

가열식 액체용 질량유량계측기에 관한 이론 및 실험적 연구

김택영^{*†} · 강창훈^{*} · 신윤섭^{*} · 김태수^{*} · 최선호^{*}

* 한국산업기술대학교 기계공학과

Analytical and Experimental Study on a Thermal Liquid Mass Flow Meter

Taig Young Kim^{*†}, Chang Hoon Kang^{*}, Yoon Sub Shin^{*}, Tae Su Kim^{*} and Seon Ho Choi^{*}

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Polytechnic Univ.

(Received August 7, 2014 ; Revised January 26, 2015 ; Accepted February 2, 2015)

Key Words: Liquid Mass Flow Meter(액체용 질량유량계측기), Steady Heating Type(정상가열방식), Circular Tube Convective Heat Transfer(원형관 대류열전달)

초록: 가열식 액체용 질량유량계측기(LMFM, Liquid Mass Flow Meter)에 대하여 수치해석적으로 분석하였으며 실험을 통하여 검증하였다. 기존의 기체용 질량유량계측기(GMFM, Gas Mass Flow Meter)와 동일한 구조로 설계하였으나 계측온도차는 기체용에 비하여 정 반대의 특성을 나타낸다. 기체는 열용량이 작아서 계측관벽을 통한 전도열전달이 기체의 유동에 따른 대류열전달에 대응할 정도이므로 이들 상호작용의 결과 상·하류 써미스터의 온도차가 질량유량에 비례한다. 반면, 열용량이 큰 액체의 경우 대류열전달이 지배적이 되어 계측관벽을 통한 전도열전달이 무시되며, 결과적으로 온도차가 질량유량에 반비례한다. 계측관경과 히터의 권선폭은 LMFM의 중요한 설계인자로서 각각 최적화가 필요하다. 최적화 설계를 통하여 제작한 계측기는 반도체 생산장비의 극소유량 정밀제어 및 공급용으로 사용할 수 있다.

Abstract: Numerical analysis and experimental verification of a thermal liquid mass flow meter (LMFM) were performed. The configuration of the LMFM was the same as a gas mass flow meter (GMFM), but the opposite results in temperature difference between upstream and downstream thermistors occurred. In the case of the gas, the convection depending on the flow of thermal mass was small and comparable to the conduction through the sensor tube wall. The temperature difference was proportional to the mass flow rate due to their interaction. For the liquid flow, the convection overwhelmed the wall conduction because of the large flow of thermal mass caused by high density. The temperature difference in this case was inversely proportional to the mass flow rate. The tube diameter and heater wiring width are important design parameters, and the optimized sensor can be used to measure and control the infinitesimal liquid flow rate.

- 기호설명 -

A : 유동 단면적
 A_c : 계측관 총 단면적
 A_w : 계측관벽 단면적
 c_p : 유체의 비열
 d_i : 계측관 내경
 d_o : 계측관 외경
 k : 유체의 열전도도

k_w : 계측관벽의 열전도도
 k_m : 계측관벽과 유체의 단면평균 열전도도
 l_{ht} : 히터 권선폭
 l_s : 계측관 총 길이
 \dot{m} : 유체의 질량유량
 Δp : 계측관을 통한 압력강하
 \dot{Q}_{ht} : 히터의 총 가열량
 r : 반경-방향 좌표계
 r_i : 계측관 내부 반경
 \dot{q}_{ht} : 계측관 외피에서 히터의 열유속
 \dot{q}_o : 계측관 외피에서 총 열유속

† Corresponding Author, tagikim@kpu.ac.kr
 © 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

- \dot{q}_∞ : 계측관 외피에서 주위환경으로 열유속
 R''_∞ : 계측관 외피에서 주위환경과 열저항
 T : 유체의 온도
 T_m : 유체의 단면 평균온도
 T_o : 유체입구 및 주위 온도
 ΔT_m : 상·하류 써미스터 온도차
 T_w : 계측관벽 온도
 u : 유체의 완전발달 속도분포
 u_o : 유체의 단면평균속도
 z : 축-방향 좌표계
 ν : 유체의 동점성계수
 ρ : 유체의 밀도

1. 서 론

반도체 생산공정 중 기체와 액체유량의 정밀 계측 및 공급제어는 매우 중요하며, 한 공정라인에 100 개가 넘는 질량유량제어기(MFC, Mass Flow Controller)를 사용한다. 일반적으로 반도체 생산공정에서 기체유량의 정밀계측을 위하여 가열식 질량유량계⁽¹⁻³⁾를 사용하고, 액체에 대하여는 코리올리 힘을 이용하여 계측하는 유량계⁽⁴⁻⁶⁾를 사용한다. 코리올리 방식은 유체가 흐르는 얇은 관을 지속적으로 진동시키고, 가진 주파수의 원 위상과 액체 유동으로 인하여 발생하는 위상변화의 차를 측정함으로써 질량유량을 계측한다.^(3,4) 이에 따라 지속적으로 작동하는 부품이 존재하므로 내구성과 신뢰성이 제작의 중요한 요소이며 구조도 복잡하고 고가이다. 본 연구에서는 신뢰성이 우수한 기존의 GMFM 과 동일한 구조를 적용한 LMFM 에 대하여 수치해석을 수행하고 그 결과를 이론적으로 분석함으로써 실용성을 검토하였으며, LMFM 시작품을 제작하고 실험을 통하여 이론분석 내용을 검증하였다. 본 연구의 대상인 LMFM 은 Fig. 1 에 도시한 바와 같이 내경이 0.3mm 정도인 매우 얇은 원관 중심부에 선 히터를 감고 히터 상·하류에 각각 써미스터를 권선하여, 두 써미스터 사이의 온도차와 유체 질량유량 사이의 상관관계를 이용함으로써 계측한다. 이때 히터는 유체를 직접 가열하지 않고 계측관의 외피를 가열하며, 계측관벽을 통한 전도열전달에 의하여 계측관벽의 온도가 상승한다. 온도가 높아진 계측관 내벽이 유체와 접함으로써 유체가 가열되며, 더불어 유체 유동에 의한 대류열전달과 복합적으로 상호작용한 결과 상·하류 써미스터에 온도차가 발생하고 이러한 온도차가 유체 질량유량에 따라 변하는 특성을 이용하는 방식이다.

