

한국에너지공학회(2000년도)

춘계 학술발표회 논문집 P181~188

평판 Fin-tube 배열을 갖는 히트싱크 라디에이터의 대류 열전달 성능 시험 연구

이수영*, 홍성은*, 강환국**, 김성훈***, 김철주****

성균관대 대학원*, 대홍기업**, 계명대학교 기계공학부***, 성균관대학교 기계공학부****

Performance Test of forced convective heat transfer at the radiator of a heat pipe heat sink having plate fin-tube arrangement

Soo Young Lee*, sung eun hong*, Hwan kook Kang**, Sung Hoon Kim*** and Chul Ju Kim****

SKKU, Graduate School*, Dae Hong Co.** , KMU, School of Mechanical Engineering***,

SKKU, School of Mechanical Engineering****

1) 서 론

히트파이프는 매우 낮은 온도차에서 비교적 먼 거리까지 다량의 열을 수송 하는데 매우 효과적인 열전달 장치로써 구조가 단순하고 가벼워서 적용범위가 매우 넓다.⁽¹⁾ 지난 10년여 동안에는 축소, 경량화와 함께 고성능을 요구하고 있는 트랜지스터(transistor), 사이리스터(thyristor), 증폭기(amplifier), 고밀도 반도체의 실장등, 전기, 전자 장치의 냉각에 히트파이프의 적용이 급격히 증가하고 있다.⁽²⁾ Fig. 1은 한국형 고속전철의 전기 모터에 설치하는 전력반도체를 냉각하기 위해 개발중인 히트파이프 냉각장치의 시제품이다.^(3,4) 이러한 개념의 히트싱크 냉각장치는 오늘날 일본, 프랑스등에서 고속철도차량의 전력반도체 냉각장치로 사용하고 있다.^(5,6,7,8) 이 연구의 목적은 Fig. 1의 히트싱크에서 라디에이터의 대류 열전달 및 공기 유동 저항 문제에 대한 해를 얻는데 있으며, 이 연구를 통하여 히트싱크의 최적설계와 송풍기의 제원설계에 필요한 기초자료를 얻고자 한다. 히트싱크 시제품을 이용한 열전달 성능시험결과, 냉각장치의 전체 열저항값은 약 0.02℃/W이었고, 국소적으로 라디에이터의 환-관과 공기사이의 열저항은 약 0.007~0.008℃/W로 전체 열저항의 약 30~40% 차지하였다. 이 결과는 냉각장치의 열저항 제어에는 라디에이터의 중요성이 그 만큼 크다는 것을 보여주고 있다.⁽³⁾ Fig. 1에서 보는 냉각기의 라디에이터는 일종의 평판 환-관 열교환기이며, 그 구조는 공조기, 응축기등에서 범용적으로 사용하고 있는 환-관 열교환기와 차이가 있다.⁽⁶⁾ 공조기용 열교환기에 대해서는 이미 많은 양의 연구결과들이 발표되어 있으나, 그러나 이러한 자료를 Fig. 1의 경우에 직접적으로 적용하기가 어렵다. 일반적으로 열교환기의 성능에 관련된 인자들은 매우 다양하고 이들 사이의 관계를 규명하여 최적설계자료를 얻는 것이 용이하지 않다. 본 연구에서는 일차적으로 Fig. 1과 같은 냉각기의 환-관 배열에 한해서 공기 속도를 변수로 대류열전달 계수와 압력손실을 실험적으로 구하였고 수치해법을 적용하여 구한 해와 비교하였다. 우리는 앞으로 이 수치해석법을 보다 발전시킴으로써 핀 형상, 재료, 환-관 배열등 다양한 설계변수의 영향을 고려하여 라디에이터의 설계 최적화 할 수 있는 기술을 개발하고자 한다.⁽²⁾

