〈 논문 〉

기체 대향류가 존재하는 미소 액체 개수로 유동의 압력강하 특성에 관한 이론 및 실험적 연구

서정기† · 김성진* · 남명용**

(2005 년 2 월 1 일 접수, 2005 년 4 월 25 일 심사완료)

Study on the Pressure Drop Characteristics of Liquid Flow in Open Microchannels with the Countercurrent Vapor Flow

Joung Ki Seo, Sung Jin Kim and Myeong Ryong Nam

Key Words : Countercurrent Flow (대향류 유동), Groove Wick Heat Pipe (그루브 윅 히트파이프), Open Channel Flow (개수로 유동), Microchannel (미세채널)

Abstract

Because the liquid-vapor interfacial shear stress affects seriously the liquid flow and the maximum heat transport rate of the grooved wick heat pipe, an accurate modeling for the pressure drop characteristics of the liquid flow is required. A novel method for calculating the liquid pressure drop and the velocity profile of an open channel flow in a microchannel with an arbitrary cross-section is suggested and validated by experiments. An experimental apparatus for the Poiseuille number of the liquid flow in open rectangular microchannels with the hydraulic diameters of 0.40*mm*, 0.43*mm*, 0.48*mm* is used in order to reproduce real situations in the grooved wick heat pipe. Analytic results from the suggested method are compared with the experimental data and they are in a close agreement with each other.

기호설명

D	:	지름 (m)
f	:	무차원 마찰계수
L	:	길이 (m)
$\dot{m}$	:	유량 (kg/s)
P	:	압력 (pa)
Re	:	Reynolds 수
u	:	유속 (m/s)
μ	:	점도 (Ns/m^2)
ν	:	동점도 계수 (m^2/s)
ρ	:	밀도 (kg/m^3)
σ	:	표면장력 계수 (N/m)
τ	:	전단력 (N/m^2)

하첨자

l	:	액체
v	:	기체

상첨자

$-$	:	평균

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : jkseo@satrec.kaist.ac.kr
TEL : (042)869-8622 FAX : (042)861-0064
* 회원, 한국과학기술원 기계공학과
** 한국과학기술원 인공위성 연구센터

1. 서 론

최근 전자장비는 소형화, 고성능화의 추세에 따라 발전하고 있으며, 이들 전자장비를 냉각하기 위하여 좁은 공간에서 효율적으로 열을 이송시킬 수 있는 히트파이프가 널리 사용되고 있다. 특히, 그루브 윅 히트파이프의 경우 제조가 쉽고 저렴하게 제작할 수 있다는 장점을 지니므로 전자장비 냉각에 널리 사용되어 왔다. 하지만, 그루브 윅 히트파이프의 경우, 모세관력이 강하게 발생하지 않기 때문에 다른 윅 구조를 갖는 히트파이프보다 최대열전달량이 떨어지는 단점을 가지고 있다.[1] 이와 같은 단점을 보완하기 위한 방법

으로 그루브 윅 히트파이프의 열전달 성능을 예측할 수 있는 해석모델을 개발하고, 이를 통해 그루브 윅 히트파이프의 열전달 성능을 향상시키려는 많은 연구들이 진행되어 왔다.[2,3,4,5] 히트파이프의 열전달 성능해석을 위한 수학적 모델의 개발에 있어 가장 핵심이 되는 사항은 액체유동의 모델링 방법이라 해도 과언이 아니다. 작동유체의 구동력인 모세관력과 유동저항이 모두 그루브 내부에서 발생하기 때문이다.

특히, 그루브 윅 히트파이프에서의 액체유동은 기체와 액체가 서로 반대로 흐르는 미소 개수로(Open microchannel) 유동이라고 표현할 수 있다. 이 유동을 올바르게 해석하기 위해서는 그루브 형상, 기-액 경계면 형상 및 기-액 경계면 전단력이 액체유동에 미치는 영향들을 정량적으로 모두 고려해야 한다.

그루브 윅 히트파이프 내부의 액체유동 압력강하 특성을 구하기 위하여 일반적으로 해석적 방법과 수치해석적 방법이 주로 사용되었다. Hufschmidt[6] 등은 단면의 형상이 가장 단순한 사각 그루브에서 기체와 액체가 반대방향으로 흐르는 유동에 대한 해석해를 제시하였다. 그러나 이들의 연구에서는 해석의 편의를 위해 기-액 경계면의 형상이 평면(Flat)이라고 가정하였으며, 이는 실제 그루브 윅 히트파이프에서 발생하는 물리적인 상황과 다르다. 한편, 그루브의 형상이 복잡해짐에 따라 해석해를 구하기 어려워지므로, 많은 연구에서는 그루브 내부의 액체유동을 해석하기 위하여 수치해석적 방법들을 사용하였다.[7,8] 미소 개수로 유동에 대한 연구를 수행하는 근본적인 이유는 이를 이용하여 그루브 윅 히트파이프의 최대 열전달량을 해석할 수 있는 해석모델을 만든 후, 이로부터 열전달량이 극대화되는 그루브 형상을 도출하는데 있다. 하지만, 그루브 내부 액체유동을 수치해석적 방법을 이용하여 해석하는 경우는 그루브의 형상이 조금만 바뀌어도 계산모델을 상당히 수정해야하는 단점을 지니고 있다.

