

Perfluorocarbon 히트파이프의 열전달 계수에 관한 연구

강환국*, 김철주**, 이진성*, 김재진***
성균관대 기계기술연구소*, 성균관대학교**, 성균관대 대학원***

A Study on Heat Transfer Coefficient of a Perfluorocarbon Heat Pipe

Kang Hwan Kook*, Kim Chul Ju**, Lee Jin Sung*, Kim Jae Jin***
SKKU IAMT*, SKKU Dept. of Mech. Eng.**, SKKU Graduate School***

1. 서론

오늘날 전기 철도 차량의 속도제어방식에는 A.C모터의 속도를 제어하는 방식을 많이 사용하고 있고 이 경우 여러 개의 GTO thyristor와 다이오드가 필요하다. 그런데 이러한 반도체 소자들은 전기 부하의 일부를 저항열로 소모하며 반도체의 용량에 따라 차이가 있으나 전기 철도 차량의 경우 약 1 ~ 2kW의 열이 발생한다. 따라서 이들 소자들이 적정온도범위(100~120℃미만)를 유지하기 위해서는 소자의 내부저항열을 외부로 방출시켜야 한다. 지난 30여 년 동안 이러한 반도체 소자 냉각에는 강제대류, 침적 비등, 히트파이프식 냉각방법이 적용되어 왔다. 최근에는 히트파이프식 냉각방법이 유지보수, 크기 및 중량 등 여러 측면에서 상대적으로 유리하기 때문에 히트파이프식 냉각방법을 주로 사용하고 있다.[1][2][3]

Fig.1은 히트파이프식 냉각기의 개요를 보여주고 있으며 3개의 히트파이프 응축부에는 fin이, 증발부에는 블록이 설치되어 있다. 그런데 이러한 용도의 히트파이프는 몇 가지 제한조건을 만족시켜야 한다.

냉각기의 증발부 블록은 20kV 이상의 고전압이 작용하기 때문에 응축부와 증발부는 전기적 절연성이 필요하다. 따라서 히트파이프의 몸체는 증발부와 응축부 사이의 단열부에 길이 4~5cm 세라믹관을 접합하여 사용한다. 그리고 작동유체도 전기적으로 절연성을 가져야 한다. 그리고 흑한의 겨울철에 냉시동 상태에서 정상작동을 할 수 있도록 작동유체의 3중점이 예상 최저 외기 온도 보다 낮은 값을 가져야 한다. 또한 차량의 화재를 예상하여 작동유체가 가연성이 아니어야 한다. 이 외에도 작동유체가 오존층 파괴와 같은 환경저해 요인이 없어야 한다. 이러한 제한적 조건에 따라 GTO Thyristor 냉각용 히트파이프의 작동유체로는 Perfluorocarbon(PFC, C₆F₁₄)을 주로 사용하고 있다.[1][2] 그런데 이 유체는 유사한 작동온도 범위에서 많이 사용하는 물, 알코올 등에 비하여 열전도도와 표면장

력이 작고, 특히 증발잠열은 물에 비하여 약 1/25정도로 매우 작다. 따라서 동일 열유속에 대하여 물이나 에탄올 등 유사한 작동온도범위를 갖는 작동유체에 비하여 증기 질량유동율이 상대적으로 매우 크다.[3] 이러한 원인에 의하여 flooding에 의한 열전달 한계가 매우 작은 특성이 있으며, 따라서 이러한 성질을 PFC히트파이프 설계의 주요 변수가 된다. 한편 냉각기를 설계하기 위해서는 열전달 한계의 예측과 함께 최대 열부하 범위에서도 발열소자가 적정온도범위에서 작동하도록 냉각기 각부의 열전달계수에 대한 예측이 필요하다. 그런데 히트파이프의 열전달 계수는 작동유체의 물성, 경사각, 충전량 등 작동조건에 따라 매우 다른 값을 나타낸다.

그 동안 히트파이프의 열전달 계수에 대해서는 Chi[4], Imura등[5], Kaminaga와 Okamoto[6], Negishi와 Sawada[7], Xu등[8] 수많은 연구자들에 의하여 실험과 예측모델이 제시되어 왔다. 그러나 작동유체가 PFC인 경우에 대한 자료는 많지 않다.