계측대상인 유체가 기체인 경우 상·하류 써미스터의 온도차는 Fig. 2 에 도시한 바와 같이 질량유량에 선형적으로 비례하며, 이는 이미 많은 연구결과^(1-3,7,8)로 검증되었고 GMFM 의 계측방식으로 활용된다. 그러나 그림에서 볼 수 있듯이 질량유량이 증가하여 특정한 영역을 넘어서면 비선형적인 경향을 나타낸다. 일반적으로 사용되는 GMFM 은 선형적인 특성을 나타내는 구간에서 사용된다.

동일한 형상에 대하여 측정유체가 액체인 경우에 대한 논문은 전혀 발표된 바 없으며, 본 연구를 통하여 매우 특이한 결과가 도출되었다. 측정유체가 액체인 경우 질량유량이 온도차의 역수에 선형적으로 비례하며, 이는 기체에서와는 정 반대되는 결과이다. 이와 같은 현상은 유체의 열용량 mc_p 에 의하여 강도가 결정되는 대류열전달이 계측관벽을 통한 전도열전달을 압도한 결과로 분석된다. 전도열전달을 무시하면 질량유량은 온도차의 역수에 선형적으로 비례함을 단순 이론식으로 유도할 수 있다. 액체유량이 극도로 줄어들면 대류열전달의 지배력도 감소하여 온도차의 역수에 비선형적인 경향이 나타나기 시작하고, LMFM 에서는 최저유량의 계측한계가 존재한다. 이러한 이론적 분석결과를 토대로 LMFM 시작품을 제작하고 실험을 수행하여 결과를 분석하였다. 실험결과는 이론적인 예측과 매우 잘 일치하였으며 본 연구결과의 타당성을 검증해 준다.

LMFM 으로서 신뢰성을 확보하기 위하여 다양한 설계인자에 대한 검토가 필요하다. 본 연구에서는 계측관의 내·외경과 히터의 권선폭에 대한 설계인자 분석을 수행하였다. 직경에 따라 유속이 변하므로 대류특성이 영향을 받아서 계측치의 선형성과 안정성에 영향을 미친다. 또한, 히터 권폭에 따라 전도열전달의 영향이 변하므로 최저유량 계측한계에 영향을 미친다. 계측관 내·외경과 히터 권선폭은 가열에 따른 액체의 온도상승에 영향을 미치고, 결과적으로 비등문제와 관련되므로 최적화가 필요하다. 환경은 LMFM 을 통과하는 유체의 압력강하에도 직접적인 영향을 미치므로 설계시 검토하여야 한다.

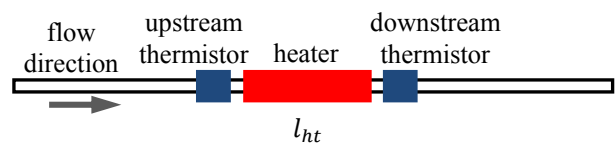


Fig. 1 Schematic diagram of the thermal mass flow meter

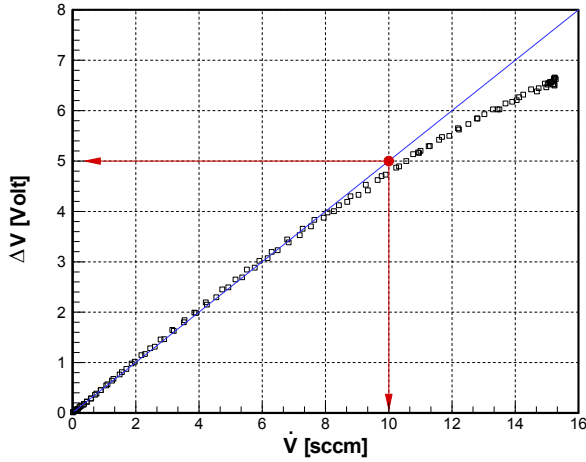


Fig. 2 Dependency between the gas volume flow rate and thermistor temperature difference for GMFM

2. 이론분석 및 결과

연구 대상인 계측기의 형상은 Fig. 1 에 도시한 바와 같이 기체 유량계측에 사용되는 전형적인 형상이다. 관의 내경은 약 0.3mm 정도이며 계측유량의 범위는 0.1~1.0 g/min 이다. 순수한 물을 계측용 액체로 고려한다면 Re 는 최대 130 정도 된다. 이 정도 Re 이면 유동장은 완전한 층류이며, 이때 유동의 수력학적 입구길이는 2.5mm 이하이다. 본 연구에서 설계한 계측관의 총 길이는 75mm 이므로 입구길이의 영향은 무시할 수 있다. 이에 따라 계측관내 유동은 완전발달 층류유동으로서 속도분포는 다음 식과 같다.

$$u(r) = 2u_o \left[1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \quad (1)$$

