 열전달이 일어난다고, B.C.-3은 하우징과 접촉하는 부위의 온도가 30°C라고 가정하여 문제를 해석하였다.

이들의 해석결과는 Fig. 8~Fig. 11에서 보여주고 있는데, 폴피스의 신단부에서 자성유체와 접촉하는 비율이 15%(Fig. 8)인 경우는 잇발(tooth) 부위의 온도분포가 비교적 균일하게 나타났다. 그러나 자성유체와 접촉하는 면적이 큰 60%의 경우(Fig. 11)는 영구자석과 폴피스가 접촉하는 부위로부터 먼쪽, 즉 왼쪽에서 4,5번쪽으로 가면서 잇발부위에서 마찰열이 집중되고 있음을 파악할 수 있다. 이것은 마찰열이 온도가 낮은 대기중으로 전도되는 과정에서 이동하는 열이 축적되는 현상을 보여준

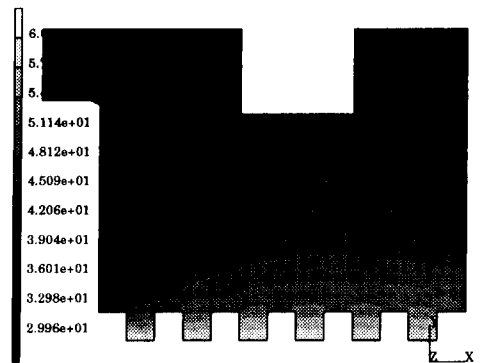


Fig. 8 Temperature distribution of 15% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of rectangular tooth

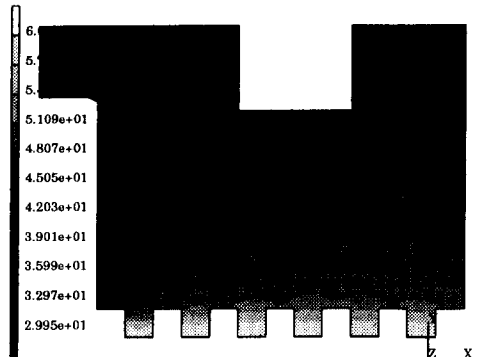


Fig. 9 Temperature distribution of 30% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of rectangular tooth

결과이다.

또한 O-링 그루브가 있는 폴피스 상부의 온도는 마찰열의 영향을 크게 받고 있지는 않다. 그러나 폴피스와 하우징 사이의 누설을 방지하기 위해서 설치한 O-링 홈부의 깊이를 적절하게 설계하지 않는다면 폴피스의 선단부에서 발생하는 마찰열의 영향을 직접받게 되어 문제가 될 소지는 충분히 있다.

Fig. 12는 폴피스 선단부의 잇발 부위에 60% 정도의 자성유체가 도포된 경우로 폴피스 잇발부의 중심으로부터 반경방향(y축 상방향)으로 전도되는 마찰열의 형태를 보여주고 있다. 해석 대상이 단단식 자성유체시일이므로 자석과 가까이 위치한 폴피스 선단부 1은 비교적 더디게 전도되지만 낮은 경계조건인 공기층에 가까운 폴피스 선단부 3,4,5,6의 경우는 열이동이 빠르게 진행되어 온도가 비교적 높게 나타낸다. 모든 폴피스에 대하여 폴피스 잇발부로부터 y축의 상방향으로 올라갈수록 온도는 포물선적으로 급격하게 떨어지고 있음을 알 수 있다.

앞에서 제시한 Fig. 8~Fig. 11의 결과에 의하면 폴피스 선단부에 자성유체를 많이 접촉시킨 경우, 즉 15% 보다는 60%인 경우가 폴피스 소재내부로 열전달이 많이 되어 강력한 자기장을 유지하기가 어려울 것으로 예상된다. 이 결과는 작동간극에는 가능한 자성유체를 적게 공급하여 마찰열에 의한 문제를 일으키지 말고, 또한 폴피스 선단부와 회전축 사이에 공기 유동층을 형성시켜서 대류 열전달이 일어나도록 하는 것이 유리함을 알 수 있다.