한편, 히트파이프는 1949 년에 개념이 소개된 이래 많은 연구자들에 의해 연구되었지만 액체유동 자체에 대한 실험적 연구사례는 극히 드물다. B & K Eng.[2]은 크기가 작은 사각 그루브에서 기체가 반대방향으로 흐를 때, 액체유동의 압력강하를 측정하는 실험을 수행하였으나 실험데이터가 경향성을 파악하기 힘들정도로 산만하게 분포하여 신뢰성에 의문을 갖게 한다. 한편, Ma[9]등은 수력지름이 비교적 큰 삼각 그루브에서의 유동에 대한 실험을 수행하였다. 이들은 그루브 폭이 작을 때는 기체유속이 증가함에 따라 액체유동의 압력강하량 특성변수인 Po 가 선형적으로 증가하며, 그루브의 폭이 넓어지면 기체유속이 증가할때 Po 가 비선형적으로 증가한다는 실험결과를 발표하였다. 하지만 앞서 언급한 모든 수치해석과 해석적 연구에서는 기체유속이 증감함에 따라 무차원 압력강하 특성변수인 Po 가 선형적으로 증가한다고 예측하고 있다. 따라서, Ma 등의 실험의 결과가 참이라면, 기존의 해석적 연구에서 사용된 경계조건에 오류가 있거나, 미소 개수로 유동을 해석함에 있어 액체유동에 영향을 미치지만기존에는 알려지지 않은 새로운 인자가 존재하는 것으로 추정할 수 있다. 하지만, 개수로 유동, 특히 실제 히트파이프의 그루브 크기를 갖는 개수로를 지나는 액체유동에 대한 실험은 매우 난해하며 그 연구사례가 드물기 때문에 이에 대해 명확히 답하기는 어려운 실정이다.

본 연구에서는 앞서 언급한 해석적 방법의 한계를 극복하여 임의의 그루브 유동을 모두 해석할 수 있는 새로운 해석적 방법인 Modified Shah method 를 제안하였다. 또한, 히트파이프 내부 그루브 유동을 모사하는 미소 개수로 유동에 대한 압력강하특성 실험을 수행하여, 액체유동의 유동특성을 파악하고자 하였다.

2. 미소 개수로 유동해석

2.1 유동의 압력강하특성 변수 (Po)

일반적으로 채널 내부를 흐르는 액체유동의 압력강하 특성을 나타내는 변수로써 유동의 무차원 마찰계수(f)와 레이놀즈수(Re)를 곱한 값인 Poiseuille number ($Po \equiv f \cdot Re$)가 사용된다. 폐수로 유동(Closed channel flow)의 경우 Po 는 유량, 단면적 등에 관계없이 유로의 단면형상에 의해서만 결정되며, 원관인 경우 Po=16 으로 알려져있다.

하지만, 미소 개수로 유동의 경우 액체유동이 기체와 만나는 경계면이 존재하며, 기-액 경계면의 형상은 Laplace-Young 방정식에 나타낸 액체와 기체의 압력차 및 표면장력계수에 의해 결정된다. 미소 개수로에 액체가 축방향으로 흐르는 고 기체가 반대방향으로 흐르는 경우, Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 액체는 축방향으로 압력이 감소하지만 기체는 액체와 반대로 흐르므로 축방향으로 압력이 증가하게 된다. 즉, 축방향으로 모세관반경은 변화하며 미소 개수로 유동는 액체유동 단면적이 변화할 수 밖에 없다.

아울러, 기체유동이 발생시키는 전단력의 영향으로 액체유동의 압력강하량은 기체유동이 없

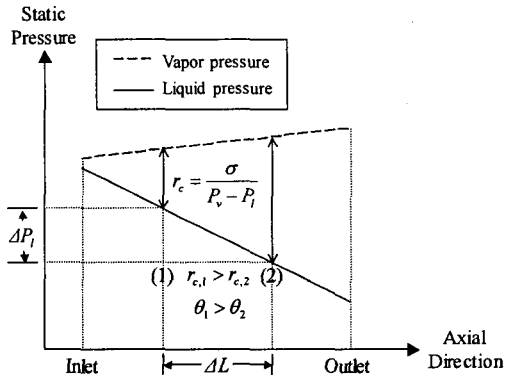


Fig. 1 Static pressure distribution along channel

는 경우보다 증가하게 된다. 이러한 영향을 살펴보기 위하여 Hufschmidt 등이 제시한 기체유동이 존재하는 사각단면 개수로 유동의 해석해를 정리하면, Po_{vap} 는 식 (1)과 같은 함수의 형태로 나타낼 수 있음을 알 수 있다.

$$Po_{vap} = Po_{novap}(1 + F\psi) \tag{1}$$

식 (1)에서 Po_{novap} 는 기체유동이 없는 경우 액체유동의 Po 를 의미한다. F 는 벽면의 형상에 의해서 결정되는 값이며 ψ는 경계면상에서 액체와 기체의 무차원 전단력비로써 식 (2)와 같다.