이와 같은 속도장을 적용하면 액체를 지배하는 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\rho u c_p \frac{\partial T}{\partial z} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2)$$

고체인 계측관벽에 대한 에너지방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$0 = k_w \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

이들 두 에너지방정식에 대한 입·출구에서 축방향 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T(r, 0) &= T_w(r, 0) = T_o \\ \frac{\partial T(r, l_s)}{\partial z} &= \frac{\partial T_w(r, l_s)}{\partial z} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

반경-방향 좌표계에 대한 경계조건은 다음과 같이 혼합식의 형태로 유도된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial T(0, z)}{\partial z} &= 0 \\ T(r_i, z) &= T_w(r_i, z) \\ k \frac{\partial T(r_i, z)}{\partial z} &= k_w \frac{\partial T_w(r_i, z)}{\partial z} \\ -k_w \frac{\partial T_w(r_o, z)}{\partial z} &= \dot{q}_o(z) \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)에서 $\dot{q}_o(z)$ 는 계측관 외피에 부과되는 열유속으로서 자연대류와 복사에 의한 주위로의 열손실로 구성되며 히터 권선폭 영역에서는 히터에 의한 가열이 더해진다. 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{q}_o(z) = \begin{cases} -\dot{q}_{ht} + \dot{q}_\infty(z) & \text{wired heater zone} \\ \dot{q}_\infty(z) & \text{other zone} \end{cases} \quad (6)$$

히터에 의한 가열량은 열유속 \dot{q}_{ht} 로 균일하지만, 주위로의 열손실 $\dot{q}_\infty(z)$ 는 다음 식과 같이 열저항 R''_o 로 표현할 수 있다.

$$\dot{q}_\infty(z) = \frac{T_w(r_o, z) - T_\infty}{R''_o} \quad (7)$$

열저항값은 계측관 외피의 열적조건에 의하여 결정된다. 실험에 사용한 센서는 Fig. 6 에 도시한 바와 같이 센서관을 금속 case 로 밀폐시켰다. 이는 외부 환경의 영향을 최소화시키기 위한 것으로, 외부 열유속은 자연대류와 복사열전달로 구성된다. 자연대류조건은 관이 U 자형이므로 길이방향으로 변할 것이다. 이러한 특성을 수치해석에 모두 반영하는 것은 해석의 복잡성을 유발한다. 이에 따라 본 연구에서는 저자가 기체센서의 해석에서 적용한 값을 사용하였다. 이 때 $R''_o = 0.01 \text{m}^2\text{K/W}$ 로, 이 값은 기체센서의 실험결과와 온도에 대한 정성적인 비교를 통하여 산출한 값이다.

언급한 바와 같이 유동이 완전발달 층류유동이므로 계측관을 통하여 다음과 같은 Hagen-Poiseuille 유동의 압력강하가 존재한다.

$$\Delta p = \frac{128 \nu l_s \dot{m}}{\pi d_i^4} \quad (8)$$

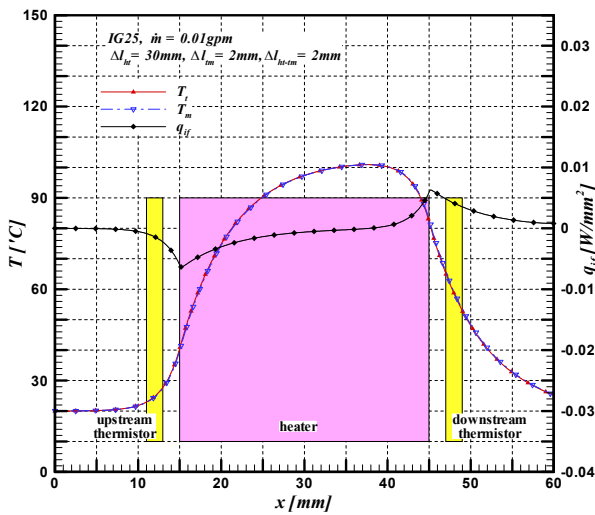
상기에 나열한 지배방정식과 경계조건을 유한차분법으로 해석하였다. 반경-방향 격자계는 유체장에 대하여는 20 개, 계측관벽은 8 개를 고려하였으며, 축-방향으로는 1980 개를 도입하였다. 격자수는 수치해석의 결과가 오차한계 10^{-8} 에서 변화가 없는 경우를 고려한 것이다. 수치해석은 실제 제작을 고려한 설계 안을 기준으로 수행하였다. 상·하류 서미스터의 권선폭은 5mm 를 적용하였고, 히터 권선폭은 $l_{ht}=20, 30, 40\text{mm}$ 등을 고려하였으며, 이의 변화에 대한 LMFM 의 특성변화를 고찰

하였다. 또 다른 중요한 설계인자인 계측관 내경은 유동에 의한 대류열전달을 지배하고 외경과 내경의 차이인 두께는 계측관벽을 통한 축-방향 전도열전달을 지배하므로 본 연구에서는 매우 중요