본 연구에서는 PFC를 작동유체로 하는 히트파이프를 제작하고 특성 파악과 열전달 계수 측정을 위한 실험을 수행하였다. 증발부 및 응축부에서 비등 및 응축 열전달 계수를 예측하기 위하여 Imura[5], 김철주등[9], Rohsenow[11] 연구 결과들을 검토하고 실험결과와 비교하였다. 아울러 설계인자들을 결정하기 위하여 작동유체 충전율, 관의 내부 표면상태, 경사각, 증기압, 열유속이 열전달 계수에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 히트파이프의 비등 및 응축 열전달 계수 상관식

히트파이프의 열전달 계수에 미치는 인자들은 앞에서 언급한 것 외에 증발부와 응축부의 길이, 직경 등 매우 많으며 이들 인자들을 포함하는 여러 해석 상관식들이 제시되고 있다. 그러나 적용인자가 많을수록 상관식이 복잡해져 일반화하기가 어렵다.

본 연구에서는 비교적 단순한 형태를 갖는 Chi[4], Imura등[5], Rohsenow[11] 등의 상관식을 대상으로 적용성을 검토하였다.

Chi[4]는 내부 그루브관 히트파이프에서의 열전달 계수를 그루브와 작동유체의 상당 열전도율로부터 다음의 식을 제시하였다.

$$\bar{h}_{ec} = \frac{2L_e r_i k_{e,e}}{r_o^2 t_w} \quad (1)$$

$$\text{여기서, } k_{e,e} = \frac{(w_f k_f \delta) + w k_l (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}{(w + w_f) (0.185 w_f k_f + \delta k_l)}$$

한편 본 연구의 대상인 히트파이프는 증력장이 액막유동에 순방향으로 작용하고 있으며, 이 경우 히트파이프의 열전달 메커니즘은 열사이폰의 경우와 유사하다. 충전율이 30%이상인 경우, 히트파이프의 증발부 열전달 계수는 열사이폰의 경우와 같이 Rohsenow 관계식을 적용하고 있다.

$$\bar{h}_{eR} = C_R \bar{q}_e^{0.67} / \left\{ \frac{C_{sf} h_{fg}}{C_{pl}} \left[\frac{1}{h_{fg} \mu_l} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{0.33} \right\} \quad (2)$$

여기서, C_{sf} 는 액체-고체 표면의 조합에 따라 결정하는 상수이다. 이 값은 고체의 표면상태에 따라 그 값이 다소 변하며 PFC-구리관에 대한 측정치는 현재까지 공개되지 않은 것으로 보인다. 그러나 강환국등[11]이 수행한 PFC히트파이프의 연구결과 $C_{sf}=0.0027$ 은 실험치 보다 다소 낮은 값을 예측하였다. 재질이 동일한 표면에서도 조도 등 표면상태에 따라 열전달계수 값이 변화하며 본 연구에서는 그루브에 의한 열전달 촉진효과가 위 상관식에 포함되도록 수정계수 C_R 를 적용하였다.

Imura등[5]는 열사이폰에 대한 많은 실험 데이터로부터 아래의 상관식을 제시하였다.

$$\bar{h}_{eI} = \frac{0.32 \rho_l^{0.65} k_l^{0.3} C_{pl}^{0.7} g^{0.2} \bar{q}^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} (P/P_a)^{0.3} \quad (3)$$

히트파이프의 응축부 열전달 계수에 대해서 Chi[4]는 상당열전도를 ke 를 이용하는 다음의 식을 제시하였다.

$$\bar{h}_{cC} = \frac{2L_e r_i k_e}{r_o^2 t_w} \quad (4)$$

여기서, $h_c = \frac{(wk_l + w_f k_w)}{w + w_f}$ 이다.

