

PFC 열사이폰의 플러딩 한계에 대한 해석적 연구

이진성*·김철주*

An Analytic Study on Flooding Heat Transport Limitation for a PFC Two-phase Closed Thermosyphon

Jin-Sung Lee, Chul-Ju Kim

Key Words: Flooding limitation (플러딩 한계), Thermosyphon (열사이폰), Condensate(응축액)

Abstract

The present study was conducted to determine flooding heat transfer limitation of a two-phase closed thermosyphon using PFC as working fluid. The variables such as pipe inner diameter, working fluid property, operating temperature were examined by way of analytic method. Comparison of experimental data on flooding heat transfer limitation shows a fairly good agreement with the analytic results. An expression for flooding maximum heat transfer rate was formulated as a function of Bond number and saturation pressure and written as follows ; $Q_{max} = 0.989 \cdot P_s^{0.286} \cdot Bo^{1.74}$

	기호설명		
Bo	Bond수, $D[g(\rho_l - \rho_v)/\sigma]^{0.5}$	l	액체
F	이상유동에 대한 마찰 변수	v	증기
m	질량유동율, kg/s	δ	기-액 계면
N_H	일정 열유속에 대한 변수		
N_T	일정 벽면온도에 대한 변수		
S	기-액계면 무차원 전단응력		
w	축방향 속도 성분, m/s		
y	반경방향 좌표		
z	축방향 좌표		
z'	축방향 무차원 좌표		
z''	응축부 무차원 거리, z/L_c		

1. 서론

오늘날 전기철도차량의 AC모터 속도제어 방식에는 여러개의 GTO 사이리스터와 다이오드가 요구되며 이러한 반도체 소자들은 스위칭 또는 저항열로 손실열을 발생하게 된다. 따라서 이들 소자들의 적정온도범위(100℃미만)를 유지하기 위해서는 소자의 발생열을 외부로 방출시켜야 한다. 이러한 반도체 소자 냉각에는 강제대류, 침적 비등, 히트파이프식 냉각방법이 있으며, 이중에서 히트파이프 냉각방법은 크기, 중량 및 유지보수 측면에서 다른 방식에 비하여 잇점을 가지고 있다.⁽¹⁻³⁾ 이 경우 사용되는 작동유체는 몇가지 제한조건을 만족시켜야 한다. 전기적으로 절연성을 가져야 하며 흑한의 겨울철에 냉시동 상태에서 정상작동을 할 수 있도록 작동유체의 3중점이 예상 최저 외기 온도보다 낮은 값을 가져야 한다. 또한 차량의 화재를 예상하여 작동유체가 가연성

그리스문자

δ	액막 두께, mm
δ'	무차원 액막두께
τ	전단응력, N/m^2

하첨자

E	실험에 의한 경험식
---	------------

* 성균관대학교 기계공학부

이 없어야하며 또한 오존층 파괴와 같은 환경저해 요인이 없어야 한다. 이러한 제한적 조건에 따라 철도 차량 GTO 사이리스터 냉각용 히트파이프의 작동유체로는 Perfluorocarbon(PFC, C_6F_{14})을 주로 사용하고 있다. PFC는 일반적으로 많이 사용되는 물, 알콜에 비해 열전도도와 표면장력이 작고 특히 증발잠열이 물에 비해 약 1/25 정도로 매우 작다. 따라서 동일 열유속에 대해 물이나 에탄올에 비해 증기 질량 유동율이 매우 크게 되며, 이러한 원인에 의해 플러딩에 의한 열전달 한계가 매우 낮게 나타나며, PFC 열사이폰 설계시 중요한 설계변수가 된다. 플러딩 현상은 열사이폰내의 기-액 경계면에서 서로 반대방향의 응축액과 증기유동에 의해 발생된다. 응축액과 증기유동간의 상대속도가 증가할수록, 응축부에서 증발부로 귀환하는 응축액의 유동율을 저하시키게 된다. 이와같이 증발부로 귀환하는 액유동이 증기유동에 의해 제한을 받을 경우 응축부 영역에 과잉의 응축액이 집중되며, 따라서 증발부의 dry-out을 야기시킬 수 있다. 개방된 이상유동에 대해 플러딩 한계를 예측할 수 있는 경험식에 대한 연구는 그동안 많이 이루어졌다. Wallis⁽⁴⁾, Kutateladze⁽⁵⁾ 등은 개방된 관로에서의 플러딩에 대한 해석 모델을 수정하여 이상 밀폐 열사이폰에 대한 관계식을 제시하였으며, 그 이후 개방된 이상유동에 대한 경험식을 이상 밀폐 열사이폰에 적용하고자 하는 연구가 많이 이루어졌다. Bezrodnyi⁽⁶⁾는 기-액 계면의 안정성 해석을 통하여 액막표면 wave의 진폭이 급격히 증가될 때 플러딩이 발생하는 것으로 간주하였으며, 플러딩 한계를 예측할 수 있는 상관식을 제시하였으며, Tien과 Chung⁽⁷⁾은 관의 크기와 표면장력의 효과를 고려하기 위해 Kutateladze와 Wallis의 상관식을 결합하여 새로운 관계식을 제시하였다. 그동안 플러딩한계에 대한 상관식들은 관의 기하학적 크기와 작동유체의 물성치에 따라 실험에 의해 계수를 결정하여 사용해야 되므로 여러 작동유체에 대해서 적용할 수 없는 문제점이 있다. 본 연구에서는 열사이폰 기-액 계면에서의 전단력을 고려한 응축액막 유동해석을 통하여 PFC를 작동유체로 사용하는 열사이폰의 플러딩 한계를 예측할 수 있는 유용한 관계식을 찾고자 하였으며, 여러 종류의 작동유체에 대한 실험치와 유동해석 결과를 비교하였다.

