

# 하드디스크 드라이브 내부의 온도장 예측에 관한 연구

## Numerical Prediction of the Temperature Field in a Hard Disk Drive

이 용 덕\*, 이 재 현\*\*, 김 광 식\*\*\*  
 Y. D. Lee\*, Jae-Heon Lee\*\*, K. S. Kim\*\*\*

Key Words : Hard Disk(하드디스크), Disk Cooling(디스크냉각), Temperature Field(온도장), Power Consumption(소비전력), Cooling Air Velocity(냉각공기속도)

### ABSTRACT

Temperature distributions in a 3.5 inch hard disk drive including disk surface and internal air have been simulated numerically. Solutions were obtained from fifteen cases regarding three power consumption rates and five ambient conditions.

As a result, the velocity of cooling air should be maintained greater than 1m/s when the power consumption reached 3W in the disk drive. A correlation equation was proposed to predict the temperature field of disk surface and caseing surface.

### 1. 서 론

하드디스크 드라이브는 컴퓨터를 구성하는 보조기억 장치의 하나로서, 자료와 데이터를 저장하고 있다가 필요할 때 출력시켜주는 역할을 한다. 이 장치는 얇은 금속판 위에 자기매체를 코팅하여 제작한 원형디스크, 디스크위에 저장된 정보와 자료를 입출력하는 데 사용하는 헤드아암 어셈블리 그리고 디스크 및 헤드아암 어셈블리의 구동장치와 조정장치로 구성되어 있다. 대부분의 전자산업에서와 마찬가지로 하

드디스크 드라이브의 제작기술도 1955년 IBM사가 1,200rpm으로 회전하는 축에 디스크를 5개 장착하여 제작한 10메가 바이트 용량의 것을 시초로 하여 최근 몇 십년 동안 급속도로 발전되어 왔으며, 최근에는 1인치 직경의 초소형, 고효율 하드디스크 드라이브가 소개되고 있다. 하드디스크 드라이브의 성능향상에 따라 하드디스크의 회전속도가 고속화되고 체적이 소형화되었다. 하드디스크 드라이브의 장시간 사용시 하드디스크에 사용되는 스피들 모터(spindle motor)와 액츄에이터 모터(actuator motor) 및

\* 한양대학교 대학원

\*\* 정희원, 한양대학교 기계공학과

\*\*\* 한양대학교 정밀기계공학과

관련전자 부품으로 부터의 발생열량은 하드디스크와 헤드아암에 열팽창을 야기시키게 되어 데이터의 입출력에 문제를 가져오며 나아가 데이터의 유실과 디스크 표면의 파괴로 연결될 수 있다. 대표적인 예로서는 하드디스크 드라이브 시동 후, 하드디스크 드라이브 내부의 온도가 상승함에 따라 열에 의한 트랙이동(thermal track shift)이 발생할 수 있다.

열에 의한 트랙이동은 하드디스크 드라이브 내부의 지나친 온도상승으로 인하여 헤드아암 어셈블리와 디스크에서의 서로 다른 열팽창으로 인하여 발생한다. 열에 의한 트랙이동에 대한 하드디스크 드라이브에서의 허용오차는 대표적인 경우에 하드디스크 드라이브 내부온도의 변화가 20°C일 경우 0.2 $\mu$ m인데 비해 하드디스크 드라이브 내부의 온도변화가 60°C일 경우에는 열에 의한 트랙이동이 0.4 $\mu$ m에 이른다<sup>(1)</sup>. 따라서 하드디스크 드라이브의 이러한 열적인 문제점을 정성적 및 정량적으로 예측하기 위하여서는 하드디스크 드라이브 내부의 각각의 부품에서 발생하는 열량의 정량적인 측정이 이루어져야 하고, 이와 더불어 하드디스크 드라이브 케이스 주위 유체의 냉각능력과 고속으로 회전하는 디스크 드라이브 내부유체의 열 및 유동특성을 규명하여야 한다.

드라이브 내부의 유동특성은 헤드아암의 위치제어 및 내부발생 분진 처리에도 영향을 주므로 많은 연구가들이 하드디스크 드라이브 내부의 복잡한 기하학적 형상을 2차원 또는 3차원의 비교적 간단한 모델로 변화시켜 고속으로 회전하는 디스크 주위의 유동장을 수치적인 방법 및 실험적인 방법으로 연구를 수행한 바 있다. 그 연구가들 중 1989년 Chang<sup>(2)</sup> 등은 두 개의 회전원판을 갖는 하드디스크 드라이브 내부의 유동장에 관한 수치계산을 수행하여 내부유동장은 회전원판의 속도와 허브에서의 강제송풍 효과에 따라 달라진다고 보고하였다. 1989년 Ananth<sup>(3)</sup> 등은 3,600rpm의 회전원판이 존재하는 유동장내의 입자의 시간에 따른 궤적의 변화를 고찰하기 위하여 유동특성에 관한 연구를 수행한 바 있다. 국내에서는 이재헌등<sup>(4)</sup>이 하드디스

크 드라이브 내부의 유동특성을 연구한 바 있다. 그외의 연구가들도 다양한 회전수, 중량비 및 강제송풍 효과에 관하여 연구결과를 발표한 바 있지만, 하드디스크 드라이브의 열적성능에 영향을 주는 하드디스크 드라이브의 소비전력과 케이스 주위 냉각유체의 냉각능력에 관한 연구 결과는 찾아 보기 힘들다.