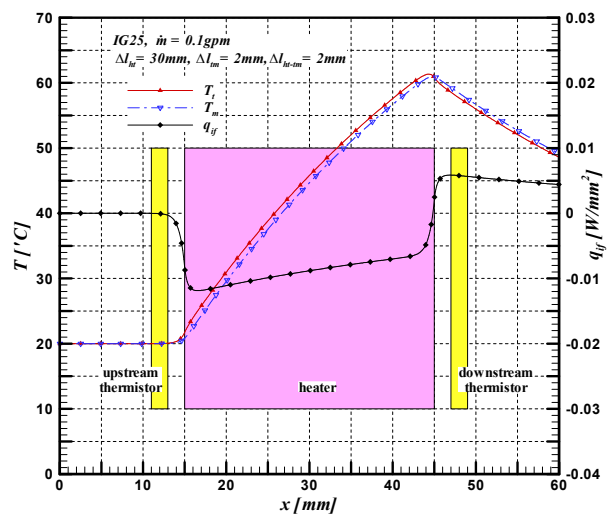
중요한 검토 대상이다. 실제 제작 시에 원하는 환경에 대하여 모두 제작할 수 없으며, 상품화되어 판매되는 모세관을 사용하였으므로 기존에 유통되는 관에 대하여 수치해석을 수행하였다. 모세관의 직경에 대한 자료는 Table 1에 제시한 바와 같이 Gage로 구분되며, 본 연구에서도 분류된 환경에 대한 분석하였다. 계측관의 재질은 SUS316L 이고, 사용유체는 순수한 물로 입구에서 $T_{in}=20^{\circ}\text{C}$ 로 주입된다. 물의 물성치는 예측되는 온도범위에서 변화가 작으므로 일정하다고 가정하였다. 기술한 자료를 이용하여 수치해석을 수행하였으며 그 결과를 그래프로 도시하여 분석하였다. Fig. 3은 IG25인 계측관에 30mm 권선폭의 히터를 장착한 경우, 질량유량에 따른 관벽 및 유체의 단면 평균 온도와 계측관 내벽에서의 열유속 변화를 축-방향으로

Table 1 Specifications of sensor tubes for type of gage

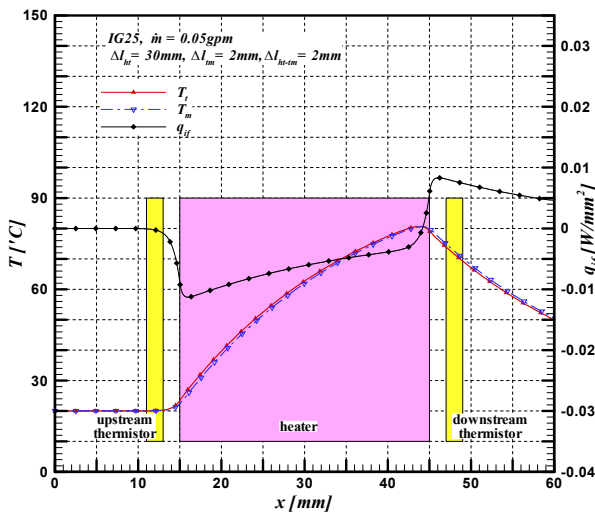
Tube Gage	Inner Diameter	Outer Diameter	Thickness
IG 22	0.46mm	0.72mm	0.26mm
IG 23	0.41mm	0.64mm	0.23mm
IG 24	0.38mm	0.56mm	0.18mm
IG 25	0.33mm	0.51mm	0.18mm
IG 26	0.26mm	0.46mm	0.20mm
IG 27	0.22mm	0.41mm	0.19mm
IG 28	0.18mm	0.36mm	0.18mm



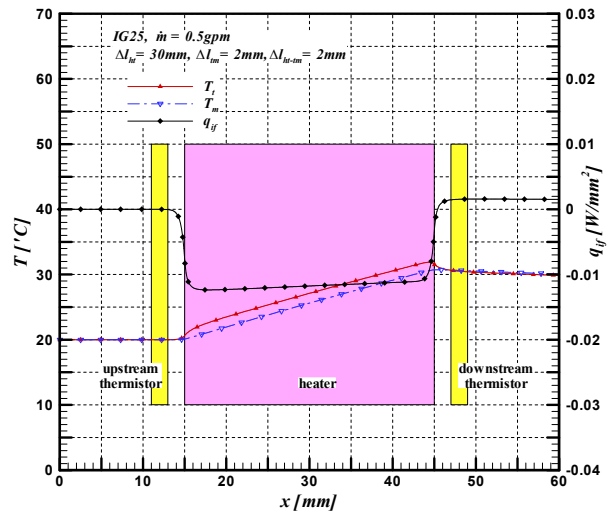
(a) For the case $\dot{m}=0.01\text{g/min}$



(c) For the case $\dot{m}=0.1\text{g/min}$



(b) For the case $\dot{m}=0.05\text{g/min}$



(d) For the case $\dot{m}=0.5\text{g/min}$

Fig. 3 Axial variations of the sensor wall and flow mean temperatures with the heat flux at inner surface

도시한 것이다. 질량유량이 0.01g/min (a)로 극소량이면 계측관 벽과 유체의 단면평균 온도가 비선형적으로 증가하고, 특히, 히터 구간 10mm 를 지나면서 온도기울기가 급격히 감소하고, 히터 구간에서도 온도가 하강하여 기울기가 음(-)인 구역이 5mm 정도 존재한다. 이러한 온도분포는 유체유동에 의한 대류열전달과 축-방향 전도열전달이 복합적으로 작용하여 나타난 것으로 판단된다. 질량유량이 0.05g/min (b)로 증가하면 비선형성이 감소하여 단조증가적인 온도분포를 나타내지만, 여전히 온도변화는 선형이 아니다. 유량이 0.1g/min (c), 0.5g/min (d)로 증가할수록 온도분포의 선형성이 강화된다. 유량이 적을 때는 관벽과 유체의 온도가 거의 일치하지만 유량이 증가할수록 온도차가 증가하기 시작한다. 계측관 내벽에서의 열유속은 유량이 적을 때는 비선형적으로 증가하는 경향을 나타내지만 유량이 커지면 선형적으로 변하고, 유량이 더욱 증가하여 0.5g/min (d)이 되면 열유속은 거의 균일한 분포를 나타낸다. 이때는 이미 언급한 바와 같이 유체온도도 선형적으로 변한다.