$$\psi = \frac{D_{h,l}\tau_v}{\mu_l \bar{u}_l} = \frac{D_{h,l}D_{h,v}}{4\mu_l \bar{u}_l}\left(\frac{dP_v}{dx}\right) = \frac{f\,\mathrm{Re}_v}{2}\left(\frac{D_{h,l}}{D_{h,v}}\right)^2\left(\frac{\nu_v}{\nu_l}\right)\left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)\left(\frac{\mathrm{Re}_v}{\mathrm{Re}_l}\right) \tag{2}$$

식 (1)과 식 (2)로부터 기체유동이 Po_{vap} 에 미치는 영향을 나타내는 변수로는 기체유동와 액체유동의 Re 비(Re_v/Re_l)임을 알 수 있다. 이상의 논의로 부터 기체유동이 존재하는 미소 개수로 유동에서의 Po_{vap} 에 영향을 미치는 인자를 정리하면 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Po_{vap} = f(T_{work}, \text{Wall and Interface shape}, \mathrm{Re}_v/\mathrm{Re}_l) \tag{3}$$

2.2 미소 개수로 유동의 Po 계산

Shah[10]는 임의의 단면형상을 가지는 폐수로 유동에 대한 압력강하를 해석적으로 구하는 방법을 제시하였다. 미소 개수로 유동의 Po 를 계산기 위한 Modified Shah method 는 Shah 가 제시한 방법을 발전시킨 것으로써, Fig. 2 에 나타낸 바와 같이 기-액 경계면 위에 기체 대향류가 흐르며 임의의 단면형상을 갖는 개수로 유동의 압력강하량과 무차원 속도분포를 계산하는 방법이다. 해석을 위해 유동방향으로 일정한 단면형상이 유지되며, 완전

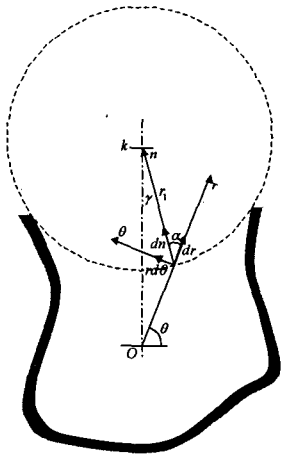


Fig. 2 Open channel with an arbitrary cross-section

발달된 유동을 가정한다. 2 차원 정상상태 r-θ 좌표의 운동방정식과 대향류가 흐르는 경우의 경계조건은 다음과 같다.

$$\nabla^2 u_l = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_l}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_l}{\partial \theta} = \frac{1}{\mu_l}\frac{dP_l}{dz} = C_1 \tag{4}$$

$$\text{B.C.s} \qquad u_l = 0 \quad \text{on} \quad \Gamma_{wall}$$

$$\tau_l = -\tau_v \quad \text{on} \quad \Gamma_{interface}$$

식 (4)에 식 (5)의 변환을 취하면 지배방정식과 경계조건은 식 (6)에 나타낸 바와 같이 u^*에 대한 Laplace 방정식 형태로 변환된다.

$$-\frac{u_l}{C_1} = u_l^* - \frac{r^2}{4} \tag{5}$$

$$\nabla^2 u_l^* = 0 \tag{6}$$

$$\text{B.C.s} \qquad u_l^* = \frac{r_i^2}{4} \quad \text{on} \quad \Gamma_{wall}$$

$$\mu_l\left(\frac{\partial u_l}{\partial n}\right) = -\mu_v\left(\frac{\partial u_v}{\partial n}\right) \quad \text{on} \quad \Gamma_{interface}$$

기체유속에 비해 액체유속이 매우 작기 때문에 기-액 경계면상에서는 기체유속을 0 이라 가정할 수 있으므로, 경계면상의 액체유속 경계조건은 다음과 같이 변화된다.

$$\left(\frac{\partial u_l}{\partial n}\right) = -\frac{\mu_v}{\mu_l}\left(\frac{\partial u_v}{\partial n}\right) = \frac{f\,\mathrm{Re}_{h,v}}{2D_{h,v}}\frac{\mu_v}{\mu_l}\bar{u}_v \quad \text{on } \Gamma_{interface} \tag{7}$$

한편, 변환된 Laplace 방정식은 식 (8)와 같은 일

반해를 가지며 이를 식 (6)에 대입하면 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$u_l^* = a_0 + \sum_{j=1}^{N} r^j \left(a_j \cos(j\theta) + b_j \sin(j\theta)\right) \tag{8}$$

$$-\frac{u_l(r,\theta)}{C_1} = -\frac{r^2}{4} + a_0 + \sum_{j=1}^{N} r^j \left(a_j \cos(j\theta) + b_j \sin(j\theta)\right) \tag{9}$$

또한, 식 (7)에 나타낸 경계조건은 식 (9)를 기-액 경계면에 수직한 방향으로 미분하면 식 (10)과 같다.

$$-\frac{1}{C_1}\frac{\partial u_l(r,\theta)}{\partial n} = -\frac{r}{2}\left(\frac{\partial r}{\partial n}\right) + \sum_{j=1}^{N} j r^{j-1}\left[\cos(j\theta)\left(\frac{\partial r}{\partial n}\right) - r\sin(j\theta)\left(\frac{\partial \theta}{\partial n}\right)\right] a_j + \sum_{j=1}^{N} j r^{j-1}\left[\sin(j\theta)\left(\frac{\partial r}{\partial n}\right) + r\cos(j\theta)\left(\frac{\partial \theta}{\partial n}\right)\right] b_j \tag{10}$$