본 연구에서는 현재 퍼스널 컴퓨터에 사용되고 있는 하드디스크 드라이브 중 한 종류를 모델로 하여 드라이브 내부로 유입된 열량이 어떠한 경로를 통하여 제거되는가에 관심을 두면서 드라이브 주위 유체의 냉각력에 따른 드라이브 내부의 온도분포 특성을 고찰하고자 한다. 따라서 본 연구는 기존연구<sup>(4)</sup>의 연속으로서 당시 논의 되지 않았던 하드디스크 드라이브에서의 전반적인 열적 특성을 규명하고자 한다.

## 2. 모델의 선정

공기가 차있는 하드디스크 드라이브 내부의 유동장 및 온도장을 수치적으로 연구하기 위하여 본 연구의 기준모델로 3.5인치 규격의 P회사 제품을 설정하였으며, 그 자세한 기하학적 형상은 기존연구<sup>(4)</sup>에 나타낸 바 있다. 3.5인치 하드디스크 드라이브는 국내의 퍼스컴에 많이 사용되고 있는 40메가 바이트의 용량의 제품으로서, 자료와 정보를 저장하는 디스크, 자료를 입출력하는 데 이용되어지는 헤드아암 어셈블리 및 각종 구동장치와 콘트롤러로 구성되어 있다. 부품 이외에 하드디스크 드라이브 내부공간에는 청정공기가 채워져 있다. 하드디스크 드라이브 내부는 아주 복잡한 유동통로를 이루고 있으므로 실제 물리현상에는 3차원 난류거동까지 포함될 것이다. 그러나 이에 관한 실제 물리현상을 이론적으로 정확하게 예측한다는 것은 현실적으로 쉬운 일이 아니다. 그러므로 본 연구에서는 디스크 내부유체의 거시적인 거동에만 관심을 가지고 유동통로를 단순화 시켰다 Fig.1(a)은 복잡한 형상의 하드디스크 드라이브 내부의 온도장을 수치적으로 연구하기 위하여 2차원적으로 단순화 시킨 수치해석 모델이다. 이 연구

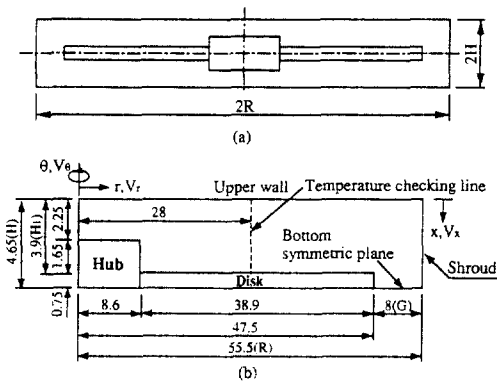


Fig. 1 Two-dimensional simplified model for numerical analysis : (a) Interesting domain ; (b) Computational domain. (r-direction is reduced to 40% for better visualization, Unit : mm)

모델의 수치계산 영역, 기하학적 형상의 크기 및 좌표계는 Fig.1(b)에 나타낸 바와 같다. Fig.1 (b)에서 윗면과 오른쪽면은 각각 하드디스크 드라이브를 둘러싸고 있는 케이스의 상부 수평면과 슈라우드이며, 아랫면과 왼쪽면은 각각 하부대칭면과 디스크 회전축이다. 이 그림에서 지시된 중요한 치수들은 P회사 하드디스크 드라이브의 실제 규격에서 선택한 것이다. 실제 하드디스크 드라이브에서는 디스크 가장자리와 슈라우드 사이의 간격(G)이 일정하지 않으나, 본 연구에서는 실제 하드디스크 드라이브에서 나타나는 최대 간격 12mm와 최소간격 4mm을 고려하여 그 평균값인 8mm을 수치해석 모델에서의 G의 값으로 하였다. 이러한 선정은 거시적으로 보아 G의 값이 8mm인 모델에서의 열 및 유동특성이 실제 하드디스크 드라이브 내부의 열 및 유동특성을 대표할 수 있을 것이라는 판단에 따른 것이다. 또한 하드디스크 드라이브 케이스는 열전도성이 큰 재질인 얇은 알루미늄 판이므로 온도장 계산시 그 두께를 무시하였다. 그림에서 온도산정선(temperature checking line)은 이후 온도분포 논의의 편의를 위하여 나타낸 것이며  $r=28\text{mm}$ 에서  $x$ 축과 평행한 선을 나타낸다. Fig.1(b)에서의 디스크와 허브는 알