3.2.2 삼각형 모델

자기적으로 도체인 회전축의 일부에 삼각형 모양의 나사산을 갖는 자성유체시일은 Fig. 2에서 마찰력 특성으로 제시한 것처럼 고속용 밀봉장치에 적합한 것으로 알려져 있다. 상기의 장방형 폴피스에서 사용되었던 자성유체를 삼각형 모델의 폴피스 선단부에 15%~60% 정도 도포하였을 경우 발생하는 열적문제를 유한요소기법으로 해석하였다.

Fig. 13은 회전축의 일부에 Fig. 6(b)와 같이 삼각형의 잇발을 여러개 갖고 있는 자성유체시일 모델에 적용된 경계조건을 보여주고 있다. 이 때 B.C.-1은 자성유체와 직접 접촉하는 부위로 60°C의 온도를 나타내고, B.C.-2는 축 표면과 자성유체에 의하여 형성된 공간에 20°C의 공기에 의한 대류 열

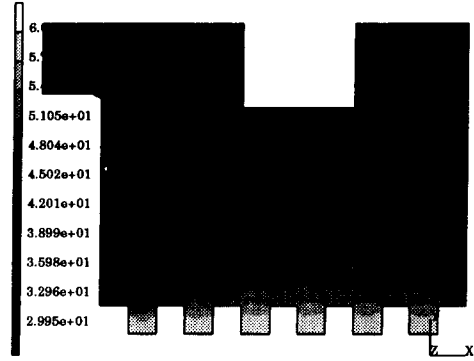


Fig. 10 Temperature distribution of 45% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of rectangular tooth

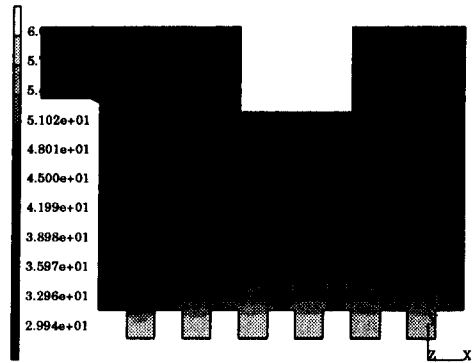


Fig. 11 Temperature distribution of 60% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of rectangular tooth

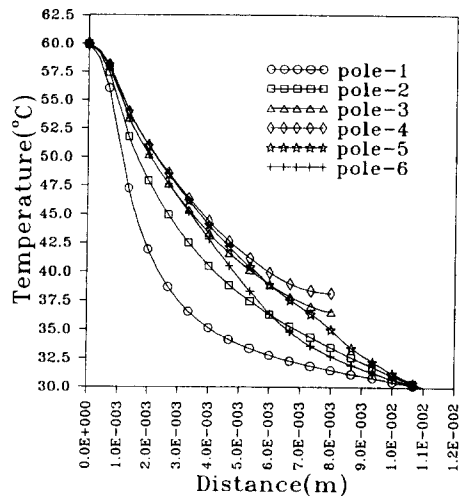


Fig. 12 Temperature at the center of rectangular tooth for 60% contact fraction of magnetic fluids in y-direction

전달이 일어난다고 가정하며, B.C.-3은 회전축 표면온도를 20°C로 유지하고, B.C.-4에는 열이동이 없다고 가정하여 문제를 해석하였다.