이러한 온도 및 열유속의 변화에 대하여 지배방정식을 단순화 함으로써 수식을 통하여 평가할 수 있다. 식 (2)를 유체의 유동단면에 대하여 적분하고, 식 (3)은 계측관벽의 단면에 대하여 적분한다. 분석의 단순화를 위하여 계측관벽의 단면평균온도를 유체의 단면평균온도와 같다고 가정하고, 식 (2)와 (3)의 적분식을 더하면 다음과 같이 단순화된 적분형 에너지방정식을 유도할 수 있다.

$$\dot{m}c_p \frac{dT_m}{dz} = k_m A_c \frac{d^2 T_m}{dz^2} + \pi d_o \dot{q}_o(z) \quad (9)$$

식 (9)에서 k_m 은 총 단면평균 열전도도로써 다음과 같이 정의하였다.

$$k_m = \frac{Ak + A_w k_w}{A_c} \quad (10)$$

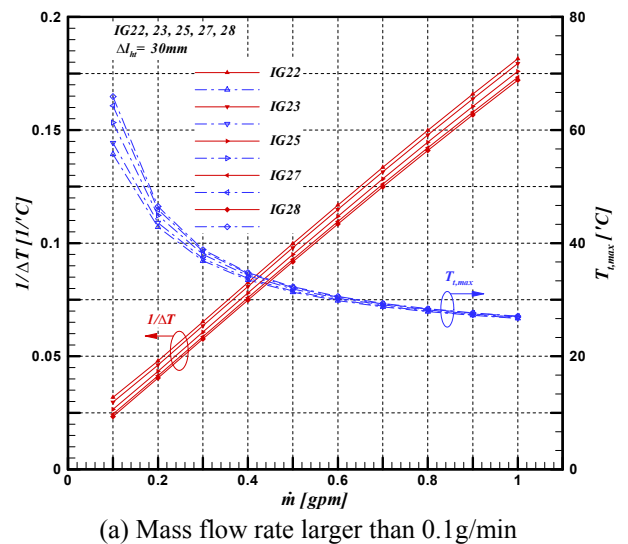
관의 총 단면은 유동단면과 계측관벽 단면의 합으로 $A_c = A + A_w$ 이다. 질량유량이 증가하면 대류열전달을 지배하는 $\dot{m}c_p$ 가 커져서 식 (9) 우변의 첫항인 전도열전달 항을 무시할 수 있게 된다. 이식을 히터구간에 대하여 적분하면 다음과 같은 온도차에 관한 식을 유도할 수 있다.

$$\Delta T_m = \frac{\dot{Q} h t}{\dot{m} c_p} \quad (11)$$

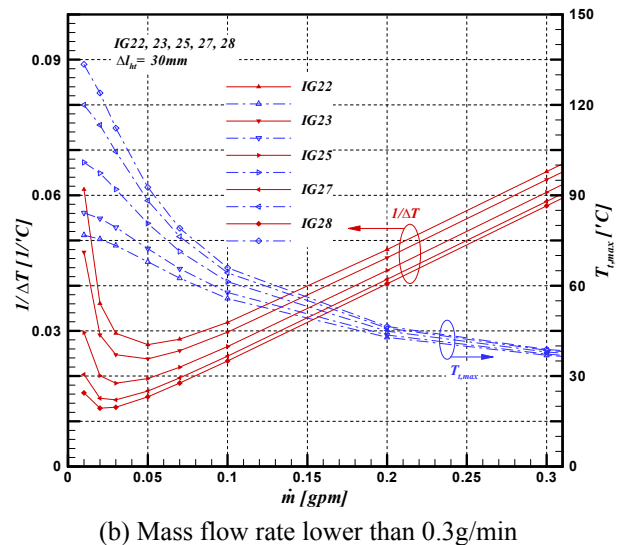
편의상 외피에서 주위로 열손실은 히터 열유속에 비하여 무시할 수 있다고 가정하였다. 식 (11)은 관벽의 열량이 일정할 때의 전형적인 이론해로서 히터구간 입·출구의 온도차는 질량유량에 반비례

함을 보여준다. 질량유량이 작으면 전도열전달을 무시할 수 없으며, 기체유동과 같이 열용량이 매우 작은 유동에 대하여는 히터 구간 입·출구의 온도차가 질량유량에 비례한다($\Delta T_m \propto \dot{m}$). 즉, 액체에 대하여는 기체유량 계측에 적용한 관계식을 사용할 수 없으며, 정반대되는 온도차와 질량유량 사이의 반비례식을 사용하여야 한다.