2) 히트싱크의 구조와 실험

Fig. 2는 앞절에서 소개한 히트싱크 시제품의 크기와 각 구성요소를 개략적으로 나타낸 것

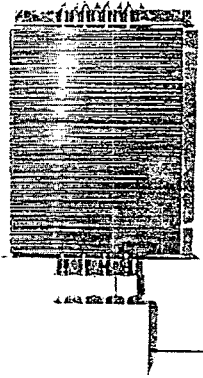


Fig. 1 A heat pipe heat sink for cooling a thyristor

이다. 이러한 냉각장치 두개가 한 개의 전력반도체($\phi \approx 60\text{mm}$, $t \approx 27\text{mm}$) 양면에 각각 부착되며, 공기속도 3m/s를 적용하여 라디에이터로부터 최대 약 1800W의 열을 냉각시켜야 한다. 공기의 유동 방향은 환의 길이 방향이다. 한국형 고속 전철은 전기모터에 VVVF 인버터 시스템(variable voltage variable frequency inverter system)을 적용하고 있으며, 이 시스템은 GTO thyristor, inverter등 4개의 전력 반도체를 조합하여 1개의 stack을 구성한다. 따라서 한 개의 stack에는 Fig. 3에서 보는 것과 같이 모두 8개의 히트싱크가 하나의 덕트내부에 병렬로 설치되어있다.⁽²⁾ 이것은 환-관 배열 관점에서 보면 32개의 환의 4행 8열로 정격 배열된 것이며, 각 열마다 4개의 환이 유동방향으로 평판 환에 의해 서로 연결되어 있고, 환의 수는 환 길이방향으로 128개이다. 일반적으로 공조기용 평판 환-관 열교환기에서는 한 개의 환에 관들을 행, 열 방향으로 각각 일정한 피치를 갖도록 배열하고 있다. 그러나 Fig. 3의 경우에는 각 열의 환이 서로 분리되어 있고, 각 열사이의 틈새가 약간의 차이가 있기 때문에 각 열을 통과하는 공기 유동율이 위치에 따라 차이가 발생한다. 따라서 우리는 이들 틈새가 균일하다고 가정하고 한 열의 히트싱크만을 대상으로 라디에이터에서 발생하는 대류 열전달 및 압력 손실을 측정하기 위하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구성하였다. 아크릴 재질의 4각 덕트의 중앙에 4개의 환을 갖는 실험용 라디에이터 모델이 측정부에 설치되어 있다. Fig. 5는 측정부의 크기와 라디에이터모델의 구조를 자세하게 보여 주고 있다. 덕트의 양쪽 측면벽은 좌우로 이동이 가능하고, 이러한 방법으로 덕트와 환 좌우측면사이의 간극 δ 을 조정할 수 있다. 환은 알루미늄 재질의 폭 58mm, 길이 250mm, 두께 0.8mm로 알루미늄 재질의 4각 평판이며, 환폭의 양단 끝에는 길이를 따라 높이 약 2mm의 날개가 수직으로 세워져 있다. 환의 양 날개끝단과 그 위에 설치된 환과 이루는 간극은 약 0.01~0.02mm로 매우 좁다. 실험에 사용한 환은 히트싱크 시제품에 사용된 것과 동일하다. 그러나 히트싱크에 설치하는 4개의 원통 히트파이프는 동일한 직경과 재료를 갖도록 제작한 원통으로 대체하였고, 이들 각 원통의 중심부에는 직경 15mm의 원주 형상의 전기히트를 제작하여 설치하였다. 히터에 의해 발생하는 열은 모두 원통으로 균일하게 전달된다고 가정하였고 실험장치에서 이러한 조건을 만족할 수 있도록 덕트의 상,하관의 외벽에는 원통히터와 대칭되는 곳에 각각 직경 약 20mm 원판형상 히터를 제작하여 부착하였고 그리고 덕트외벽을 단열 시켰다. 각 보조히터의 열부하를 제어하여 원통히터주위에서 덕트벽의 내외 표면 온도차가 최대 2°C를 넘지 않도록 하였다. Fig. 6은 위에서 본 그림으로 자세한 크기와 온도 측정을 위한 열전