루미늄 계통의 재질로서 스피들 모터 혹은 주위 전자기판에서 발생하는 열을 전도에 의해 하드 디스크 드라이브 내부로 전달하는 역할을 한다. 그러나 디스크와 허브는 열전도계수가 큰 알루미늄 계통의 재질이며 Bi수가 최대 0.005이하이므로 자체 내부의 온도구배를 거의 가지지 않으면서 디스크 내부유체로 열을 전달할 것이다. 따라서 본 연구의 수치계산에서는 허브를 통하여 전달되는 모든 열량을 디스크와 허브에서 발열하는 것으로 대체하였다.

### 3. 지배방정식 및 경계조건

#### 3.1 지배방정식

본 연구의 모델로 선정된 하드디스크 드라이브 내부의 속도장과 온도장을 기술하는 방정식은 연속방정식과 운동량방정식 그리고 에너지 방정식이며, 원통좌표계에 관한 완전한 형태의 지배방정식들은 기존연구<sup>(4)</sup>에서와 같은 가정을 통하여 단순화 되었다. 본 연구에서 사용한 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식은 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rV_r) + \frac{\partial V_x}{\partial x} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

운동량방정식

$$V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_r \frac{\partial V_x}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial V_x}{\partial r}) + \frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} \right] \dots\dots\dots (2)$$

$$V_x \frac{\partial V_r}{\partial x} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial V_r}{\partial r}) + \frac{\partial^2 V_r}{\partial x^2} - \frac{V_r}{r^2} \right] \dots\dots\dots (3)$$

$$V_x \frac{\partial V_\theta}{\partial x} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_r V_\theta}{r} = \nu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial x^2} - \frac{V_\theta}{r^2} \right] \dots\dots\dots (4)$$

에너지방정식

$$\rho C_p \left[ V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} \right] = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right] + S \dots\dots\dots (5)$$

여기서  $V_x, V_r$  및  $V_\theta$ 는 각각 축방향 속도(Fig.1(b)의 x방향), 반경방향속도(Fig.1(b)의 r방향), 및 원주방향 속도(Fig.1(b)의  $\theta$ 방향), 이며,  $p$ 는 압력,  $T$ 는 온도를 나타낸다.  $\rho, \mu, k$  및  $C_p$ 는 각각 밀도, 동점성계수, 열전도계수 및 정압비열이다. 식(5)의  $S$ 는 발열에 의한 생성항을 나타내며, 허브와 디스크에 해당되는 영역에서  $S=Q/(4\pi V) W/m^3$ 이며 그외의 영역에서는  $S=0$ 이다. 여기서  $V$ 는 Fig.1(b)에 나타난 디스크 및 허브의 원주방향의 단위체적이다.  $Q$ 는 디스크 드라이브에서의 총소비열량(power consumption)이며, 본 연구에서는 이 열량이 모두 디스크와 허브의 발열량 형태로서 표현되어 디스크 드라이브 표면으로 방출된다고 간주하였다. 본 수치계산 모델은 Fig.1(b)에 나타난 바와 같이 밑면(bottom symmetric plane)에 대하여 대칭을 이루고 또한 회전축과 대칭을 이루고 있으므로 디스크 드라이브에서의 총소비열량을 단위체적당 소비열량으로 나타내기 위하여 총소비열량,  $Q$ 를  $4\pi V$ 로 나누었다.

3.2 경계조건

하드디스크 드라이브 케이스의 상부수평면과 수직면(슈라우드)에서의 평균대류 열전달 계수<sup>(5),(6)</sup>를 구하기 위하여 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$\bar{h}_h \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = 1.32 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (6)$$

$$\bar{h}_v \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = 1.42 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (7)$$

$$\bar{h} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = (0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}) (k/L) \dots\dots\dots (8)$$

식(6)의  $\bar{h}_h$  와 (7)의  $\bar{h}_v$  는 순수자연대류에 의한 냉각의 경우로서, 각각 상부 수평벽면 및 슈라우드에서의 평균 대류열전달계수이다.  $\Delta T[K]$ 는 하드디스크 드라이브 케이스 표면온도와 외부 냉각공기와 온도차이며,  $L$ 은 열전달이 일어나는 표면의 길이이다. 본 연구에서 하드디스크 드라이브 케이스 상부평면에서는 길이  $L$ 을 Fig.1(b)의  $R$ 로 사용하였고 슈라우드 수직면에서는 길이  $L$ 을 Fig.1(b)의  $H$ 로 사용하였다. 식(8)의  $\bar{h}$  는 수평 및 수직면에 관계없이 외부 냉각유체에 의한 강제대류 냉각이 이루어지는 경우의 평균 대류열전달계수를 나타내고 있다. 본 연구에서 사용한 지배방정식에 대한 경계조건은 다음과 같이 주어진다.