일반적으로 액막 응축 열전달 계수의 해석적 계산에는 Nusselt의 응축해석모델을 많이 적용하고 있다.[8][13]

$$\bar{h}_{cN} = C_N \pi^{\frac{1}{3}} (4/3)^{4/3} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \sin \phi h_{fg} k_l^3 D}{\mu_l Q_c} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

여기서 C_N 는 Nusselt의 해석결과와 실험적 데이터를 고려하여 수정하는 수정계수로 김철주등[9]은 열사이폰의 경우 $C_N=1.7$ 을 제시하고 있다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

작동유체가 PFC인 히트파이프의 열전달 계수를 파악하기 위하여 외경 15.88mm, 길이 580mm동관을 이용하여 내부에 그루브가 있는 히트파이프와 내부 벽이 매끈한 열사이폰을 각각 제작하였다. Photo.1은 관내 그루브의 구조를 보여주고 있다. 이러한 크기의 히트파이프는 열전달 한계가 약 200W이며

Furokawa Co.등에서 냉각장치로 많이 적용하고 있다. 제작과정은 일반적인 히트파이프의 제작과정을 준용하였다.[4] Table.1은 제작된 히트파이프 및 열사이폰의 사양을 보여준다. 제작된 히트파이프는 Fig.2와 같이 실험장치를 구성하여 실험을 수행하였다. 먼저 증발부에는 전기저항선을 증발부 벽면에 균일하게 감고 외부를 단열 하였다. 응축부에는 수냉각 용기를 설치하고 입, 출구의 온도와 유량을 계측하여 이송열량을 계산하였다. 히트파이프의 벽면에는 열전대(C-C type, $\phi = 0.12\text{mm}$)를 납으로 부착하여 온도를 계측하였다. 실험방법은 일정 증기온도에 대하여 전압을 조절함으로써 열부하를 단계적으로 증가시켰다. 각 열부하 조건에서 히트파이프가 정상 작동할 때 측정점의 온도를 data acquisition unit(DA100, Yokogawa Co.)로 기록하였고 한 지점에 대하여 약 50개의 측정값을 평균하였다. 열부하는 히트파이프가 열전달 한계에 도달하는 범위까지 상승시켰다. 각 열부하 조건에서 냉각수 온도와 유량을 제어함으로써 히트파이프의 증기온도를 원하는 값에 일정하게 유지할 수 있었다. 증기온도를 어떠한 설정값에 유지하면서 일련의 실험이 종료되면 다음의 증기온도에 대하여 열부하를 변화시키며 실험을 반복하여 수행하였다. 이러한 방법으로 증기온도 변화에 따른 열전달 크기 및 열부하 한계를 계측하였다. 히트파이프의 열전달 계수는 각 지점의 증발부, 단열부, 응축부의 벽의 측정값을 대표온도로 가정하고 각 구간의 면적 평균 온도 값 T_e , $T_a(=T_v)$, T_c 를 구하고 아래 식으로 계산하였다.

$$h_e = \frac{Q}{A_e (T_e - T_a)} \quad (6)$$

$$h_c = \frac{Q}{A_c (T_a - T_c)} \quad (7)$$

여기서 A_e , A_c 는 각각 증발부와 응축부 내부 표면적이다.

Table.1 Design parameters of heat pipes and thermosyphons manufactures for present study.

Type	Heat pipe	Thermosyphon
Internal Surface of Tube	Inner Grooved Surface Groove Thickness : 0.32mm Groove Fin Thickness : 0.25mm Groove Depth : 0.28mm	Smooth Surface
Charge Ratio	100%, 70%, 30%	100%, 70%
Container Dimension	Outter Diameter : 15.88mm Inner Diameter : 13.76mm Length of Evaporator : 110mm Length of adiabatic section : 70mm Length of condenser : 420mm	
Container Material	Copper	
Working Fluid	Perfluorocarbon(C_6F_{14})	