2 응축액막 유동해석

응축부의 관외벽에 형성되는 액막의 유동상태를 파악하기 위하여 Nusselt의 응축액막 해석이론을 이론을 확장하여 기-액 계면의 전단력을 고려하여 해석한 Seban과 Faghri⁽⁸⁾의 모델을 이용하였다. Fig. 1은 해석모델을 나타내고 있다. 응축액내의 속도분포는 응축액의 미소면적에 운동량 방정식을 적용하여 (1)식과 같이 나타낼 수 있다.

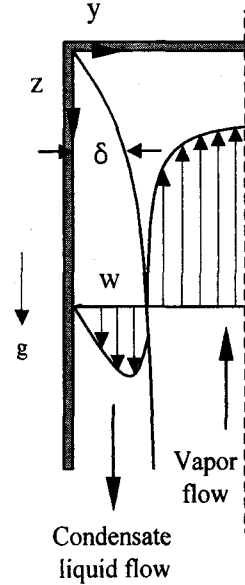


Fig. 1 Description of condensation phenomena in contact with countercurrent vapor in the condenser of a thermosyphon

$$\mu_l \frac{d^2 w}{dy^2} + \rho_l g = 0 \quad (1)$$

벽면과 기-액 계면에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$w=0 \text{ at } y=0, \quad \tau = -\mu_l \frac{dw}{dy} \text{ at } y=\delta$$

경계조건에 따라 (1)식을 적분하면 (2)식과 같이 응축액막내의 속도분포를 얻을 수 있다.

$$W_l = -\frac{\rho_l g}{\mu_l} \left(\frac{y^2}{2} - y\delta \right) - \frac{\tau_\delta y}{\mu_l} \quad (2)$$

응축액의 질량유동율은 (3)식과 같으며, 속도 분포식을 대입하여 (4)식과 같은 응축액의 질량유량식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_i = \int_0^\delta \rho \omega dy \quad (3)$$

$$= \frac{\rho_l^2 g \delta^3}{3\mu_l} - \frac{\rho_l \tau \delta^2}{2\mu_l} \quad (4)$$

미소 열전달량은 전도에 의해 응축액을 통하여 전달되므로 벽면과 증기온도가 일정한 경우 (5) 식과 같이 가정할 수 있으며, 이 식을 통하여 응축액의 두께에 대한 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$dQ = h_{fg} \cdot d\dot{m}_i = \frac{k(T_s - T_w)}{\delta} dz \quad (5)$$

(5)식을 무차원 형태로 (6)식과 같이 나타낼 수 있으며, 열속이 일정한 경우는 (7)식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d(\dot{m}_i / \mu_l)}{dz^+} = \frac{N_T}{\delta^+} \quad (6)$$

$$\frac{d(\dot{m}_i / \mu_l)}{dz^+} = N_H \quad (7)$$

$$\text{여기서 } N_T = \frac{k(T_s - T_w)}{\mu_l h_{fg}}, N_H = \frac{q_c}{h_{fg} \mu_l} \left(\frac{\nu_l^2}{g} \right)^{1/3}$$

$$z^+ = z \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3}, \delta^+ = \delta \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3}$$