LMFM 으로서의 활용성을 분석하기 위하여 다양한 환경에 대하여 수치해석으로 분석한 유량과 온도차 역수의 상관관계를 Fig. 4 에 도시하였다. 유량이 0.1g/min 이상 (a)에서 모든 환경에 대하여 온도차 역수가 선형적임을 볼 수 있다. 환경이 작을수록 저유량에서 최고온도가 높게 나타난다. 액체의 비등을 고려한다면 환경이 작을수록 불리하다. 유량이 감소하여 0.1g/min 이하 (b)가 되면 온

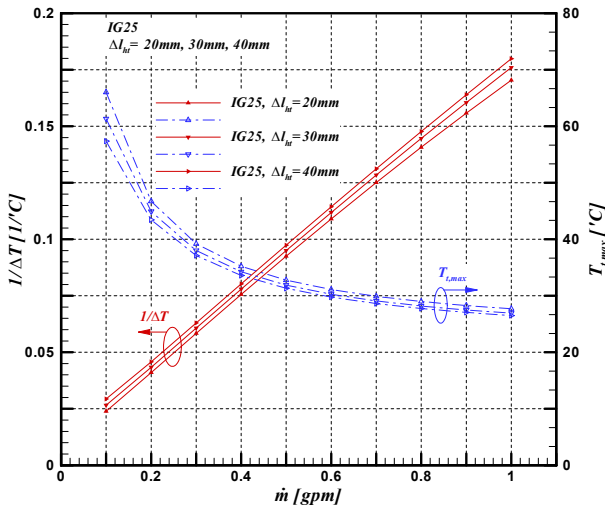


(a) Mass flow rate larger than 0.1g/min

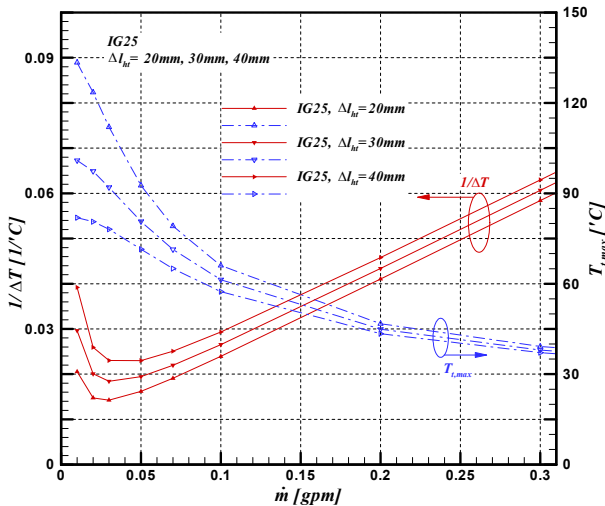


(b) Mass flow rate lower than 0.3g/min

Fig. 4 The numerical investigation on the measuring characteristics of LMFM in respect of tube diameter



(a) Mass flow rate larger than 0.1 g/min



(b) Mass flow rate lower than 0.3 g/min

Fig. 5 The numerical investigation on the measuring characteristics of LMFM in respect of heater wiring width

도차 역수가 비선형적으로 변하고 더욱 작은 유량에서는 유량감소에 따라 온도차 역수가 오히려 증가한다. 이는 기체 유량계에서 나타나는 현상과 같이 온도차가 질량유량에 비례함을 의미하며, 기체 유량계측에서는 나타나지 않는 유량계측 최저한계가 액체 유량계측 시 존재함을 확인할 수 있다.

식 (8)에서 볼 수 있듯이 계측관을 통한 압력강하는 관내경의 4 제곱에 반비례한다. 압력강하가 크면 유량계측에 의하여 시스템 전체에 미치는 영향이 커지므로 바람직하지 못하다. 즉, 최저한계를 고려하면 계측관경이 작을수록 좋지만 압력강하에 의하여 제한적이다. 최고온도를 낮추려면 계측관경이 어느 정도 이상 커야 한다.

LMFM의 또 다른 설계인자인 히터 권선폭에 대하여 수치해석을 통한 분석을 수행하였으며, 그

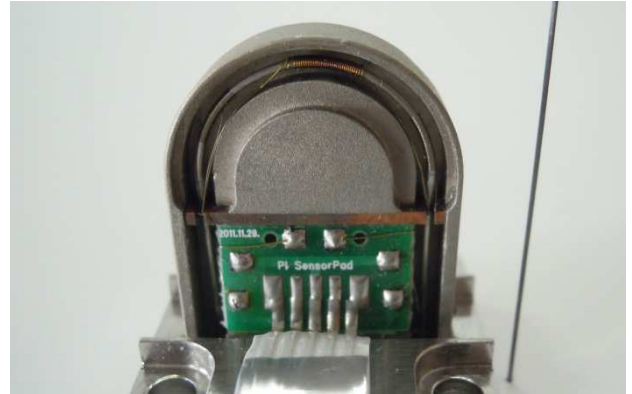


Fig. 6 The manufactured LMFM comparing the size with the sharp pencil lead in 0.3mm

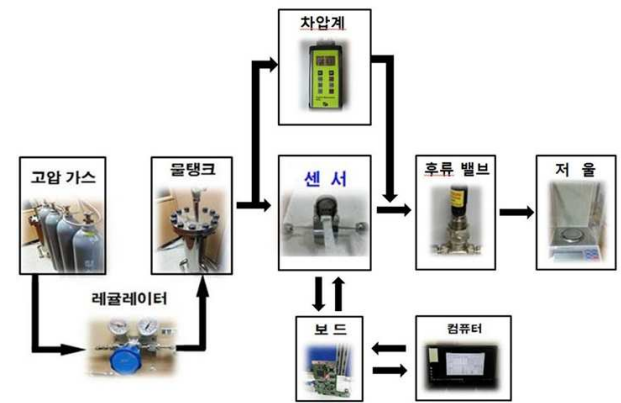


Fig. 7 The schematic diagram of the experimental setup

결과를 Fig. 5에 도시하였다. 질량유량이 0.1g/min 이상 (a)이면 히터 권선폭이 $l_{ht}=20, 30, 40\text{mm}$ 로 변해도 선형성이 유지된다. 히터의 길이가 짧을수록 유체의 온도가 높아서 비등 문제에서 불리하다. 유량이 0.1g/min 이하 (b)가 되면 비선형성이 나타나고, 유량계측의 한계가 발생한다. 유량계측의 최저한계는 히터 권선폭이 좁을수록 감소하지만 액체 비등을 고려한다면 히터 권선폭은 최적설계의 대상이다.