4. 결과 및 고찰

4.1 증발부 열전달 계수

Fig.3은 $T_v=60^\circ\text{C}$ 에서 측정한 데이터를 이용하여 열유속 변화에 대한 증발부 열전달 계수 측정치와 Imura등[5], Rohsenow[11] 상관식을 이용하여 구한 예측치를 나타낸 그림으로 히트파이프와 열사이폰의 열전달 계수를 동시에 나타내었다. 또한 충전율의 영향도 함께 나타내었다. 먼저 Fig.3에서 모든 증발부 열전달 계수의 실험측정치 분포는 내벽의 그루브 유무에 큰 영향이 나타나고 있으나 충전율의 영향은 히트파이프에서는 나타나지 않으며 열사이폰에서는 100% 충전율의 경우가 낮게 나타나고 있다. 그림에서 내면에 그루브가 설치된 히트파이프가 열사이폰에 비하여 동일 열유속에서 100~200% 증가된 값을 나타낸다. 이러한 결과의 가장 큰 요인은 내벽에 그루브를 설치함으로써 핵비등을 촉진시키는데 따른 영향으로 볼 수 있다. 따라서 히트파이프 경우 내부 그루브는 열전달에 상당히 효과적임을 알 수 있다. 그림에서 Rohsenow 상관식은 $C_{sf}=0.0034$ 에서 충전율 70%인 열사이폰의 측정값과 비교적 접근된 결과를 보이며 이 값을 기준으로 수정계수 $C_R=1.3$ 을 적용할 때 히트파이프의 열전달 계수를 잘 예측할 수 있는 것으로 나타나고 있다. 그리고 Imura 상관식은 100%충전율에 대한 열사이폰의 실험결과에 접근하고 있다. 그러나 전체적으로 다소 낮은 예측을 하고 있으며, 특히 특정 데이터와 Imura등의 예측 결과로부터 Rohsenow 상관식에 비하여 기울기가 다소 차이를 나타내고 있다. 또한 상당열전도율을 고려하는 Chi의 예측 결과는 $14\text{kW/m}^2\text{K}$ 의 값을 나타냄으로써 실험치와 상당한 차이를 나타내며 그림에는 도시하지 않았다. 이상의 결과는 Rohsenow 상관식을 통하여 히트파이프와 열사이폰 모두의 측정 결과와 보다 접근된 결과를 얻을 수 있었다. 다만 $C_{sf}=0.0034$ 을 적용한 경우 Rohsenow 상관식에 비하여 측정치는 약 30% 정도 큰 값을 나타내고 있다. 즉, 비등열전달 계수 $h_{exp}=1.3 \times h_{Roh}$ 의 관계를 나타내고 있다. 한편 충전율 70%의 열사이폰에 비하여 충전율 100% 열사이폰의 측정치는 약 100% 큰 값을 보였다. Fig.4는 증기온도(T_v)의 변화와 열유속 q_e 의 관계를 나타내었다. $q_e=30\text{kW/m}^2$ 이하에서는 측정치에서 증기온도의 영향은 크지 않다. 한편 $q_e=30\text{kW/m}^2$ 이상에서는 열유속 증가에 따라 비등 열전달 계수가 감소한다. 이러한 결과는 열유속의 증가에 따라 증기량이 증가하여 응축부 하단 및 증발부 상단에서 Flooding이 나타나기 때문이다. 이러한 현상이 발생할 때 증발부 상단의 벽 표면에서는 온도가 진동을 일으키며 또한 하단에 비하여 약 $20\sim 30^\circ\text{C}$ 이상 높은 값을 보인다. Fig.5는 이때의 온도의 진동을 나타내고 있다. Fig.6은 열전달 계수에 미치는 경사각의 영향을 나타낸 그림이다. 먼저 Fig.6에서 약간의 있으나 증발부 열전달 계수에 미치는 경사각의 영향은 미소하다. 다만 경사각에 따라 열전달 계수가 약간의 분산을 보이는 것은 경사각이 기포의 유동에 영향을 주기 때문이다.[12]