한편, 증기의 레이놀드수 Re_v 에 대한 단상유동의 마찰계수는 식(8)~(10)과 같다.

$$Re_v < 2000, \quad \frac{f}{2} = \frac{8}{Re_v} \quad (8)$$

$$2000 < Re_v < 4000, \quad \frac{f}{2} = \frac{(Re_v)^{0.33}}{3050} \quad (9)$$

$$Re_v > 4000, \quad \frac{f}{2} = \frac{0.04}{(Re_v)^{0.25}} \quad (10)$$

Henstock과 Hanratty⁽⁹⁾는 이상유동에 대한 마찰계수를 예측하기 위하여 식(8)~(10)을 수정하여 다음과 같은 상관식을 제시하였다.

$$\left(\frac{f}{2} \right)_E = \frac{f}{2} (1 + 1400F) \quad (11)$$

여기서 층유액막유동인 경우 실험에 의해 F값은 다음과 같다.

$$F = \frac{\sqrt{2} \sqrt{Re_l}}{\sqrt{Re_v^{0.9}}} \frac{\nu_l}{\nu_v} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \left[1 - \exp\left(-\frac{S}{\delta^+}\right) \right] \quad (12)$$

$$S = \left(\frac{f}{2} \right)_E \frac{\rho_v}{\rho_l} W_v^{+2} + \frac{N_H}{\delta^+} W_v^{+2} \quad (13)$$

$$\text{여기서 } W_v^+ = \frac{W_v}{(\nu_l g)^{1/3}}$$

3. 결과 및 고찰

3.1 응축액막 유동해석

Fig. 2, 3, 4는 열사이폰 응축부에서 유동하는 응축액막내의 속도분포를 나타내고 있다. 관내경과 응축부 길이는 각각 20.4mm, 420mm이며, PFC를 작동유체로 사용하는 경우로써 앞절에서의 기-액 경계면에서의 전단력을 고려한 응축액막 유동해석에 의한 결과이다. Fig. 2는 열전달율이 100W의 경우로써 임의 단면에서 응축액막내의 반경방향 속도가 응축부 하단으로 갈수록 커지며, 기-액 경계면에서의 전단력의 영향은 적은 것으로 보인다.

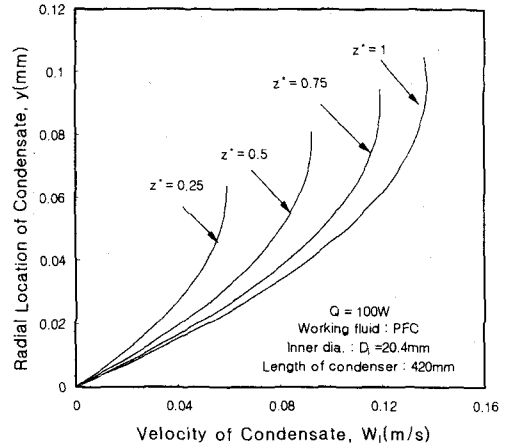


Fig. 2 Velocity distribution with respect to radial location of condensate(Q=100W)

Fig. 3은 200W의 경우로써 상방향 증기유동이 액막유동에 영향을 미치는 것을 보여주고 있다. 응축부 하단($z^* = 0.75, 1$)의 반경방향 속도의 크기가 오히려 중단보다 작게 나타나는 것을 볼 수 있으며, 특히 $z^*=1$ 의 경우 응축액이 증기유동로와 접하는 영역의 속도는 증기유동에 의해 아주 작은 값을 나타내고 있다. 열속을 더욱 증가시키면 이러한 기-액 경계면의 전단력은 영향은 더욱 심화되며, 응축액이 오히려 상방향으로 유동하는 현상이 발생된다. Fig. 4는 300W의 경우로써 응축부의 하단($z^* = 0.75, 1$) 부분은 상방향 유동을 나타내기 때문에 응축부 상, 중단 부분의 속도분포만 나타내고 있다. Fig. 5는 기-액 계면에 서로 반대 방향 유동에 의해 발생하는 전단응력 값을 나타내고 있다.