이와 같이 수치해석을 통하여 LMFM의 특성과 설계인자에 대하여 이론적으로 분석하고 고찰하였다.

3. 실험적 검증

제 2절에서 수행한 이론적 분석을 검증하기 위하여 LMFM 시작품을 다수 제작하여 실험을 수행하였다. Fig. 6은 제작한 계측기의 사진으로, 계측관의 굵기를 0.3mm 샤프심과 대조할 수 있도록 함께 제시하였다. LMFM은 주위환경의 영향을 최소화하기 위하여 덮개로 밀폐한다. 이와 같이 제작한 LMFM 시작품을 Fig. 7에 도시한 실험장치에 설치하고 유량계측 실험을 수행하였다. 고압질소

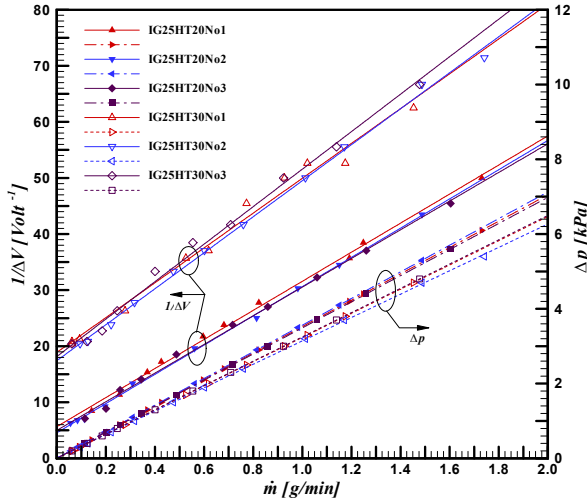


Fig. 8 The verification of the repeatability on the experiments

가 연결된 압력제어밸브를 통하여 LMFM 상류의 압력을 3.5bar 로 일정하게 유지하였다. LMFM 에 부과되는 전류와 계측기관부터 도출되는 신호는 실험용으로 제작한 전자보드를 통하여 통제되며, 전자보드는 컴퓨터의 프로그램을 통하여 제어된다. 유량은 미터링밸브를 통하여 소량씩 제어하고, 충분한 시간 동안 액체를 받아서 정밀저울로 측정할 질량을 시간으로 나누어 질량유량을 산정하였다. 저울은 And 사의 GH-202 모델로써 재현성과 산형도가 각각 0.02mg 과 0.03mg 으로 정확도가 매우 우수하다. 계측시간은 유량이 클 때는 30min 으로 하였으며, 0.3g/min 이하로 유량이 작을 때는 1hr 로 하여 유량계측의 불확실성을 최소화하였다. 또한, 실험의 재현성을 검증하기 위하여 모든 LMFM 에 대한 실험 완료한 후 재시험을 수행하는 방법으로 3 회 반복 실험을 하였다.

Fig. 8 은 재현성 실험결과를 도시한 것이다. 3 회 에 걸친 측정결과가 모두 일정한 선상에 나타나며, 측정에 재현성이 있으므로 신뢰할 수 있다고 판단하였다. 히터 권선폭이 20mm 일 때 신뢰성이 더 우수한 것으로 나타난다.

계측관경에 따른 특성을 확인하기 위하여 IG25, IG28 의 측정결과를 Fig. 9 에 도시하였다. 히터 권선폭은 모두 20mm 이다. 그림에서 확인할 수 있듯이 질량유량이 0.1g/min 이상에서는 상·하류 서미스터 전압차의 역수가 선형으로 나타난다. 계측관이 너무 얇아서 온도를 실측할 수 없으므로 온도차에 비례하는 전압차를 대신 사용하였다. 이론해석에서 예측한 바와 같이 질량유량이 전압차의 역수에 비례한다. 유량이 0.1g/min 이하로 작아지면 계측이 부정확해서 결과로 제시할 수 없었다.

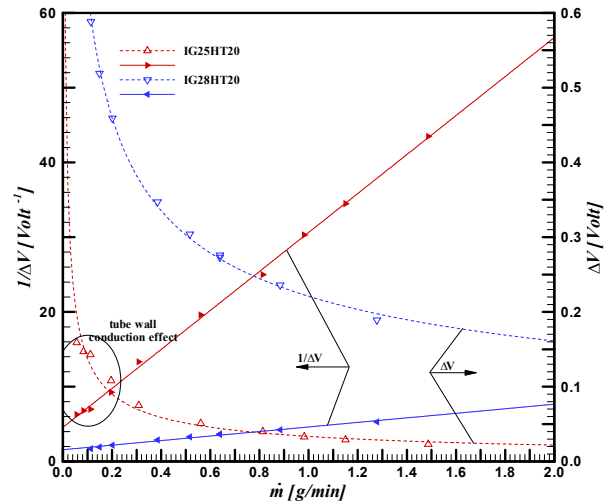


Fig. 9 Experiments on the measurement characteristics of LMFM in respect of tube diameter