4.2 응축부 열전달 계수

Fig.7은 열유속 변화에 대한 응축열전달 계수를 나타낸다. 측정결과는 용기 내 벽의 구조에 따라 큰 차이가 발생하고 있다. 즉, 그루브가 있는 히트파이프에서는 Gregorig효과[12]에 의해 응축 열전달 계수도 열유속 $q_c=10\text{kW/m}^2$ 에서 열사이폰에 비하여 약 200~300%증가된 값을 보이고 있다. 그러나 열사이폰의 실험결과에서 관심을 끄는 것은 열사이폰의 경우 열전달계수가 히트파이프의 경우와 다르게 열 속의 증가에 따라 응축 열전달 계수가 증가하는 현상이다. Nusselt의 응축 메커니즘에서 보는 것과 같이 일반적으로 열유속의 증가에 따라 평균 응축액막의 증가에 의해 열전달 계수가 감소한다. 히트파이프에서는 이 결과와 그 경향이 일치하고 있으나 열사이폰에서는 반대 경향이 나타났다. Nusselt 상관식을 수정한 김철주의 상관식[4]은 히트파이프의 경우에 비하여 약 200% 낮은 값을 나타냈으나 그 경향은 일치하였다. 따라서 식 (5)에서 앞에서 언급한 Gregorig효과[12]를 고려한 수정계수 $C_N=4$ 를 도입함으로써 실험 결과와 접근시킬 수 있었으며 이 결과를 그림에 도시하였다.

Fig.8은 증기온도에 대한 열전달 계수의 영향을 나타낸 그림으로써 식(5)에 수정계수 $C_N=4$ 를 도입하여 $T_v=60^\circ\text{C}$ 에서 계산된 값을 함께 도시하였다. 한편 상당 열전도율을 고려하는 식(4)에 의하여 예측된 값은 $10^7\text{W/m}^2\text{K}$ 를 나타내어 실험치와 매우 큰 차이를 보였다.

Fig.9는 경사각의 영향을 나타낸다. 응축부 열전달 계수는 일반적으로 10° 미만의 경사각에서는 그 영향이 크다. 그러나 그 이상에서는 그 영향이 미미하다.[7] 실험적 결과에서도 이러한 경향을 확인할 수 있다.

5. 결론

PFC를 작동유체로 하는 히트파이프와 열사이폰에서 비등 및 응축 열전달 계수를 측정하고 관련 상관식과의 상관 관계에 대한 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 증발 열전달 계수는 Rohsenow 상관식이 실험치와 매우 접근된 결과를 보였다. 그러나 그루브가 있는 경우에는 Rohsenow 상관식에 의한 예측 결과보다 약 30% 큰 값을 나타내었다. 열사이폰에서는 충전율의 영향이 크게 나타났으며 100%의 경우 70%보다 약 30% 낮은 결과를 얻었다.

- 응축 열전달 계수는 증기온도와 경사각의 영향은 크며 히트파이프의 경우에 열사이폰에 비하여 약 200~300% 큰 값을 나타내었다. 이러한 결과는 히트파이프 내부 표면의 그루브에서 나타나는 Gregorig효과에 의한 것으로 볼 수 있다. 해석적 결과는 Nusselt 모델에 수정계수 $C_N=4$ 를 도입함으로써 매우 접근된 예측이 가능하였다.

후기

본 연구는 현대중공업의 '주전력 변환장치 개발에 관한 연구'의 위탁과제로 수행되었으며, 관계자 여러분께 깊이 감사의 말씀을 드립니다.