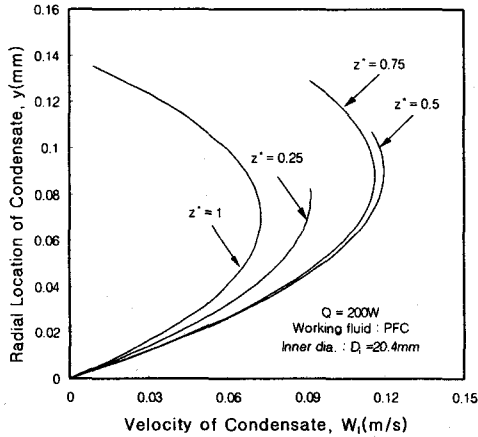


Fig. 3 Velocity distribution with respect to radial location of condensate(Q=200W)

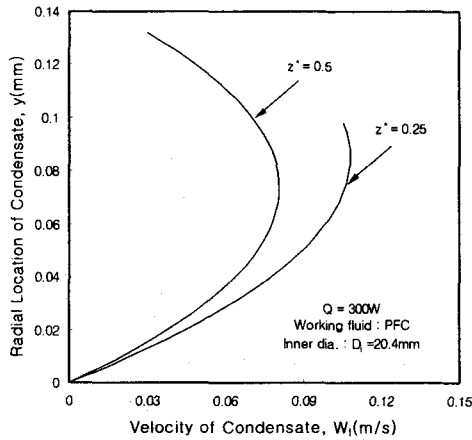


Fig. 4 Velocity distribution with respect to radial location of condensate(Q=300W)

앞의 액막내 속도분포에서도 관찰되었듯이 열유속 변화에 따라 전단응력 값의 차이가 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. Fig. 6은 열속변화에 따른 응축부의 축방향 액막두께 분포를 나타내고 있다. 실선과 점선으로 나타낸 값은 각각 기-액 계면의 전단력을 고려하지 않은 일반적인 Nusselt 해석 모델에 의한 경우와 전단력을 고려하여 계산한 값을 나타내고 있다. 100W의 경우 기-액 계면 전단력이 적기 때문에 두 경우 거의 비슷한 값을 나타내지만, 열속이 증가할수록 기-액 계면 전단력에 의해 증발부로의 액막유동율이 저하되기 때문에 액막두께가 두꺼워지는 것을 볼 수 있다.

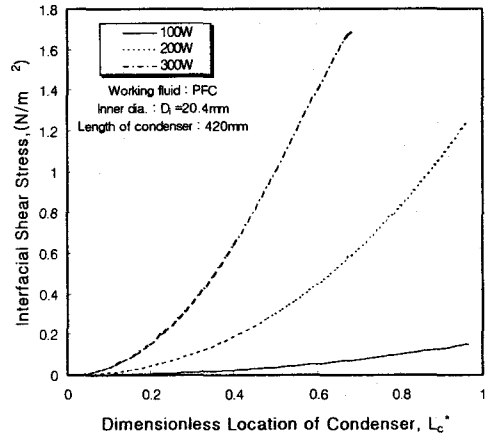


Fig. 5 Variations of local liquid-vapor interfacial shear stress

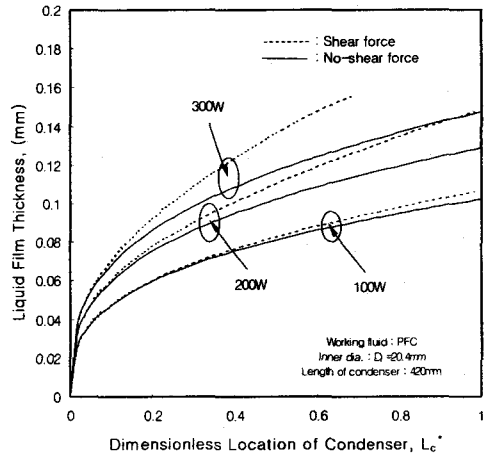


Fig. 6 Variation of condensate film thickness

따라서 이러한 액막두께 증가에 따른 열저항으로 인하여 열전달 성능이 저하되며, 또한 응축액의 증발부로의 유동율이 저하되기 때문에 dry-out을 야기시킬 것으로 생각된다.