그루브의 벽면을 나타내는 l 개의 경계점 (Boundary point)에 대한 좌표값을 식 (9)에 대입하며, 기-액 경계면의 형상을 나타내는 m 개의 경계점 좌표를 식 (10)에 대입하면(단, l+m=2N+1), 2N+1 개의 미정계수 a_0, a_j, b_j 에 대해 2N+1 개의 방정식이 생성된다. 이 방정식들을 연립하여 풀면 미정계수 a_0, a_j, b_j 를 구할 수 있다. 이들 미정계속들의 값을 식 (9)에 대입하면 유동의 속도분포를 계산할 수 있다. 아울러, 식 (10)의 미분항은 수학적으로 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dr}{dn} = \sin\theta \cdot \cos\gamma \mp \cos\theta \cdot \sin\gamma \tag{11}$$

$$\frac{d\theta}{dn} = \frac{1}{r}\left(\cos\theta \cdot \cos\gamma \pm \sin\theta \cdot \sin\gamma\right) \tag{12}$$

단,

$$\cos\gamma = \frac{k^2 + r_1^2 - r^2}{2kr_1}, \quad \sin\gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{k^2 + r_1^2 - r^2}{2kr_1}\right)^2}$$

기체가 흐르지 않는 경우의 액체유동 압력 강하와 기체가 흐르는 경우의 액체유동 압력 강하의 비를 계산하기 위하여 다음에 설명한 반복 계산 알고리즘을 사용하도록 한다.

(1) $\bar{u}_v = 0$ 인 경우에 대하여 식 (9)과 식 (10)을 이용하여 2N+1 개의 방정식을 세운 후, 미정계수 a_0, a_j, b_j를 계산한다.

(2) 유동면적에 대해 적분수행하여 $-\bar{u}_l / C_1$.를 계산한다.

(3) 계산하고자 하는 $\bar{u}_v$ 에 대하여 이전 단계의 평균유속과 무차원 액체유동 압력강하량을 갱신한다. ($\bar{u}_l' = \bar{u}_l$, $C_1' = C_1$)

(4) 식 (9)과 식 (10)을 이용하여 미정계수 a_0, a_j, b_j를 계산한다

(5) (3)과 (4)의 단계를 $C'_{1,old} \approx C'_{1,new}$ 까지 반복적으로 계산한다.

(6) 계산이 완료되면 기체가 흐르지 않는 경우와 기체가 흐르는 경우의 액체유동 압력강하비를 계산한다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l' \Big/ \left(\frac{dP}{dz}\right)_l = \frac{\bar{u}_l'}{\bar{u}_l} \frac{\int_c f(r,\theta) dA_c}{\int_c f'(r,\theta) dA_c} = (1 + F\psi) \tag{13}$$

3. 미소 개수로 유동 압력강하 측정실험

3.1 실험장치

실험장치는 크게 액체 및 기체유동 발생부, 압력측정부로 구성되어 있으며, Fig. 3 에 본 실험장치의 개념도를 나타내었다. 액체가 흐르는 미소 개수로는 폴리우레탄 튜브를 이용하여 Liquid reservior 와 주사기 펌프에 연결되어 있다. Fig. 4 에 미소 개수로의 구조를 나타내었다. 주사기 펌프를 Withdrawal 모드로 작동시키면 액체는 Liquid reservoir 에서 미소 개수로를 통과하여 주사기펌프로 이동하게 된다. 한편, 기체로는 Gas tank 에 담겨진 Compressed air 를 사용하였으며, Fig. 3 에 나타낸 바와 같이 Pressure regulator 를 통해서 감압된 후 기체채널로 유입된다. 기체유동과 액체유동의 차압은 마이크로 마노메터(FC012, Furness-controls, Inc.)를 이용하여 측정되었다. 기체채널의 단면은 70.0$mm(W)$ × 4.3$mm(H)$이며, 길이는 1200mm 이다.

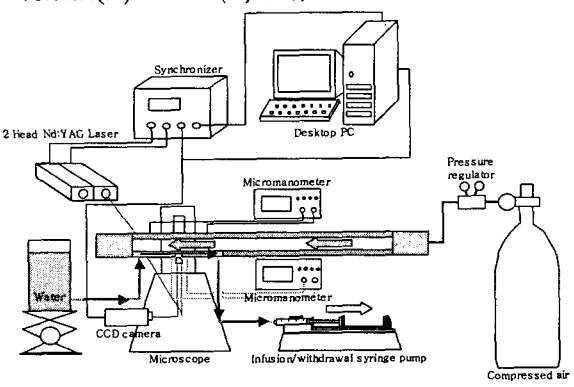


Fig. 3 Schematic view of the experimental apparatus

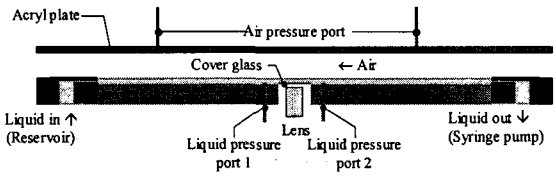


Fig. 4 *Configuration of the open microchannel*

Table 1 Dimensions of the open mirochannels

Channel	Width (μm)	Height (μm)	Length (mm)	Aspect Ratio	Hydraulic Diameter (μm)
#1	400	300	300	0.75	480
#2	303	300		1	403
#3	300	400		1.33	436