대 설치점의 위치를 보여주고 있으며 Fig. 5로부터 위에서 두 번째 환의 상면에 열전대를 설치하였다. 열전대는 직경T-type(0.12mm)을 사용하였다. Table. 1은 열전달에 영향을 미치는 다양한 인자들 중에서 실험에서 고려된 인자들과 그 변화범위를 나타내고 있다. 냉각기의 설계조건으로 주어진 최대 열부하는 1800W이며, 실험장치의 라디에이터에서 열부하에 대응하는 열부하는 약 28W이다. 실험은 다음과 같이 진행되었다. 먼저 원통의 열부하와 공기유속을 각각 일정한 상태에서 시스템이 열적으로 정상상태에 도달되면 환 표면의 온도분포, 측정부의 입구공기온도와 속도, 입출구의 정압차이, 그리고 열부하를 측정하였다. 환의 표면온도 측정값으로부터 환에서의 대류 열전달계수는 아래와 같이 계산하였다. 한 개의 환에 대하여 에너지 균형식과 환 이론을 적용하면, 전체 열전달을 Q_{total} , 환과 관 표면을 통한 열전달을 각각 Q_{fin} , $Q_{unfinned}$ 은

$$Q_{total} = Q_{fin} + Q_{unfinned} \\ = \eta A_f h \theta_b + (A - A_f) h \theta_b \quad \text{----- (1)}$$

의 관계가 된다.

여기서

A_t 는 전 열전달 면적

A_f 는 환 표면을 통한 열전달 면적

$\theta_b = T_b - T_\infty$ 는 환 뿌리(fin base)와 공기의 평균온도차이며

η 는 환 효율이다.

이 식을 정리하면

$$Q_{total} = [\eta\beta + (1 - \beta)] A h \theta_b \\ \equiv \eta' A_t h \theta_b \quad \text{----- (2)}$$

여기서 η' 은

$\eta' = \eta\beta + 1 - \beta$ 는 면적을 고려한 환 효율 (area-weighted fin efficiency)이고, 면적비 β 는

$\frac{A_f}{A_t}$ 이다.

일반적으로 환의 효율 η 는 정의에 따라 구할 수 있다. 그러나 Fig. 1의 경우에는 각 환에 대한 환의 면적이 불균일 하여 η 의 대표값을 구하는 것이 용이하지 아니하다. 이러한 점을 고려하여 아래와 같이 환과 관표면에 대한 총합대류열전달계수 U 를 정의하였다.

$$Q_{total} = U A_t \theta_b \quad \text{----- (3)}$$

(2)-(3)식에서 $U = \eta' h$ 이다.

식(3)의 관계를 실험결과에 적용하기 위하여 우리는 먼저 온도측정결과로부터 각 원통관에 대한 θ_b 값을 구하고, 이 값의 산술평균값 $\overline{\theta_b}$ 을 식(3)에 사용하였다.

즉,

$$Q_{total} = U A \overline{\theta_b} \quad \text{----- (4)}$$

$$\overline{\theta_b} = \frac{1}{4} \left(\sum_{i=1}^4 \theta_{bi} \right) \quad \text{----- (5)}$$