$$V_x = V_r = V_\theta = 0, -k \frac{\partial T}{\partial x} = h_h(T - T_\infty), T = T_\infty \quad \text{at } x=0$$

$$V_x = 0, \frac{\partial V_r}{\partial x} = \frac{\partial V_\theta}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x=H$$

$$V_x = V_r = V_\theta = 0, -k \frac{\partial T}{\partial r} = h_v(T - T_\infty), T = T_\infty \quad \text{at } r=R$$

$$V_r = 0, \frac{\partial V_x}{\partial r} = \frac{\partial V_\theta}{\partial r} = 0, \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad \text{at } r=0$$

4. 수치계산

본 수치계산에서는 전체 계산영역을 유한한 갯수의 작은 체적으로 분할한 다음, FVM 방법에 의하여 지배방정식을 이산화 시켰으며 SIMPLE알고리즘을 사용하였다. 회전하는 디스크와 허브는 유동장 계산시 계산영역 내부에 존재하는 고체블럭으로 묘사하여 처리하였으며, 온도장 계산시에는 단위부피당 일정한 열량을 발생하는 열원으로 취급하였다. 블럭내부에 존재하는 격자점에서는 실제 물리현상에 적합한 속도

값을 직접 부여하였으며, 이 값들은 수치계산 과정에서 실질적인 경계조건으로 이용된다. 수치계산에서 사용한 디스크 드라이브 내부유체의 물성치로는 300K 공기의 값을 사용하였다. Fig.2는 본 수치계산에서 채택한 27×37의 비균일 격자망 구조이다. 디스크와 허브 그리고 슈라우드 근처에서는 물리량들의 구배가 다른 영역에서 보다 커지리라 예상되므로 좀더 조밀하게 격자점을 배치하였다. 그림에서 검은 블록으로 표시된 부분은 회전하는 디스크와 허브를 나타낸 것이다. 이산화방정식의 해는 순선법(line-by-line method)을 이용한 TDMA<sup>(7)</sup> 방법에 의하여 얻어진다. 해의 수렴성을 증가시키기 위하여 반복계산시 필요한 하향이란 계수로서 속도성분들  $V_x$ ,  $V_y$  및  $V_\theta$ 에 대해서는 모두 0.2로 선정하고, 압력  $p$ 에 대해서는 0.6을 사용하였다. 온도  $T$ 의 계산은 속도장이 수렴된 후 행하였으며 이완시키지 않았다. 1회 반복계산마다 속도장의 수렴성을 검토하기 위하여 각각 제어체적으로 유입되는 유량과 유출되는 유량의 최대 차이를 조사하였으며, 그 오차가  $10^{-11}$ kg/s 이하이고 주요변수  $V_x$ ,  $V_y$  및  $V_\theta$ 의 값들이 유효숫자리 4자리 안에서 10여회 이상 변하지 않을 때의 값을 속도장의 수렴치로 간주하였다. 온도장 계산의 타당성을 입증하기 위하여 디스크와 허브에서 발생하는 총열량과 하드디스크 케이스를 통하여 대류에 의하여 외부로 방출하는 총열량의 차이를 조사하였다. 총발열량과 총발출열량이  $10^{-6}$ % 이내로 일치하는 것으로 보아 본 계산방법의 타당성을 입증할 수 있었다.

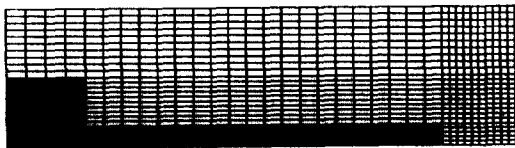


Fig. 2 Illustration of grid system (r-direction is reduced to 40% for better visualization)

### 5. 결과 및 고찰

일반적으로 퍼스널 컴퓨터에 사용되고 있는 3600rpm, 3.5인치 규격의 하드디스크 드라이브의 소비전력은 40메가 바이트 용량의 것을 기준으로 삼을 때 3W내외이며, 본 연구의 모델로 사용한 P회사 제품의 하드디스크 드라이브의 소비전력도 3W정도이다. 따라서 본 연구에서는 온도장에 관한 수치계산시 디스크와 허브에서의 발열량은 소비전력 3W에 기준을 두었다. 하드디스크 드라이브 내부공기의 유동장파 온도장에 관한 수치계산은 디스크 가장자리와 슈라우드 사이의 간격(G)이 8mm이고 디스크와 허브에서의 총발열량 Q가 1.5W, 3W 및 4.5W인 세가지 경우에 대하여 하드디스크 드라이브 케이스 주위 냉각공기의 속도가 0, 0.5, 1.0, 1.5 및 2.0 m/s로 증가되는 모두 15가지 경우에 관하여 온도장이 계산되었다. 이 때 주위 냉각공기의 온도,  $T_\infty$ 로 증가되는 모두 15가지 경우에 관하여 온