References

1. Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., Kimura, Y., Kotani, M., Sotani, J., 1993, "Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat Pipe [POWERKICKER-E] for Rolling Stock", Furokawa Review, No.12, pp.82~93.
2. Murase, T., Endo, T., Koizumi, T., 1984, "Heat Pipe Cooling System for Thyristors", 5th Internal Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, May, pp.14~18.
3. 김철주, 강환국, 김재진, 임광빈, "반도체 냉각용 히트파이프식 냉각기 관련기술" 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁연구 보고서. 1997.11
4. Chi, 1976, "Heat Pipe Theory and Practice", McGraw-Hill.
5. Imura, H., Kusuda, H., Oyata, J., Miyazaki, T., and Sakamoto, N., 1979, "Heat Transfer in the Two-Phase Closed Thermosyphon", Trans. JSME, Vol.45, pp.712~722.
6. Kaminaga, F. and Okamoto, Y., 1992, "Heat Transfer Characteristics of Two-Phase Thermosyphon Heat Pipe (1st Report, Boiling Heat Transfer Correlation in Heating Section)", J.of JSME, Vol. 58, NO.552, pp.2543~2549.
7. Negishi, K., and Sawada, T., "Heat Transfer Performance of an Inclination Two Phase Closed Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 26, No.8, pp.1207~1213, 1982.
8. Xu, G. Q., Yu, J. H., Chen, T. K., "An investigation on Heat Transfer performance of Gravity Heat Pipes with Various inclined angles", Multi-phase flow, pp.1434~1442, 1987.
9. 김철주, 강환국, 김윤철, 1996, "낮은 경사각을 갖는 밀폐형 2상 열사이폰의 열전달 특성에 관한 연구", 공기조화 냉동공학 논문집 제8권1호, pp.1~12.
10. 강환국, 김철주, 김재진, 이준엽, 임광빈, 1997, "전력제어 반도체용 열파이프 냉각장치의 열전달 성능 연구", 공기조화 냉동공학회 97동계 학술발표회 논문집, pp.390~395.
11. Rohsenow, W.M., "A Method of Correlating Heat Transfer for Surface Boiling of Liquids," Trans.ASME, vol.74, pp.967~976, 1952.
12. Carey, V.P., 1992, "Liquid-Vapor Phase Change Phenomena", Hemisphere Pub.
13. Dunn, P.D., Reay, D.A., Heat Pipes, 4th Ed. Pergamon Press, New York, 1994.

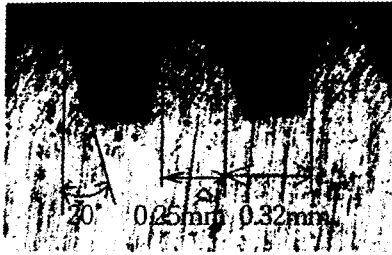


Photo.1 Microscopic structure of grooved tube.

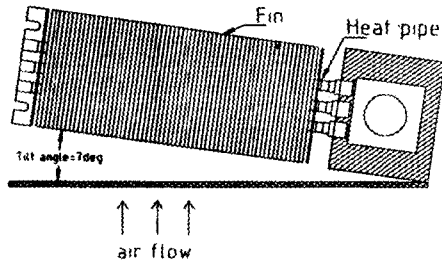


Fig.1 Natural convection type heat sink.

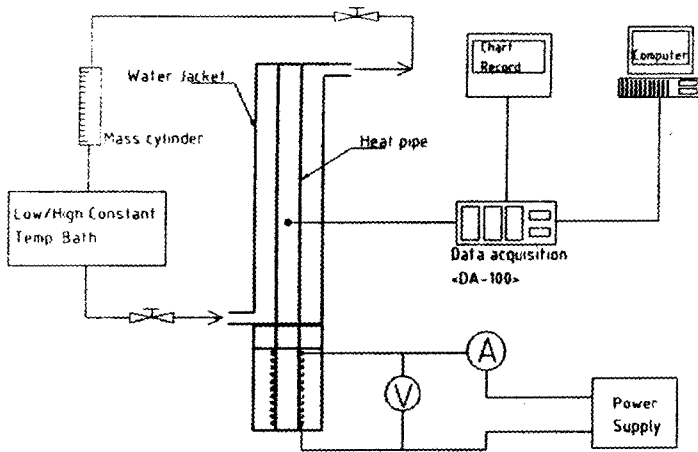


Fig.2 Schematic of operational test setup of heat pipes.

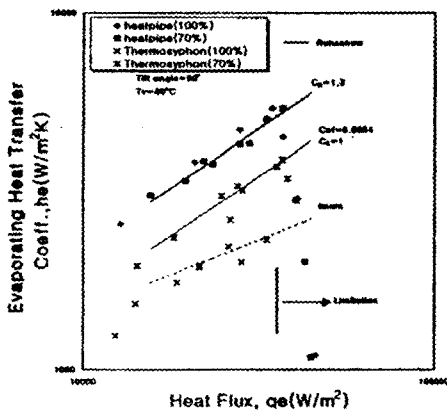


Fig.3 Variation of evaporator heat transfer coefficient.