이다. 여기서,

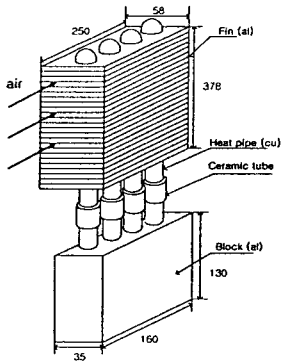


Fig. 2 Schematic view of the heat pipe heat sink system in Fig. 1

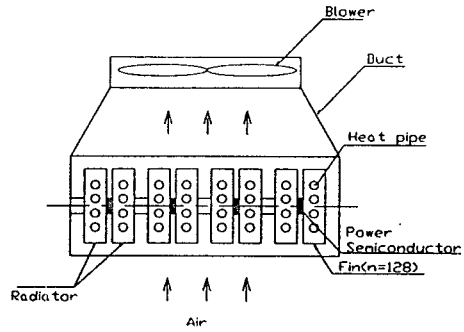


Fig. 3 Top view of a stack of VVVF system installed in a duct

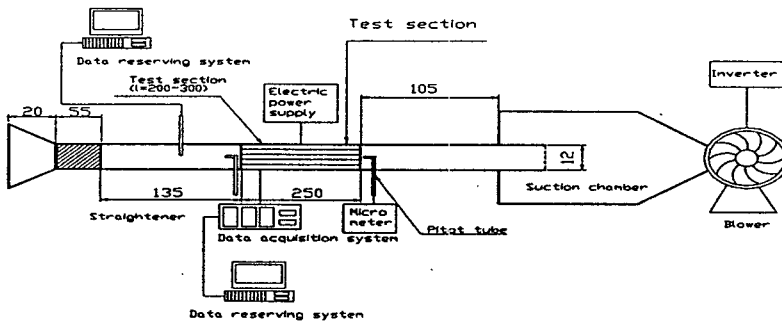


Fig. 4 Apparatus to measure heat transfer coefficient at and pressure drop through the fin-tube arrangement of a radiator

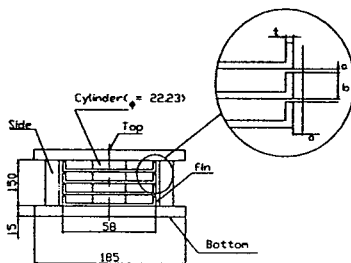


Fig. 5 Cutting view of the test section

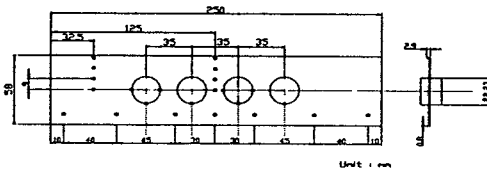


Fig. 6 Shape of the fin and positions of thermocouples to measure surface temperature

Table. 1 Diverse parameter

air velocity, V	2~4m/s
heat supply, Q (heat flux, q'')	20~32W (5113.9~8182.25 W/m ²)
gap between fin side and side wall, δ	0~6mm

$\theta_{bi} = (T_{bi} - T_{\infty i})$ 으로써,

$T_{\infty i}$ 는 i 번째 관에서 공기의 체적 평균온도이며, 이 값은 공기가 라디에이터를 통과하는 동안에 원의 길이당 균일하게 열을 받는다고 가정해서 식(6)과 같이 구한 체적평균온도를 사용하였다.

즉,

$$T_{\infty i} = T_{\infty} + \frac{1}{m c_p} \int_0^{x_i} q' dx \text{ ----- (6)}$$

여기서 q' 는 한 개의 원에 대한 전 열부하를 원의 길이로 나눈값이다.

3) 수치 열전달 해석

원-관 배열 라디에이터에서 열전달과 압력손실은 Fig. 5에서 보는 원 형상과 크기, 관의 크기와 배열, 공기유동속도, 덕트벽과 라디에이터 사이의 틈새, 원과 관의 재료, 공기속도 및 온도 등의 여러 가지 인자들에 의해 결정된다. 궁극적으로 우리는 이러한 모든 인자들의 영향을 고려하여 최적의 설계인자를 결정하는데 있다. 이 절에서는 일차적으로 실험모델형상과 실험조건을 대상으로 수치유동해법을 통하여 열전달, 압력강하를 구하고, 해석 결과를 실험결과와 비교함으로써 해석모델의 유효성을 검토하였다.⁽⁹⁾