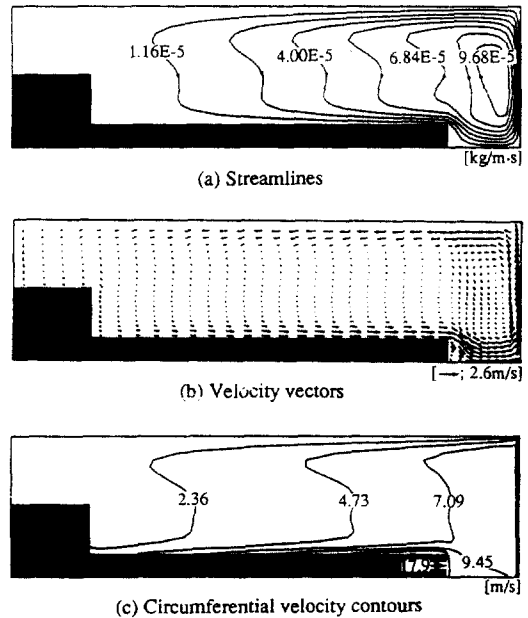


Fig. 3 Visualization of flow characteristic at rotating speed = 3,600rpm and G=8 mm(r-direction is reduced to 40% for better visualization)

Table 1 Average convective heat transfer coefficients for the present investigation

| ambient velocity<br>[ m/s ] | $\bar{h}_h$ (horizontal)<br>[ W/m <sup>2</sup> · K ] | $\bar{h}_v$ (vertical)<br>[ W/m <sup>2</sup> · K ] |
|-----------------------------|--|--|
| 0.0                         | 5.4  | 10.7   |
| 0.5                         | 11.7   | 40.5   |
| 1.0                         | 16.5   | 57.2   |
| 1.5                         | 20.3   | 70.1   |
| 2.0                         | 23.4   | 80.9   |

도장이 계산되었다. 이 때 주위 냉각공기의 온도,  $T_\infty$ 는 300K(27°C 정도)로 가중하였다.

에너지방정식의 해가 운동량방정식의 해에 영향을 주지 않기 때문에 각 경우의 수치계산으로부터 얻어진 유동장의 형태는 동일하다. 유동장에 관한 수치해석 결과는 기존연구<sup>(4)</sup>의 결과와 동일하므로 본 연구에서는 유동장에 관한 고찰은 생략하고 단지 참고를 위하여 Fig.3(a), Fig.3(b) 및 Fig.3(c)에 원심력에 의한 이차유동의 유선분포, 이차유동의 속도벡터 및 원주방향 속도분포를 나타내었다.

Table 1에는 본 연구에서 채택한 하드디스크 드라이브 주위 냉각공기의 속도에 따른 하드디스크 드라이브 케이스의 상부 수평면과 수직면(슈라우드)에서의 평균 대류열전달계수를 나타내고 있다. 평균 대류열전달계수는 하드디스크 드라이브 케이스의 수평면과 수직면 주위의 냉각공기의 속도가 0m/s인 경우, 즉 순수자연대류만 존재하는 경우와 주위 냉각공기의 속도가 0.5, 10, 1.5 및 2.0m/s인 강제대류의 각각의 경우에 대하여 식(6), (7)을 사용하여 얻어졌다.

총발열량  $Q$ 가 1.5W, 3W 및 4W인 세가지 경우에 Table 1의 다섯 가지 냉각조건 모두에 대하여 온도장을 수치해석한 결과, 각 경우에 관한 하드디스크 드라이브 내부에서의 온도장의 분포는 정량적으로는 다르지만 정성적으로는 거의 유사하게 나타났다. 따라서 본 연구에서는 대표적으로 주위 냉각공기의 속도,  $U_\infty$ 가 0 및 1.0 m/s이고  $Q$ 가 3W일 때의 하드디스크 드라이브 내부의 온도분포를 각각 Fig.4(a) 및 Fig.4(b)에 나타내었다. 그림에서 보면 등온선 분포는 디스크 가장자리의 상부공간을 제외하고는 전체