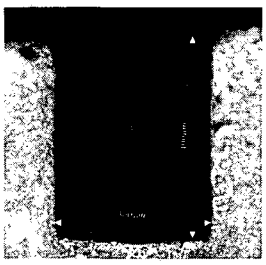


Fig. 5 Cross-section of the liquid channel (#3)

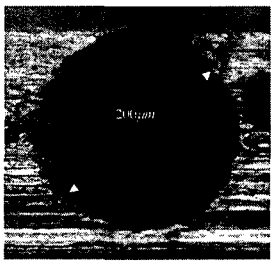


Fig. 6 Pressure tab for the liquid flow

또한, 기체채널의 중심부에 압력측정탭을 설치하여 기체의 압력을 측정하였으며, 이로부터 기체유속을 계산하였다. 미소 개수로는 알루미늄으로 가공되었으며, Table 1 에 요약된 바와 같이 높이와 너비가 다른 총 3 종류의 사각단면 형상을 갖는다. 미소 개수로의 길이는 300mm 이며, 액체유동의 압력을 측정하기 위하여 액체유로 바닥면에 지름 200μm 인 압력측정탭을 설치하였다. 미소 개수로의 단면과 압력측정탭의 사진을 Fig. 5 와 Fig. 6 에 나타내었다. 액체유량는 주사기 펌프(KD210, Kd-scientific, Inc.)를 이용하여 제어하였으며, 실험조건에 따라 0.1ml/hr ~ 0.3ml/hr 로 조정되었으며, 이를 Re 로 환산하면 약 0.1~0.2 의 값을 갖는다. 한편 미소 개수로와 튜브는 기포(Bubble)가 없도록 충

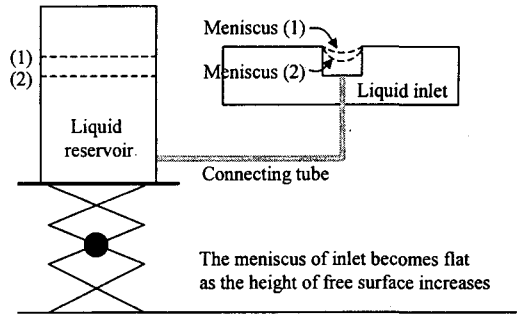


Fig. 7 Control of the apparent contact angle

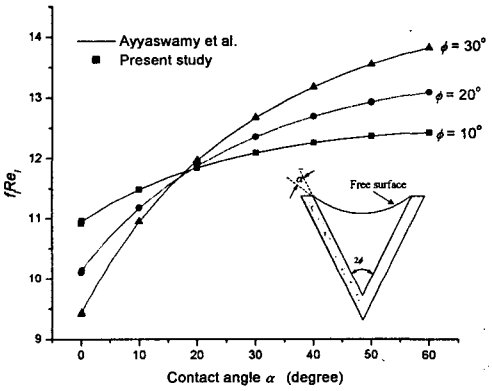


Fig. 8 Comparison of *Po* for triangular grooves

진되었다. 또한, 액체와 기체의 온도는 열전대(30Gage, Omega Engieering, Inc.)를 이용하여 측정되었으며, 모든 실험데이터는 Data acquisition (HP3497A, Agilent Technologies)을 이용하여 수집되었다.

기-액 경계면이 벽면과 이루는 접촉각(Contact angle)을 제어하기 위하여 Fig. 7 에 나타낸 바와 같이 Liquid reservior 의 높이를 조절하는 방법을 사용하였다. Liquid reservoir 의 수위를 낮추면 기-액 경계면의 형상이 점차로 오목해진다. 미소 개수로 중앙부에 설치된 Cover glass 창을 통해 기-액 경계면의 형상을 현미경을 통해 관찰할 수 있으며, 이를 이용하여 유동의 접촉각을 계산하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 기존의 이론적 연구결과와의 비교

먼저 Modified Shah method 를 이용하여 얻은 해의 타당성을 검증하기 위하여 기존 연구 결과들과 비교해 보았다. Ayyaswamy[11]등은 곡면 기-액 경계면을 가지는 삼각 그루브에 기체유동이 없는, 즉 기-액 경계면에 작용하는 전단력이 없는 경우에