4) 결과 및 고찰

가. 온도분포

속도 3m/sec, 열부하가 28W($q''=7159.47\text{W/m}^2$)일 때 원 길이 방향으로 원 표면과 공기사이의 온도차이에 대한 측정 및 해석결과를 Fig. 8에 도시하였다. 먼저 측정결과에 대한 고찰해는 다음과 같다. 원 표면에서 온도분포는 전 구간에 걸쳐 유동방향으로 비교적 선형적으로 증가를 나타내었으며 이러한 경향은 균일한 열속을 받는 관에 대류유동과 유사하다. 그러나 마지막 관 이후 영역에서는 관으로부터 열 유입이 감소되어 온도감소가 발생하였다. 이러한 원 표면 유동방향 온도분포는 평판 원-관 배열에서 일반적으로 관찰된다. 원과 덕트 측벽 사이의 틈새가 0mm인 경우와 3mm일 때를 비교하면, 후자의 경우 전자에 비해 입구영역에서만 최대 2℃정도 낮게 나타남으로써 이 구간에서 대류 열전달계수의 증가가 예측되지만, 나머지 구간에서는 큰 차이가 나타나지 않았다. 그 이유는 $\delta=3\text{mm}$ 인 경우는 $\delta=0\text{mm}$ 에 비하여 원의 측면외벽을 통한 열전달 효과가 있기 때문에 원 입구에서는 냉각 효과가 증대하였으나, 그러나 입구유동속도가 동일하더라도 두 원 사이를 통과하는 유동저항이 측면벽과의 틈새를 통한 유동저항보다 크기 때문에 두 원 사이를 통과하는 유량은 $\delta=3\text{mm}$ 일 때 비하여 $\delta=0\text{mm}$ 일 때 더 크기때문으로 보인다. 한편 수치해석 결과는 입구영역에서는 실험결과와 온도분포가 매우 잘 일치하고 있으나 관이 배열된 구간에서는 수치해석 결과가 실험결

과에 비하여 약 3~5°C 높게 나타났다. 이러한 경향은 δ 가 0 및 3mm인 두 경우에서 유사하게 나타났다. 한편 유동에 수직방향과 원통관 주위를 따라 원 표면위의 온도분포를 측정 한 결과를 나타낸 것이 Fig. 9(a),(b)이다. 주어진 단면에서 원 중심선으로부터 멀어질수록 원 표면 온도 감소가 발생하였고, 그 온도차이는 유동단면이 출구쪽으로 갈수록 증가하였다.($X=125\text{mm}$ 에서 $\Delta T=3^\circ\text{C}$) 한편 4개의 원통관 둘레를 따라 측정한 원 뿌리의 온도분포는 Fig. 8(b)에서 보는 것과 같이 위치에 따라 차이가 있으나 최대 약 2°C미만의 차이가 발생하였다. Fig. 9(b)의 측정 결과로부터 각 원통관에 대한 T_{fin} 값은 1,3번 관에서는 a,b,c 세 점의 평균값을, 그리고 2,4번 관에서는 b정의값을 사용하였다.

나. 대류 열전달 계수

Fig. 8, 9의 온도측정결과와 수치해석결과를 이용하여 식(3)~(6)으로부터 구한 총합 대류 열전달 계수 U 를 공기입구속도 V 에 대해 도시한 것이 Fig. 10, 11이다. 공기속도 $V=2.5\sim 4\text{m/s}$ 에서 실험적으로 구한 U 의 값은 $30\sim 35\text{W/m}^2\text{K}$ 로 유속증가에 따라 거의 선형적 증가를 나타내었다. 그러나 수치해석 결과는 실험결과에 비하여 약 20~25% 작은 값을 예측하였다. 이러한 차이는 Fig. 9의 원 표면온도분포에서 보는 것과 같이 원통이 설치된 구간에서 원의 표면온도는 해석결과가 실험결과보다 약 4.5~5°C 크게 예측한 때문이다. 이러한 결과는 배열된 구간에서 유동이 매우 복잡하여 수치해석상의 오류가 발생할 개연성이 크며, 또한 실험에서도 이 구간에서 직경 0.3mm의 열전대를 다수 설치함에 따라 유동장과 열전달에 영향을 미치기 때문으로 보인다. 실제 열전달 계수의 크기는 실험과 해석결과가 나타내는 범위내에 존재할 것으로 예상된다. Fig. 11은 총합 대류열전달 계수 U 에 미치는 δ 의 영향을 검토한 결과이다. 덕트 벽과 원측면 사이의 틈새 δ 는 유동통로 형상을 변화시키는 주요 인자이다. 실험과 해석결과는 모두 $\delta=1.5\text{mm}$ 에서 최대 열전달 계수를 나타내었고, 그 이상의 값에 대해서는 오히려 저하하는 결과를 얻었다. 이러한 결과는 앞에서 언급한 것과 같이 δ 가 크면 유동단면에서 상대적으로 유동저항이 작은 원 측면과 덕트벽 사이의 틈새로 흐르는 유동량이 증가하고, 원 사이를 통한 유량은 오히려 감소되기 때문이다. Fig. 12는 원-관을 통과하는 유동의 압력손실을 나타낸 것이다. 유속범위 2.5~4m/s에서 $\delta=0$ 인 경우 ΔP 는 11~17mmAq, $\delta=3$ 에서는 7~13mmAq를 나타내었다. 해석결과는 실험결과와 약 5~10% 범위 내에서 매우 잘 일치하고 있다.