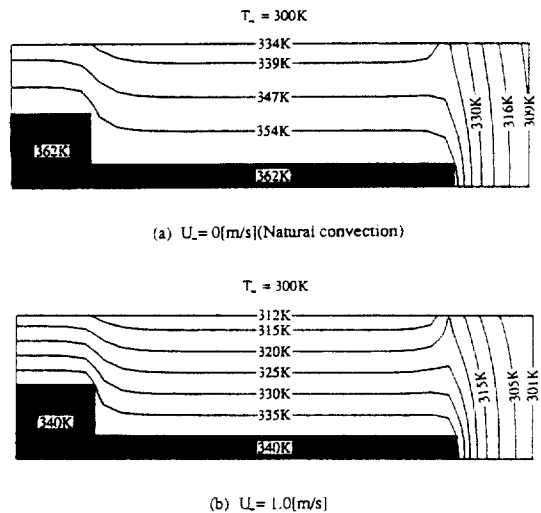


Fig. 4 Distributions of isotherms for different cooling air velocities : (a)  $U_\infty = 0$  (natural convection) ; (b)  $U_\infty = 1.0$  m/s

적으로 전도형 온도분포를 나타내고 있다. 따라서 본 연구에서 선택한 9mm 두께 정도의 하드디스크 드라이브 내부의 유체유동 특성은 하드디스크 드라이브 내부의 거시적인 온도장에 큰 영향을 주지 않음을 알 수 있다. Fig.4(a)는 열량의 제거를 순수자연대류 냉각에만 의존하는 경우로서, 디스크와 허브에서 발생한 열이 효과적으로 외부로 제거되지 못하여 디스크 표면과 허브에서의 온도가 냉각공기의 온도인 300K보다 60K 이상 높은 고온을 나타내고 있다. 이는 바람직하지 못한 결과로서 디스크와 허브의 연결부, 헤드아암 어셈블리 그리고 그밖의 구동장치에 불균일한 열팽창을 일으켜 헤드의 정확

한 위치제어 계통에 문제를 야기시킬 수 있다. Fig.4(b)의 경우는 외부 냉각공기의 속도가 1.0 m/s인 경우로서 순수자연대류의 경우 보다 하드디스크 드라이브 전체의 온도가 20K정도 하강됨을 볼 수 있으며, 이러한 정도의 온도 범위에서는 실제 하드디스크 드라이브이 원활한 작동이 가능할 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서 선택된 하드디스크 드라이브의 안정적인 작동을 위하여서는 주위 냉각공기의 속도가 1.0 m/s 이상이 되어야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig.5에는 Q가 3W인 경우에 대하여 하드디스크 드라이브 주위 냉각유체의 속도변화에 따라 온도산전선상(Fig.1(b)참조)에서 드라이브 케이스에서 디스크 표면에 이르는 온도분포를 각각 나타내었다. 모든 냉각유체 속도 모두 열원이 있는 디스크 표면에서의 온도는 높고, 대류에 의하여 주위로 열전달이 되는 케이스에서의 온도가 가장 낮음을 보이고 있다. 주위 냉각공기의 속도가 증가함에 따라 전체적인 온도가 낮아지는 경향을 볼 수 있다. 이것은 주위 냉각공기의 속도가 증가함에 따라 냉각면에서의 평균 대류 열전달계수가 커짐으로 인하여 나타나는 정상적인 특성이다. 이러한 온도하강률은 속도가 증가할 수록 작아지는데 Table 1에서 나타나 있는 것처럼 냉각유체 속도증가에 따른 평균 대류열전달계수의 증가를 감소와 그 경향을 같이 하고 있다. 이로부터 주위냉각공기의 속도를 2.0m/s 이상으로 계속 증가시키더라도 하드디스크 드라이브 케이스와 디스크 표면에서의 온도의 감소는 아주 작을 것이라는 것을 예상할 수 있다. 즉 주위 냉각유체의 대류에 의한 냉각 효과 향상은 어느 정도 한계가 있는 것으로 판단된다. Q가 4.5W인 경우에 주위 냉각유체의 속도변화에 따른 디스크 내부의 경우에서는 Fig. 6에서 보는 바와 같이 디스크 내부 전체에서의 온도가 속도의 모든 경우에 대하여 350를 넘고 있으며, 순수자연대류만 존재하는 경우는 디스크에서의 온도가 390K를 넘고 있다. 따라서 하드디스크 드라이브에서의 발생열량이 어느 정도 이상 커지면 하드디스크 드라이브 동작의 열적 안정성을 가져오기 위하여 냉각공기에 의한 냉각력 향상에 앞서 스핀들 모터와 액츄에이터