자성유체가 가장 작게 접촉하는 15%인 Fig. 14의 계산 결과를 보면 회전축내에 축적되는 마찰열은 그리 높게 분포되지는 않는다. 그러나 자성유체

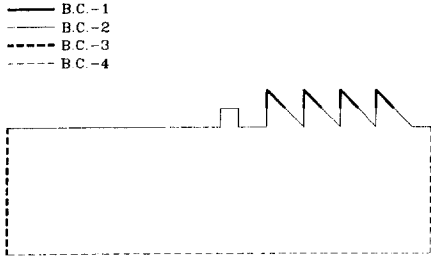


Fig. 13 Boundary conditions of magnetic fluid seals with multiple triangular tooth

의 접촉정도가 40%를 넘는 Figs. 16과 17의 경우를 보면 회전축 부위쪽으로 온도가 많이 축적되는 현상을 볼 수 있다. 이것은 결국 자성유체의 온도를 상승시키기 때문에 자성유체의 점도 저하가 발생되고, 자기장 회로도에 대한 저항을 증대시켜서 결국에는 자성유체시일의 밀봉성능을 저하시키게 된다.

그래서 이와 같이 발생된 마찰열이 회전축내에 축적되는 것을 방지하기 위하여 폴피스의 내부에 홈을 가공하여 외부에서 강제로 냉각수를 순환시켜 줌으로써 폴피스와 회전축 사이의 작동간극부에서 발생하는 마찰열을 냉각시켜 준다.

Fig. 18은 폴피스 선단 잇발부에 도포된 자성유체가 60%인 경우 온도 분포도를 해석한 결과이다. 마찰열은 잇발 선단부로부터 회전축 내부로 갈수록 온도는 떨어지는데, 특히 자석으로부터 가장 먼 폴

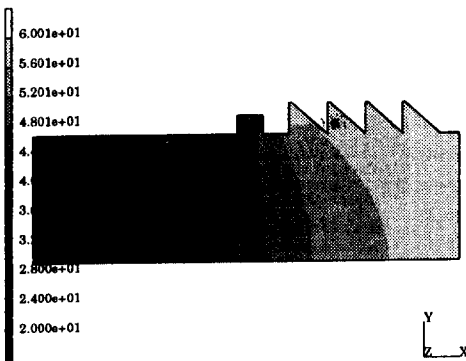


Fig. 14 Temperature distribution of 15% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of triangular tooth

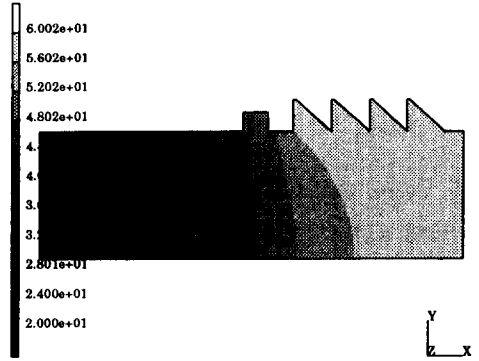


Fig. 16 Temperature distribution of 45% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of triangular tooth.

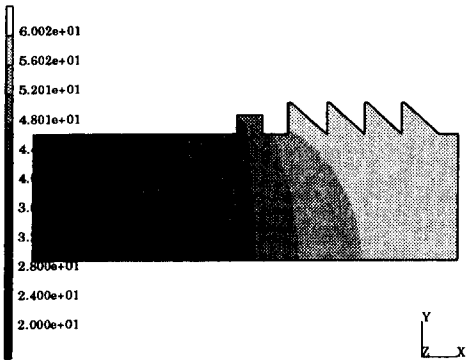


Fig. 15 Temperature distribution of 30% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of triangular tooth

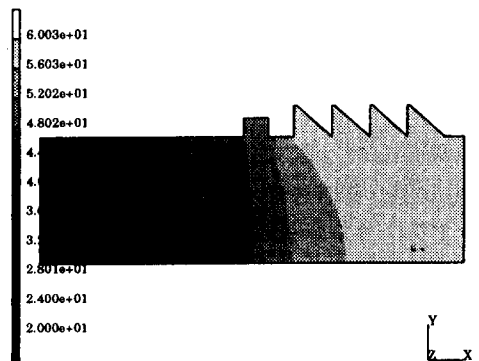


Fig. 17 Temperature distribution of 60% contact fraction of magnetic fluids at the periphery of triangular tooth