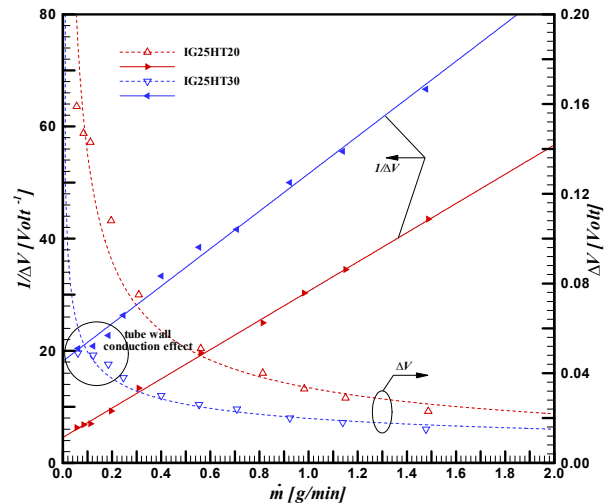


Fig. 10 Experiments on the measurement characteristics of LMFM in respect of heater wiring width

계측관이 IG25 로 굵으면 그림에서 원으로 도시한 부분과 같이 선형성이 깨지기 시작한다. 이는 이론해석에서 예측한 유량계측 최저한계가 존재함을 보여준다. 수치해석에서 분석한 바와 같이 최저한계는 관경이 클수록 증가함을 확인할 수 있다. 또한, 관경이 작으면 유체의 최고온도가 상승하며, 이는 수치해석 결과와 일치한다.

히터 권선폭에 대한 평가를 위하여 IG25 계측관에 히터 권선폭이 각각 20mm, 30mm 인 경우에 대하여 실험결과를 Fig. 10 에 도시하였다. 히터 권선폭이 30mm 이면 유량계측 최저한계가 상대적으로 증가함을 볼 수 있으며, 이는 이론해석 결과와 같은 경향이다. 권선폭이 20mm 로 좁아지면 액체의 온도가 상승하므로 비등에 불리하며, 이 또한 수치해석에서 예측한 바와 일치한다.

실험결과로부터 이론적으로 예측한 LMFM의 특성을 모두 검증할 수 있었으며, 본 연구에서 제시한 LMFM을 액체의 극소 질량유량의 계측에 활용할 수 있음을 확인하였다.

4. 결 론

액체의 극소 질량유량을 정밀하게 측정할 수 있는 열식 계측기에 대하여 수치해석으로써 이론적으로 분석하였고, LMFM 시작품을 제작하여 실험으로써 이론분석 결과를 검증하였으며, 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

(1) 동일한 형상의 질량유량계측기에 대하여 기체에 적용되던 질량유량과 상·하류 서미스터의 온도차 비례관계가 액체인 경우에는 오히려 온도차 역수에 비례하며 이러한 특성을 이용하여 액체의 질량유량을 계측할 수 있다. 밀도가 작은 기체나 미세유량의 액체인 경우 관벽을 통한 전도열전달을 무시할 수 없고 이에 따라 질량유량과 서미스터 온도차 사이에 비례관계가 성립한다. 액체 유량이 일정량 이상이면 전도열전달이 상대적으로 미약하여 유량과 온도차 역수의 비례식이 성립한다.

(2) LMFM의 제작 시 계측환경은 중요한 설계인자이다. 계측환경이 얇을수록 최저유량 계측한계가 작아지므로 유리하지만, 액체의 온도가 증가하여 비등문제가 발생하고 압력강하도 커서 시스템에 미치는 영향이 증가하므로 불리하다. 이에 따라 최적화가 필요하다.

(3) 히터 권선폭도 LMFM의 중요한 설계인자로 최적화 대상이다. 히터 권선폭이 짧을수록 최저유량 계측한계가 작아지므로 유리하지만, 액체의 온도가 증가하여 비등문제가 발생하므로 불리하다.

후 기

본 연구는 중소기업청 산학연공동기술개발사업의 지원을 받아 수행되었다.

참고문헌 (References)

- (1) Toda, K., Maeda, Y., Sanemasa, I., Ishikawa, K. and Kimura, N., 1998, "Characteristics of a Thermal Mass-Flow Sensor in Vacuum Systems," *Sensors and Actuators A*, Vol. 69, pp. 62~67.
- (2) Tison, S. A., 1996, "A Critical Evaluation of Thermal Mass Flow Meters," *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 14, No. 4, pp. 2582~2591.
- (3) Kim, S. J. and Jang, S. P., 2001, "Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer Phenomena in a Sensor Tube of a Mass Flow Controller," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1711~1724.
- (4) Henry, M. P., Clark, C., Duta, M., Cheesewright, R. and Tombs, M., 2003, "Response of a Coriolis Mass Flow Meter to Step Changes in Flow Rate," *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 14, pp. 109~118.
- (5) Cheesewright, R., Clark, C., Belhadj, A. and Hou, Y. Y., 2003, "The Dynamic Response of Coriolis Mass Flow Meters," *Journal of Fluid Structures*, Vol. 18, pp. 165~178.
- (6) Clark, C., Wang, S. and Cheesewright, R., 2006, "The Performance Characteristics of a Micro-machined Coriolis Flow Meter: An Evaluation by Simulation," *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 17, pp. 325~333.
- (7) Viswanathan, M., Kandaswamy, A., Sreekala, S. K. and Sajna, K. V., 2002, "Development, Modeling and Certain Investigations on Thermal Mass Flow Meters," *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 12, pp. 353~360.
- (8) Kim, D. K., Han, I. Y. and Kim, S. J., 2007, "Study on the Steady-state Characteristics of the Sensor Tube of a Thermal Mass Flow Meter," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 1206~1211.