3.2 플러딩 한계

기-액 계면에서의 전단력을 고려한 응축액막 해석에 의한 응축액내의 속도분포부터 플러딩 발생을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 응축액이 증기 유동에 의해서 상방향으로 유동하는 경우를 플러딩 한계가 발생하는 시점으로 간주하여 그

해석 결과를 여러 연구자들의 실험결과와 비교하였다.

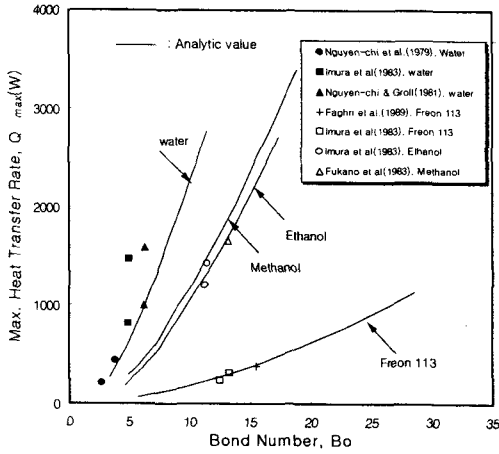


Fig. 7 Variation of flooding heat transfer limitation as function of Bond number

Fig. 7은 물, 에탄올, 메탄올 및 Freon 113에 대한 플러딩 한계 열전달율에 대한 실험치와 본 연구에서 수행한 해석결과를 나타내고 있다. 실험치가 충분히 확보되지 않아 넓은 범위의 Bond수에 대한 비교는 할 수 없지만, Freon 113, 에탄올, 메탄올의 경우 Bond수 10~15 범위에서 실험치와 본 연구에서 수행한 액막 유동해석에 의한 플러딩 예측 해석결과와 근접된 경향을 나타내는 것을 볼 수 있다.

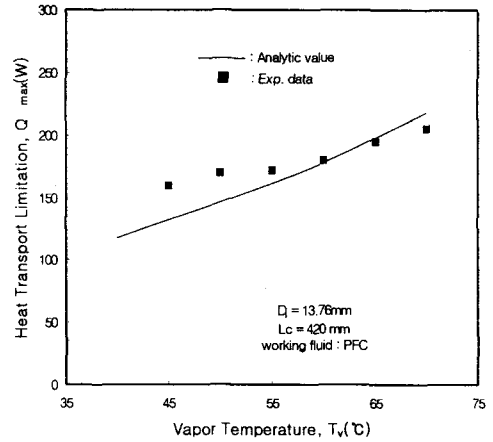


Fig. 8 Flooding heat transfer limitation of PFC thermosyphon

한편 작동유체가 물인 경우 Bond수 5부근에서 약 1.5~2배정도의 차이를 나타내고 있다. Table 1은 플러딩 한계에 대한 여러 연구자들⁽¹⁰⁾의 실험 조건 및 최대 열전달율 값을 나타내고 있다. Fig. 8은 PFC를 작동유체로 사용하는 열사이폰의 경우로서 내부 증기온도 변화에 따른 플러딩 한계 열전달율을 나타내고 있다. 증기온도 $T_v = 40 \sim 70^\circ\text{C}$ 범위에서 실험치⁽¹¹⁾와 해석에 의한 값은 근접된 경향을 나타내는 것을 볼 수 있다. 따라서 이상의 고찰로부터 응축 액막 유동 해석에 의해 플러딩 한계 예측이 가능할 것으로 생각된다.

Table 1 Experimental data for the flooding limit of closed two-phase thermosyphon

Researcher	Working fluid	Inner diameter, mm	Working temperature, °C	Bond number	Maximum heat transfer rate, W
H. Nguyen-Chi et al.(1979)	water	7.0	50	2.64	215
		10.0	50	3.78	428
H. Imura et al.(1983)	water	13.1	40	4.90	817
		13.1	60	5.0	1334
		13.1	100	5.23	2263
Nguyen-Chi and Groll(1981)	water	17.0	30	6.29	1000
		17.0	40	6.35	1479
		17.0	60	6.49	2046
Faghri et al.(1989)	Freon 113	15.9	56.5	15.54	394
H. Imura et al.(1983)	Freon 113	13.1	50	12.46	240
		13.1	60	12.96	272
H. Imura et al.(1983)	Ethanol	19.4	70	11.23	1209
		19.4	90	11.43	1425
T. Fukano et al.(1983)	Methanol	20.9	77	13.23	1658