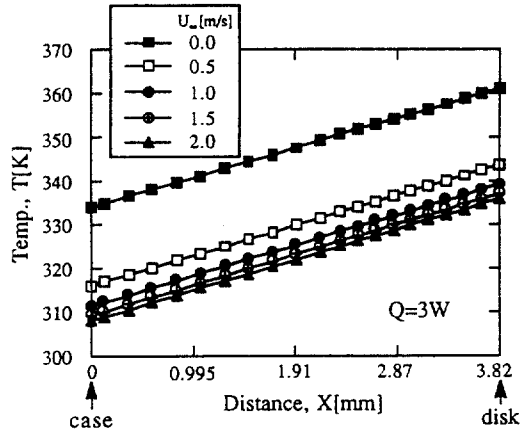


Fig. 5 Distributions of temperature along the temperature checking line, Q=3W

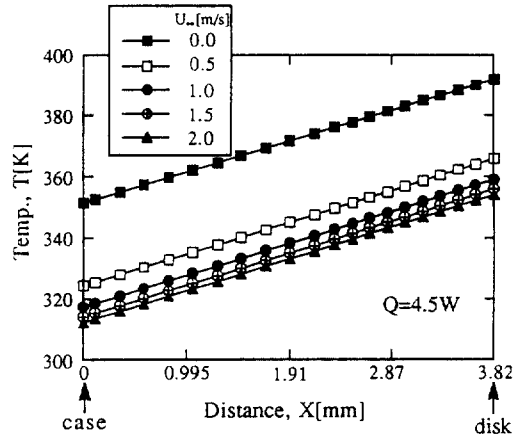


Fig. 6 Distributions of temperature along the temperature checking line, Q=4.5W

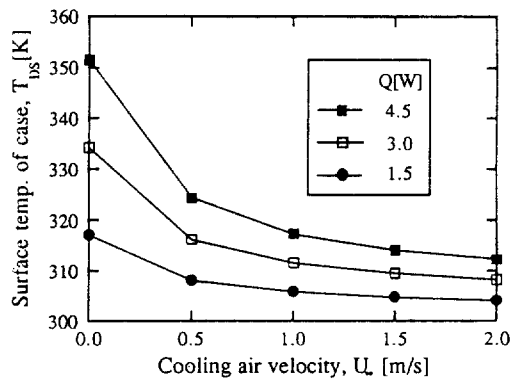


Fig. 7 Temperature of case surface with various cooling air velocities

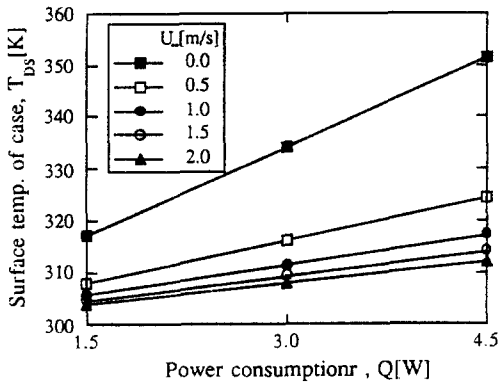


Fig. 8 Temperature of case surface with different power consumptions

모터 및 여러 열원으로서 작용할 수 있는 요소에서의 소비전력을 줄이는 것이 우선적임을 지적할 수 있다.

Fig.7에는 외부 냉각공기의 속도변화에 따른 하드디스크 드라이브 케이스 표면(온도산정선 위치, Fig.1(b)참조)에서의 온도( $T_{DS}$ )변화를  $Q$ 가 1.5W, 3W 및 4.5W일 때 나타내고 있다. 순수자 연대류만 존재하는 경우, 즉 외부 냉각공기의 속도가 0m/s인 경우로부터 2m/s로 증가함에 따라 케이스에서의 온도는 지속적으로 감소함을 볼 수 있다. 아울러 외부 냉각공기의 속도가 1.0 m/s의 이상에서는 감소경향이 완만해지는 것을 볼 수 있다. 이 그림에서는 본 연구에서 선택한 하드디스크 드라이브에서의 강제대류에 의한 냉각의 필요성과 아울러 그 한계성을 동시에 보여주고 있다. 그러나 이 그림으로부터 해당 하드디스크 드라이브의 소비전력에 대한 적정 냉각을 위하여 필요한 외부 냉각공기의 속도를 예측할 수 있을 것이다. 총소비전력  $Q$ 가 1.5W, 3W 및 4.5W의 각 경우에 대하여 냉각유체의 여러가지 속도에 따른 디스크 드라이브 케이스 표면의 온도(온도산정선 위치, Fig.1(b)참조)를 Fig.8에 나타내었다. 이 그림은 소비전력의 증가에 따른 케이스 표면온도의 증가를 명확히 보여주고 있으며 이로부터 디스크 드라이브의 열적안정을 위한 적정 소비전력과 외부 냉각공기의 적정속도를 예측할 수 있을 것이다. 본 연

구에서는 Fig.7과 Fig.8을 사용하여 외부 냉각공기의 속도,  $U_{\infty}$ 와 소비전력,  $Q$ 를 변수로 하여 하드디스크 드라이브의 케이스온도( $T_{DS}$ )와 디스크 표면온도( $T_{\infty}$ )를 구하는 상관관계식을 다음과 같이 구하였다.