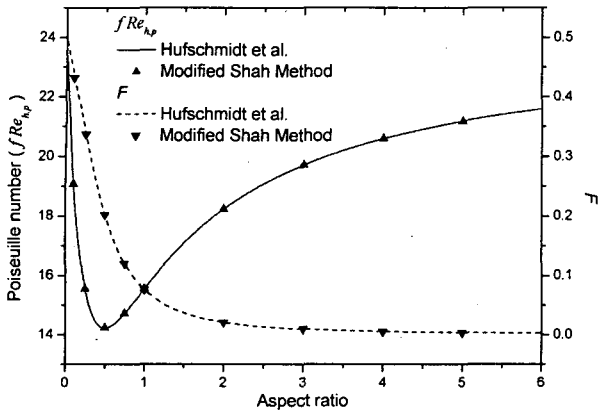


Fig. 9 Comparison of *Po* and *F* for rectangular grooves

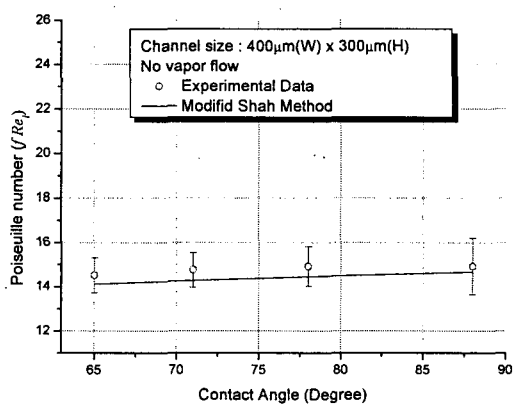
대한 해석결과를 제시한바 있으며, Modified Shah method 를 이용하여 얻은 결과와 이를 비교하였다. Ayyaswamy 등은 Fig. 8 에 나타낸 바와 같이 삼각 그루브와 기-액 경계면의 형상을 결정짓는 ϕ와 α 의 변화에 따른 *Po* 값을 구하였다. 이들의 결과와 비교해 보았을 때 최대 오차가 0.2%로 잘 맞음을 알 수 있다. 한편, 사각 그루브를 지나는 유동에 대해서 Hufschmidt 등이 제시한 해석해에서 얻은 *Po* 와 *F* 값을 Modified Shah method 로 부터 구한 결과와 비교하였다. 이를 Fig. 9 에 나타내었으며, 해석의 결과가 서로 거의 일치함을 알 수 있다.

4.2 실험결과와의 비교

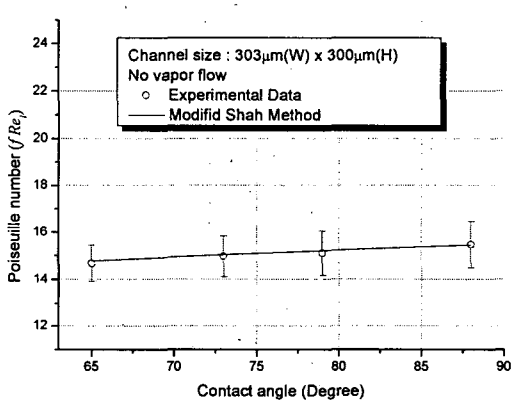
실험적으로 *Po* 를 얻기위한 수식을 식 (13)에 나타내었다. 식 (13)에서 ΔP_l 는 마이크로 마노메터를 이용하여 측정하였으며 액체유량은 주사기 펌프의 세팅값을 사용하였다. 접촉각과 미소 개수로 벽면의 형상은 현미경으로 측정되었고 이를 이용하여 액체유동 면적(A_l)과 수력지름($D_h \equiv 4A_l/P_{wet}$)을 계산할 수 있다. 또한, 계산에 필요한 액체의 물성치는 Liquid reservoir 의 온도측정 데이터로부터 구하였다.

$$Po_{\exp} = \left(\frac{\rho_l A_l D_h^2 \Delta P_l}{2\mu_l \dot{m}_l \Delta L} \right) \tag{14}$$

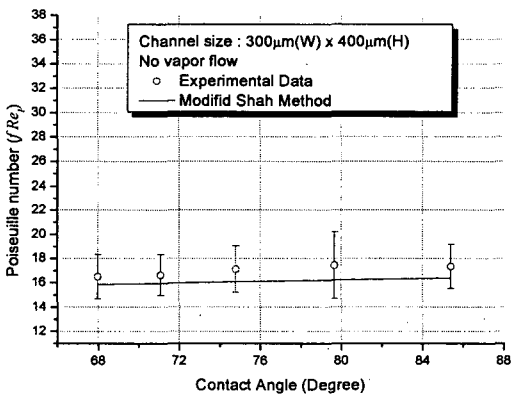
앞서 식 (3)에 언급된 미소 개수로를 지나는 액체유동에 영향을 미치는 여러 인자들 중에서, 먼저 벽면형상과 기-액 경계면의 형상변화가 *Po* 에 미치는 영향을 알아보고자 하였다. 이를 위해 미소 개수로의 Aspect ratio 와 접촉각을 변화시켜가며 *Po* 를 측정하였으며 그 결과를 Fig. 10 에 나타내었다. Fig. 10 의 실선으로 표시된 Modified Shah



(a) Channel # 1



(b) Channel # 2



(c) Channel #3

Fig. 10 *Po* for rectangular grooves without vapor flow

method 의 해석결과를 실험결과와 비교해볼 때, 이론과 실험이 최대오차 7.5%로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

또한, 액체와 반대방향으로 흐르는 대향류가 액체유동의 압력강하에 미치는 영향을 살펴보기

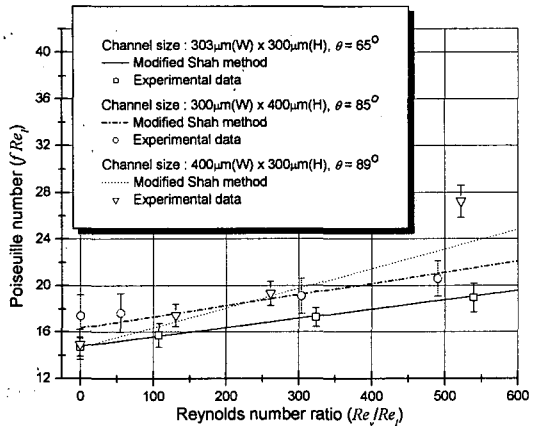


Fig. 11 *Po* for rectangular grooves with the counter-current vapor flow

위해 기체의 유속을 증가시켜가며 액체유동의 압력강하를 측정하였다.