Fig. 9는 PFC를 작동유체로 사용하는 열사이폰의 플러딩 한계를 Bond수와 증기온도변화에 대해서 나타낸 것이다. Bond수가 10~60 범위에서 열사이폰의 응축부와 내경의 바는 약 10~52 정도의 값을 갖는다. Fig. 9의 결과로부터 PFC를 작동유체로 사용하는 열사이폰의 플러딩 한계를 예측할 수 있는 상관식을 Bond수와 열사이폰내의 포화온도에 대한 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$Q_{\max} = 0.989 \cdot P_s^{0.286} \cdot Bo^{1.74} \quad (14)$$

여기서 열사이폰내의 포화압력은 $0.36\text{bar} \leq P_s \leq 1.53\text{bar}$ 의 범위를 갖는다.

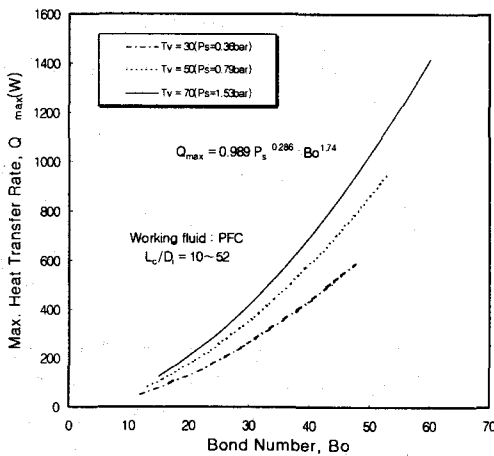


Fig. 9 Flooding heat transfer limitation of PFC thermosyphon as a function of Bond number and saturation pressure

4. 결론

본 연구에서는 PFC를 작동유체로 사용하는 열사이폰의 응축 액막 해석을 통하여 증기유동에 의한 영향을 알아보았으며, 플러딩 한계를 예측할 수 있는 상관식을 찾아가 하였고, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 열유속 증가에 따라 증기유동에 의한 기-액 계면의 전단력은 큰 변화를 나타내며, 응축액이 상방향으로 유동하는 플러딩 현상이 나타났다.
- 2) 플러딩 한계에 대한 여러 연구자들의 실험결과와 본 연구에서 액막 유동해석에 의한 해석치와 근접된 경향을 나타내었다.
- 3) PFC를 작동유체로 사용하는 열사이폰의 플러딩 한계를 예측할 수 있는 상관식을 Bond수와

증기압에 대해서 해석하였으며, 다음과 같은 식을 얻을 수 있었다.

$$Q_{\max} = 0.989 \cdot P_s^{0.286} \cdot Bo^{1.74}$$

참고문헌

- (1) Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., Kimura, Y., Kotani and Sotani, J., 1993, "Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat pipe for Rolling Stock," Furukawa Review, No. 12, pp. 82-93
- (2) Murase, T., Endo, T. and Koizumi, T., 1984, "Heat pipe cooling system for thyristors," 5th Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, pp. 14-18
- (3) Polasek and Zelco. M., 1997, "Thermal control of electric components by heat pipes and thermosyphons," 10th Int. Heat Pipe Conf.,
- (4) Wallis, G., 1969, "One dimensional two phase flow, McGraw-Hill, New York
- (5) Kutateladze, S. S., 1972, "Elements of hydrodynamics of gas-liquid systems", Fluid Mechanics-Soviet Research, Vol. 1, pp.29-50
- (6) Bezrodnyi, M. K., 1978, "The upper limit of maximum heat transfer capacity of evaporative thermosyphon," Teplenergetika, Vol. 25, pp. 63-66
- (7) Tien, C. L. and Chung, K. S., 1978, "Entrainment limits in heat pipes, " Proc. 3rd Int. Heat Pipe Conf., pp. 11-23
- (8) Seban, R. A. and Faghri, A., 1976, "Evaporation and heating with turbulent falling liquid films, " ASME J. Heat Transfer, Vol. 98, pp. 313-332
- (9) Henstock, W. H. and Hanratty, T. S., 1976, "The interfacial drag and the height of wall layer in annular flows," AIChE J., Vol. 22, pp. 990-996
- (10) Faghri, A., 1995, "Heat Pipe Science and Technology, " Taylor & Francis, Bristol
- (11) 김철주, 1998, "Heat pipe식 Heat sink 설계 및 제조기술개발"현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁연구 보고서