$$T_{DS}[K] = 11.45 \cdot Q \cdot EXP(-U_{\infty}^{0.52}) + T_{\infty} \dots\dots\dots (9)$$

$$T_{\infty}[K] = 7.07 \cdot H_1 + T_{DS} \dots\dots\dots (10)$$

식(10)에서의  $H_1$ [mm]는 Fig.1(b)에 나타난 바와 같이 하드디스크 드라이브의 케이스 표면에 서부터 디스크 표면에 이르는 거리이다. 식(9)와 식(10)의 상관관계식은 3.5인치 규격의 하드디스크 드라이브에서  $1.5W < 4.5W$ , 및  $0m/s < 2.0m/s$ 이 범위에서 1% 이내의 허용오차를 갖는다. 따라서 위의 범위내의 하드디스크 드라이브의 총소비전력과 하드디스크 드라이브 외부 냉각공기의 속도 및 온도가 주어진다면 식(9)와 식(10)을 사용하여 설계시 하드디스크 드라이브 케이스와 디스크 표면의 온도를 예측할 수 있을 것이다.

### 6. 결 론

본 연구에서는 수치적인 방법에 의하여 국내에서 많이 사용되고 있는 40메가 바이트 용량의 P회사 제품인 3.5인치 규격의 하드디스크 드라이브의 대표적인 치수를 기본으로 하여 하드디스크 드라이브 내부의 온도장을 조사하였다. 이론적 모델에서는 디스크 가장자리와 슈라우드 사이의 간격을 8mm를 채택하였으며, 디스크와 허브에서의 총열전달량이 1.5W, 3W 및 4.5W인 세가지 경우에 디스크 드라이브 주위 냉각공기의 유속이 각각 0, 0.5, 1.0, 1.5 및 2.0m/s로 변하는 모두 15가지 경우에 드라이브 상부벽면(케이스)과 디스크 표면 사이에서의 온도장의 변화를 고찰하였다.

본 연구에서 수치계산으로부터 얻은 결과물 토의한 후 다음과 같은 결과를 얻었다.



(1) 하드디스크 드라이브 내부의 온도는 외부 냉각공기의 속도가 증가할수록 지수적으로 감소하며, 외부 냉각공기의 속도가 1.0m/s 이상에서는 감소폭이 완만해진다. 본 연구에서 채택한 3.5인치 규격의 하드디스크 드라이브에 사용되는 소비전력의 최대치를 3W로 할 때, 하드디스크 드라이브를 열적으로 안정시키기 위해서는 케이스 외부의 냉각공기의 속도가 1.0m/s 이상으로 유지되도록 냉각팬의 용량이나 하드디스크 드라이브에 이르는 유동통로를 설계하여야 할 것이다.

(2) 하드디스크 드라이브 외부 냉각공기의 속도,  $U_{\infty}$ 와 온도,  $T_{\infty}$  및 총소비전력,  $Q$ 를 변수로 하여 하드디스크 드라이브의 케이스온도( $T_{DS}$ )와 하드디스크 드라이브 디스크 표면온도( $T_{CS}$ )를 구하는 상관관계식을 다음과 같이 구하였다.

$$T_{DS}[K] = 11.45 \cdot Q \cdot EXP(-U_{\infty}^{0.52}) + T_{\infty}$$

$$T_{CS}[K] = 7.07 \cdot H_1 + T_{DS}$$

상기 상관관계식은  $1.5W < Q < 4.5W$ , 및  $0m/s < U_{\infty} < 2.0m/s$ 의 범위에서 1% 이내의 허용 오차를 가진다.

## 후 기

이 논문은 1990년도 문교부지원 한국학술진흥재단의 대학부설 연구소 지원(과제명: 고속경량 Hard Disk Drive의 설계에 관한 연구) 학술연구 조성비에 의하여 연구되었음.

## 참 고 문 헌

1. Mee, C.D. and Daniel, E.D., 1990, "Magnetic Recording Handbook", MacGraw-Hill Publishing Company, PP.669.
2. Chang, C.J., Schuler, C.A., Humphery, J.A.C. and Greif, R., 1989, "Flow and Heat Transport in the Surface between Two Corotating Disks in an Axisymmetric Enclosure", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp.625-632.
3. Ananth, G.P. and Liu, Y.H., 1989, "Particle Transport and Deposition in Computer Disk Drives", Proceedings of 35th Annual Technical Meeting, Institute of Environmental Science, Anaheim, California
4. 이재현, 백영렬, 김광식, 1991, "하드디스크 드라이브 내부의 유동장에 관한 수치적 연구", 공기조화냉동공학회 논문집제3권 제3호, pp. 206-214.
5. Holman, J.P., 1986, "Heat Transfer", MacGraw-Hill book Company, New York.
6. Incropera, F.P., 1985, "Introduction to Heat transfer", John Wiley & Sons, New York.
7. Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", MacGraw-Hill book Company, New York.