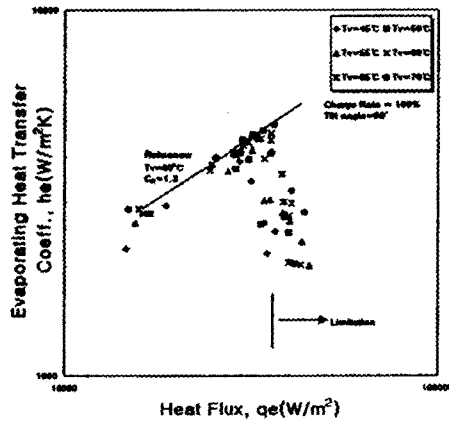


Fig.4 Effect of heat flux on evaporating heat transfer coefficient.

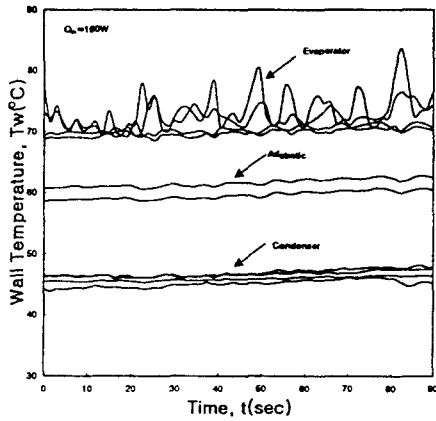


Fig.5 Time variations of wall temperatures at a heat flux near limitations.

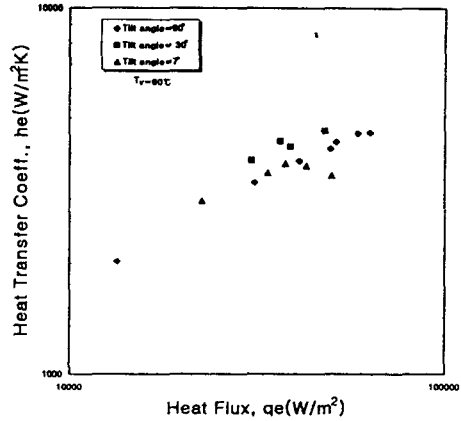


Fig.6 Effects of tilt angle on evaporating heat transfer coefficient.

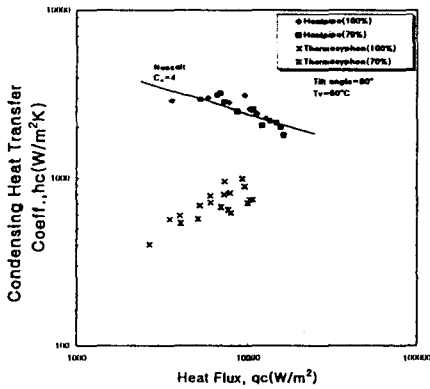


Fig.7 Effect of vapor temperature on condensing heat transfer coefficient.

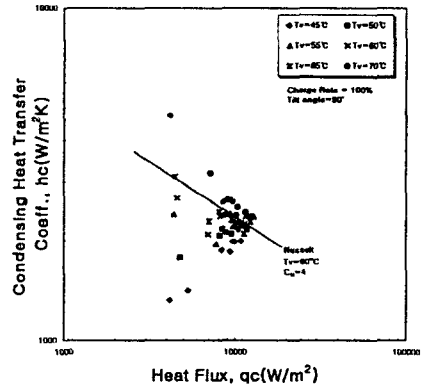


Fig.8 Effects of heat flux on condensing heat transfer coefficient.

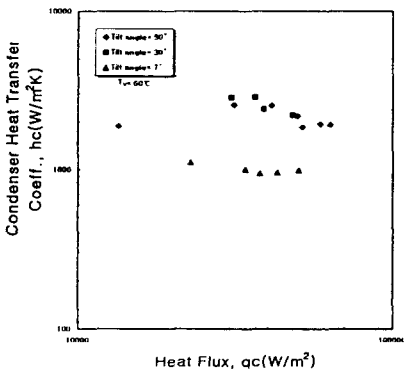


Fig.9 Effects of Tilt angle on condensing heat transfer coefficient.