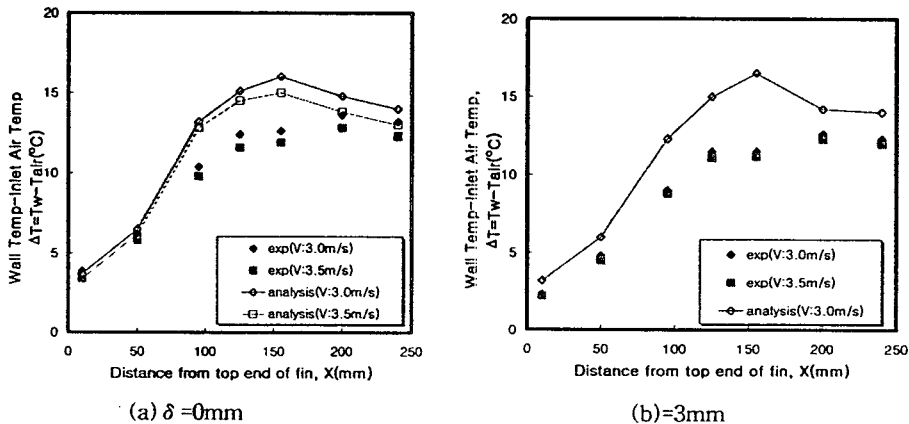
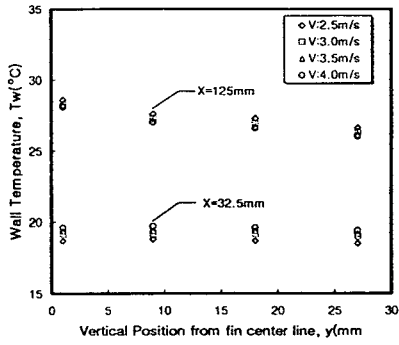
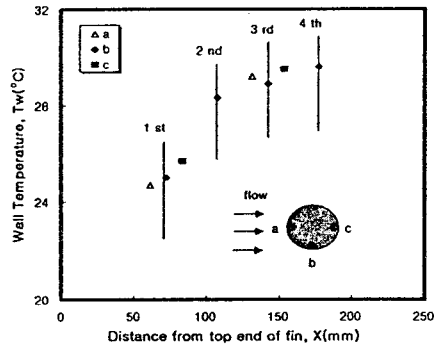


Fig. 8 Temperature difference between fin surface and air along the fin length ($Q=28\text{W}$, $T_{\text{air}}=20^\circ\text{C}$)



(a) $Q=28W$



(b) $V=3.0m/s, Q=28W$

Fig. 9 Fin surface temperature distributions (a) in the direction vertical to tube axis, and (b) in the circumference direction at the fin bases

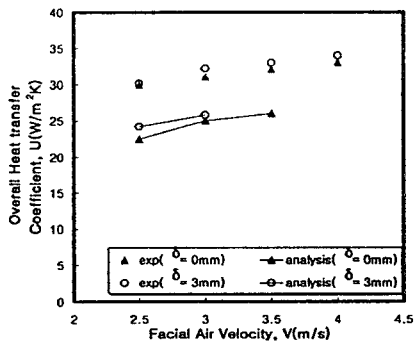


Fig. 10 Overall convective heat transfer coefficient v.s. facial air velocity ($Q=28W$)