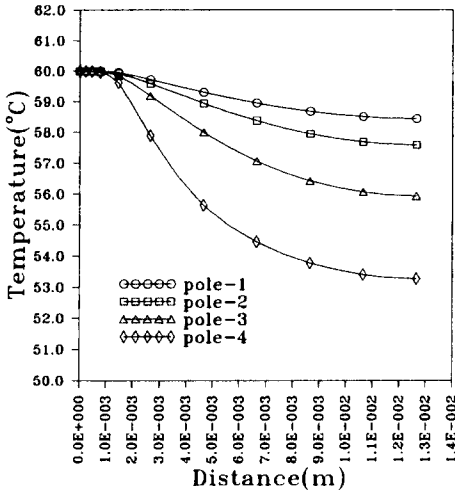


Fig. 18 Temperature at the center of triangular tooth for 60% contact fraction of magnetic fluids in y-direction

피스 4의 경우는 급격하게 떨어진다. 영구자석과 근접해 있는 폴피스일수록 열축적 정도가 크기 때문에 이들의 열을 냉각시키기 위하여 앞에서 언급한 대로 외부에서 강제로 냉각시켜야 한다.

4. 결 론

자성유체라는 특수물질을 이용한 자성유체시일의 개발이 우주산업분야에서 특수한 목적으로 시작되기는 하였지만 정밀기계 공업의 발달과 최근 컴퓨터를 비롯한 반도체산업, 신소재산업 등의 활성화로 인하여 자성유체시일의 응용 가능성이 크게 부각되고 있다.

시일의 기하학적 형상이 마찰력 손실에 미치는 영향을 해석한 결과에 의하면 시일의 작동간극과 폴피스의 경사각도는 증가할수록 안정화된 설계조건이 되고, 폴피스의 접촉폭은 감소할수록 자성유체시일의 유체 마찰손실은 감소하는 특성을 나타내고 있다. 그러나 마찰토크가 감소함에 따라서 자성유체가 폴피스 선단부와 회전축 사이에 닿는 면적

이 작게되면 자기장의 안정성에 문제가 발생할 수도 있으므로 상기의 해석결과를 참고하여 최적의 폴피스와 작동간극을 설계해야 한다.

또한 유한요소방법으로 폴피스내의 온도분포를 해석한 결과에 의하면 자성유체를 폴피스 선단부와 회전축 사이에는 최소량을 공급하고 여기에 대류 공기층을 형성시키게 되면 외부에서 강제로 폴피스를 냉각시키는 방법보다 폴피스 소재내의 온도를 낮게 유지시킬 수 있어서 좋은 설계방식이라 생각된다.

후 기

이 논문은 1995년도 홍익대학교의 학술연구조성비에 의하여 연구되었다.

참고문헌

- (1) Papell, S. S., 1965, US Patent 3215572.
- (2) Berkovskii, V. M., Medvedev, V. F. and Krakov, M. S., 1989, "Magnetic Fluids,"
- (3) Heshmat, H., Shapiro, W. and Wilcock, D. F., 1981, "Design and Test of a Magnetic-Fluid, Static-Centrifugal Seal," *Lub. Eng.*, Vol. 37, No. 9, pp. 520~526.
- (4) Raj, K. and Moskowitz, R., 1990, "Commercial Applications of Ferrofluids," *J. of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 85, pp. 233~245.
- (5) Hamrock, B. J., 1994, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill.
- (6) *Seals and Sealing Handbook*, Trade and Technical Press, Morden, 1985.
- (7) Ochonski, W., 1989, "Dynamic Sealing with Magnetic Fluids," *Wear*, Vol. 130, pp. 261~268.
- (8) Berkovsky, B. M. and Medvedev, V. F., 1993, "Magnetic Fluids," Oxford Univ. Press.
- (9) *MARC User's Manual*, Ver. K. 5, 1993.