Fig. 11 에 액체유동과 반대방향으로 기체유동이 발생하는 경우에 대한 실험결과와 이론적인 결과를 나타내었다. 실험결과로부터 미소 개수로의 폭이 좁은 경우에는 (Re_v/Re_l)가 증가하더라도 실험이 이론의 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 하지만, 미소 개수로의 너비가 넓고 메니스커스가 평평하며 (Re_v/Re_l)가 큰 경우에는 *Po* 가 이론적인 예측보다 증가하는 경향을 나타낸다. 실험에서 기체유동의 유속을 제어하기 위하여 Pressure regulator 를 사용하였으나, 기체의 유속이 증가함에 따라 기체유동의 유속이 일정하게 유지되지 못하고 유속떨림(Velocity fluctuation)이 증가함을 실험적으로 관찰할 수 있었다. 미소 개수로의 너비가 좁고, 기-액 경계면의 모세관 반지름이 작아서 모세관력이 강하게 발생하는 상황에서는 기-액 경계면이 안정하여 기체유속의 떨림에 영향을 거의 받지 않았지만, 미소 개수로의 너비가 넓고 기-액 경계면이 평평한 경우에는 모세관력이 미약하게 발생하기 때문에 기체유속 떨림에 따라 계면형상이 불안정 해지므로 유동의 압력강하가 급격히 증가하는 것으로 여겨진다.

이와 같은 현상은 앞서 언급한 Ma 등의 연구결과에서도 발견된다. Ma 등의 실험논문에서 기체유속이 작은 경우는 *Po* 가 선형적으로 증가하지만, 기체유속이 큰 경우는 *Po* 가 비선형적으로 급격히 증가한다는 결과를 제시하였다. Ma 등은 기체유동을 발생시키기 위해서 전기팬 (Electric fan)을 사용하였는데, 일반적으로 팬은 고속으로 회전할수록 유속이 균일하게 유지되지 못하고 떨림이 발생하기 시작한다. Ma 등의 실험에서 사용된 삼각 그루브의 너비는 최소 3.6*mm* 였으며, 그루브의 폭이 본 연구의 미소 개수로보다 9 배 이상 넓으므로 기-액 경계면의 형상이 거의 평평했다고 가정할 수 있다. 따라서, Ma 등이 실험한 모든 그루브에서는 모세관력이 매우 약하게 발생하였을 것이므로 *Po* 가 기체유속의 떨림에 많은 영향을 받게될 것으로 추정할 수 있다. 실제로 이들의 실험데이터에서도 이러한 경향이 발견되며, 이에 대해 Ma 등은 본 연구와 동일한 견해로 언급하고 있다.

Table 2 (Re_v/Re_l) of grooved wick heat pipes

	Working Fluid	T_{work} (K)	$D_{h,l}$ (mm)	$D_{h,v}$ (mm)	Re_v/Re_l
Plesh et al. [12] (Flat)	Water	353	0.19	1.85	266.8
Lin et al. [13] (Flat)	Water	313	0.36	5.66	176.1
Kim et al. [14] (Circular)	Water	313	0.17	2.18	126.8
Kim et al. [14] (Circular)	Water	333	0.14	3.18	110.6
Schlitt et al. [15] (Circular)	Ammonia	250	0.53	4.43	86.4
Schlitt et al. [15] (Circular)	Ethane	200	0.53	4.43	69.9
B. K. Eng. [2] (Circular)	Ethane	225	1.0	8.64	45.7
B. K. Eng. [2] (Circular)	Ammonia	300	1.0	8.64	41.7
Babin et al. [16] (Circular)	Water	333	0.11	0.6	31.6
B K. Eng. [2] (Circular)	Water	500	0.66	5.64	19.9

하지만, 이러한 경향은 (Re_v/Re_l)가 큰 경우에 발생하는 현상이며, Table 2 에 정리된 바와 같이 실제 그루브 윅 히트파이프에서는 (Re_v/Re_l)가 300 을 넘지 않는다. 본 연구에서 (Re_v/Re_l)가 300 보다 작은 경우에는 예외없이 Modified Shah method 로 부터 얻은 이론적인 결과가 실험결과와 매우 잘 일치하였다.

따라서, Modified Shah method 는 미소 개수로 유동에 영향을 주는 인자인 벽면 및 기-액 경계면의 형상과 (Re_v/Re_l)가 미소 개수로 유동의 압력강하에 미치는 영향을 잘 비교적 예측한다고 할 수 있으며, 본 연구의 목적인 그루브 윅 히트파이프의 액체유동해석에 사용할 수 있다고 결론 내릴 수 있다.