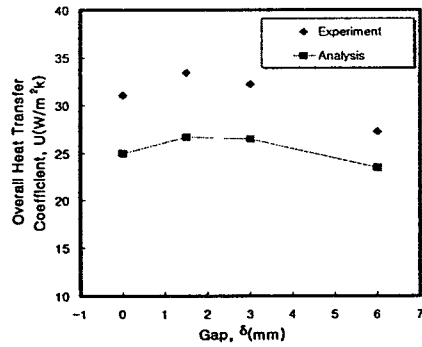


Fig. 11 Overall convective heat transfer coefficient v.s. gap between fin side and duct wall ($Q=28W, V=3m/s$)

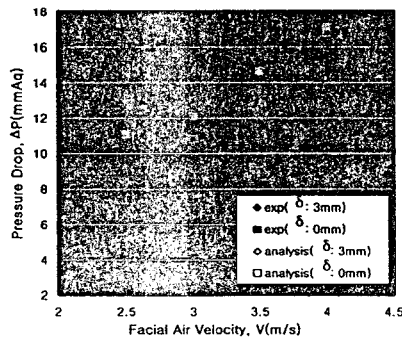


Fig. 12 Pressure drop of air flow through the fin-tube arrangement

결 론

히트파이프 히트싱크의 평판 원-관 배열을 갖는 라디에이터에서 열전달 및 유동압력손실에 대한 연구결과는 다음과 같다.

- i) 공기속도 2.5~4m/s일 때 총합 대류 열전달계수의 실험치는 30~35W/m²K 이었다.
- ii) 측면벽과 원 사이의 틈새 δ 가 약 1.5mm일 때 가장 큰 대류 열전달 효과가 발생하여 피크값을 나타내었다.
- iii) 원을 통과하는데 필요한 압력손실은 유속범위 2.5~4m/s에서 틈새 $\delta=0$ mm일 때 11~17mmAq, $\delta=3$ mm일 때 7~13mmAq로 유속범위에 따라 선형적 증가를 나타내었다.
- iv) 수치해석적 결과는 실험결과에 비하여 대류 열전달값에서는 약 20~25% 작은 값을 나타내었다. 압력손실은 10% 이내로 잘 일치하였다.

참고문헌

1. Chi, 1976, "Heat pipe Theory and Practice", McGraw-Hill.
2. Faghri, A.,1976,"Heat pipe Science and Technology", Taylor & Francis.
3. 김철주, 강환국, 김재진, 임광빈, 1997, "반도체 냉각용 히트파이프식 냉각기 관련기술" 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁 연구 보고서.
4. 김철주, 강환국, 이진성, 김재진, 1998, "Heat pipe식 Heat sink 설계 및 제조 기술 개발" 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁 연구 보고서.
5. Romestant, C., Alexandre, A., and Bonhomme, C.,1999, "Power Diode Cooling by Heat Pipe Module"11th Int. Heat Pipe Conf.,Tokyo, Japan, Session A8-1, pp.49~54.
6. Sauciuc, I., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y., Nguyen, T., and Lev, J.,1999, "The Design and Testing of an Improved Wick Structure to be Used in Heat Pipe"11th Int. Heat Pipe Conf.,Tokyo, Japan, Session A8-3, pp.61~65.
7. Katoh, T., Akachi, H., and Amako, K.,1999, "New Heat Conductor for Avionics Cooling"11th Int. Heat Pipe Conf.,Tokyo, Japan, Session A8-4, pp.66~71.
8. Kays, W. M., and London, A. L.,1984, "Compact Heat Exchange 3rd Edition",McGraw-Hill, New York.
9. 김철주, 강환국, 이진성, 이용수, 이수영, 1999, "Heat Pipe 냉각기의 설계 및 성능 평가 기술확립", 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁 연구 보고서.
10. Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K.,Kimura, Y., Kotani, M., and Sotani, J., 1993,"Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat Pipe for Electric Rolling Stock" Furukawa Review No. 12.
11. Murase, T., Endo, S., and Koizumi, T.,1984, "Heat Pipe Cooling System for Thyristors" 5th Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, May 14-18.