5. 결 론

그루브 윅 히트파이프에서의 액체유동은 물리적으로 기체의 대향류가 존재하는 미소 개수로(Open microchannel)를 흐르는 유동이라고 표현할 수 있

으며, 이와 같은 유동에 영향을 주는 인자로 그루브 형상, 기-액 경계면의 형상 및 기-액 경계면 전단력을 들 수 있다. 본 연구에서는 기존의 해석적 연구 및 수치해석적 연구의 한계를 극복하여 임의의 그루브 유동을 모두 해석할 수 있는 새로운 방법인 Modified Shah method 를 제안하였으며, 이로부터 얻은 결과가 기존의 연구결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있었다. 또한, 아직까지 실험적으로는 잘 알려지지 않은 히트파이프의 그루브를 지나는 유동을 모사하는 미소 개수로 유동에 대한 실험을 수행하였다. 이를 위해 총 3 종류의 사각단면 미소 개수로가 제작되었으며($D_{h,l}$=400~500 μm), 액체유동의 접촉각과 기체유속을 변화시켜가며 액체유동의 압력강하량을 측정하여 Po 를 구하였다. 그 결과 미소 개수로의 폭이 좁아서 모세관력이 강하게 발생하여 기-액 경계면의 형상이 기체유동의 유속떨림에 거의 영향을 받지 않는 경우에는 이론과 실험의 결과가 잘 일치하지만, 미소 개수로의 폭이 넓은 경우에는 기체유속의 떨림에 영향을 많이 받아서 (Re_v/Re_l)가 300 이상인 경우에는 이론과 실험의 결과에 차이가 나타남을 알 수 있었다. 하지만, 일반적인 그루브 윅 히트파이프의 (Re_v/Re_l)는 300 을 넘지 않으므로, 본 연구에서 제안한 Modified Shah method 를 그루브 윅 히트파이프의 액체유동해석에 사용할 수 있음을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 인공위성 센터 (SaTRec)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Faghri, A., 1995, Heat Pipe Science and Technology, *Taylor & Francis*, Washington, pp. 28~29.

(2) B & K Engineering, 1977, Summary Report for Axially Grooved Heat Pipe Study, *NASA Contract*, No. NAS5-22562.

(3) Khrustalev, D. and Faghri, A., 1994, "Thermal Analysis of a Micro Heat Pipe," *J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 189~198.

(4) Khrustalev, D. and Faghri, A., 1995, "Thermal Characteristics of Conventional and Flat Miniature Axially Grooved Heat Pipes," *J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 1048~1054.

(5) Hopkins, R., Faghri, A. and Khrustalev, D., 1999, "Flat Miniature Heat Pipes with Micro Capillary Grooves," *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 102~109.

(6) Hufschmidt, E., Burck, E., Di Cola, G. and Hoffman, H., 1975, "The Shearing Effect of Vapor Flow on Laminar Liquid Flow in Capillaries of Heat Pipes," NASA TT-F-16601, pp. 1~21.

(7) Suh, J. S., Greif, R. and Grigoropoulos, C. P., 2001, "Friction in Micro-Channel Flows of a Liquid and Vapor in Trapezoidal and Sinusoidal Grooves," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3103~3109.

(8) Thomas, S. K., Lykins, R. C. and Yerkes, K. L., 2001, "Fully Developed Laminar Flow in Trapezoidal Grooves with Shear Stress at the Liquid-vapor Interface," *Int. J. Heat and Mass Trasnfer*, Vol. 44, pp. 3397~3412.

(9) Ma, H. B., Peterson, G. P. and Peng, X. F., 1996, "Experimental Investigation of Countercurrent Liquid-Vapor Interactions and Their Effect on the Friction Factor," *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 12, pp. 25~32.

(10) Shah, R. K., 1975, "Laminar Flow Friction and Forced Convection Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Geometry," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 849~862.

(11) Ayyaswamy, P. S., Catton, I. and Edwards, D. K., 1974, "Capillary Flow in Triangular Grooves," *J. Appl. Mech.* Vol. 41, pp. 332~336.

(12) Plesh, D., Bier, W. and Schubert, K., 1991, "Miniature Heat Pipes for Heat Removal From Microelectronic Circuits," *Proc. ASME Annual Meeting*, Atlanta.

(13) Lin, L., Ponnappan, R. and Leland, J., 2002, "High Performance Miniature Heat Pipes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3131~3142.

(14) Kim, S. J., Seo, J. K. and Do, K. H., 2003, "Analytical and Experimenta Investigation on the Operational Characteristics and the Thermal Optimization of a Miniature Heat Pipe with a Grooved Wick Structure," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 2051~2063.

(15) Schlitt, K. R., Kirkpatrick, J. P. and Brennan, P. J., 1974, "Parametric Performance of Extruded Axial Grooved Heat Pipes From 100K to 300K," *Proc. AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer Conf.*, AIAA Paper No. 74-724.

(16) Babin, B. R., Peterson, G. P. and Wu, D., 1989, "Analysis and Testing of a Micro Heat Pipe During Steady-State Operation," *Proc.ASME/AIChE National Heat Transfer Conf.*, Philadelphia, Pennsylvania, 89-HT-17.