자동차용 블록식 온도감응 팽창밸브의 모델링

원 성 필†
울산대학교 기계공학부

Modelling of an Automotive Block Type Thermostatic Expansion Valve

Sung Pil Won†
School of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received January 26, 2011; revision received February 9, 2011)

ABSTRACT: The objective of this study is to propose two empirical correlations to predict the mass flow rate through an automotive block type thermostatic expansion valve and then to evaluate the correlations. The first correlation is deduced by modifying the basic equation of the orifice meter for the mass flow rate and the second correlation is deduced by using the Buckingham's π theorem. The first correlation showed very good agreement on the measured data for R134a, given by Monforte.[5] Average relative deviation and standard deviation of it are 2.5% and 1.6%, respectively. The second correlation agreed on the same measured data with a little greater deviations. The two correlations may apply to common expansion valves which have different geometrical sizes of the same shape.

Key words: Block type(블록식), TXV(온도감응 팽창밸브), Correlation(상관식), Orifice(오리피스), Valve lift(밸브리프트), Discharge coefficient(유량계수)

기 호 설 명

A : 유동 단면적 [m^2]
C_d : 유량계수
d : 볼 직경 [m]
D : 오리피스 직경 [m]
h : 볼 접촉 높이 [m]
l : 밸브리프트 [m]
l_{max} : 최대 밸브리프트 [m]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
p_b : 벌브 내 압력 [Pa]
p_c : 팽창밸브 입구압력 [Pa]
p_e : 팽창밸브 출구압력 [Pa]
$p_{e,out}$: 증발기 출구압력 [Pa]
p_s : 스프링 압력 [Pa]
$T_{e,out}$: 증발기 출구온도 [℃]
$\bar{v}$: 속도 [m/s]

그리스 문자

β : 오리피스 유량식의 직경비
ρ : 밀도 [kg/m^3]
π : 무차원 변수

하첨자

pred : 예측값
meas : 측정값

† Corresponding author
Tel.: +82-52-259-2133; fax: +82-52-259-1680
E-mail address: spwon@mail.ulsan.ac.kr

1. 서 론

냉동·공기조화 장치의 구성요소 중 하나인 팽창장치는 고압의 액체 냉매를 저압의 상태로 만드는 역할뿐만 아니라 유량조절의 기능도 수행하는 필수 장치이다. 요즈음 자동차용 에어컨의 팽창장치로는 온도감응 팽창밸브(TXV, Thermo-static eXpansion valve)나 오리피스 튜브(orifice tube)가 주로 사용되고 있으며, 전자팽창밸브의 사용 가능성도 검토되고 있다.

개발 예정인 차량에 적합한 에어컨을 선정하기 위해서는 시스템을 구성하고 시험을 거치는 방법이 가장 확실한 방법일 수 있으나, 에어컨의 작동상황을 모사하는 시뮬레이션 프로그램이 있다면, 개발에 소요되는 기간을 많이 단축할 수 있다. 시뮬레이션은 시스템 구성요소를 수학적으로 모델링하여 프로그램을 만들고 계산을 통해서 이루어지는데, 운전조건에 따라 질량유량이 어떻게 변화되는 지가 성능해석에 매우 중요하다. 시스템을 순환하는 냉매의 질량유량은 압축기나 팽창장치의 모델링으로부터 구할 수 있다.

따라서 본 연구는 현재 차량용 에어컨 팽창장치로 많이 사용되고 있는 블록식 온도감응 팽창밸브(block type TXV)의 질량유량 상관식을 개발하는 것이 목적이다. TXV에 대한 성능실험과 해석은 많이 이루어졌으나,[1-3, 6, 8-10] 모델링하여 상관식 자체를 제시한 연구는 매우 드물다.[4, 5]

Park and Han[4]은 단일 TXV의 질량유량 상관식을 Buckingham π 정리를 사용하여 유도하고, 감온통 온도에 따른 유량변화를 검토하였다. Monforte[5, 10]는 TXV의 밸브리프트와 압력차의 함수 형태로 질량유량 상관식을 제시하고, 차량용 에어컨의 급속냉방과정에 적용하였다.

Kwon et al.[11]은 6종류의 냉매 실험 데이터를 사용하여 일반화된 오리피스 유량 관계식을 제시하였고, Choi and Kim[12]은 냉매 R410A를 사용한 오리피스의 유량 관계식을 도출하고 실험값과 비교하였다. 한편 Lee et al.[14]은 R22용 전자팽창밸브의 유량 관계식을 개발하고 오차 테스트를 수행한 결과를 제시하였으며, Hwang and Kim[15]은 이산화탄소용 전자팽창밸브의 유량 특성을 고찰하였다.

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 밸브 개도에 관련된 운동부분이 오리피스와 볼로 구성된 블록식 TXV의 질량유량 상관식을 유도하여 제시할 것이다. 기존의 질량유량 상관식은 Buckingham π 정리를 사용하여 유도된 것이 거의 대부분이나, 본 연구에서는 오리피스 유량 관계식을 기준으로 밸브리프트에 따른 유동 단면적의 변화를 고려하여 유량계수를 구하는 방법도 제시할 것이다. 사용되는 측정 데이터는 밸브 제조업체가 제공한 데이터와 Monforte[5]가 시험한 측정결과를 그대로 사용한다.

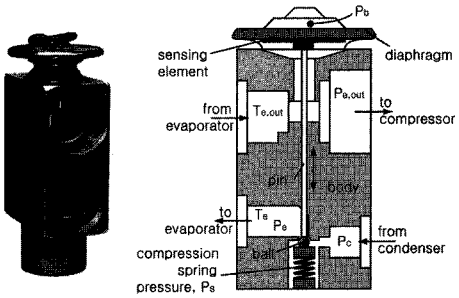

Fig. 1 Schematic of a block type TXV.

2. 블록식 TXV의 작동과 시험 결과

블록식 TXV의 구조는 Fig. 1과 같으며, 기존 TXV와 비교할 때 감온통과 외부 균압 이퀄라이져 포트가 없다. 감온통의 역할은 다이어프램 밑에 위치한 감온판(sensing element)이 대신하며, 증발기 출구 포트가 밸브의 몸체를 직접 지나가므로 출구 압력이 직접 다이어프램에 작용한다.

블록식 TXV의 작동은 다이어프램에 작용하는 힘들의 관계에 의해 이루어진다. 즉 증발기 출구압력, $p_{e,out}$, 증발기 출구온도에 대응하는 온도감응 벌브 내 압력, p_b 및 세팅된 스프링에 의한 압력, p_s에 의해 결정되며,

$$p_{e,out} + p_s = p_b \tag{1}$$

의 관계가 만족되도록 밸브의 개도(오리피스와 볼 사이의 간극)가 조정된다.

본 연구의 대상인 블록식 팽창밸브는 R134a용이며, 1.5 RT의 용량을 갖고 있다. 볼이나 오리피스의 상세한 크기는 제시되지 않았지만, 1.5 RT인 경우 보통 볼 직경은 3~4 mm, 오리피스 직경은 1~2 mm 정도이다. 한편 온도감응 벌브 내의 유체는 R134a가 아니며, Fig. 2에서 보는바와 같이 0℃에서 0.396 MPa, 10℃에서 0.467 MPa의 압력을 나타내고, 온

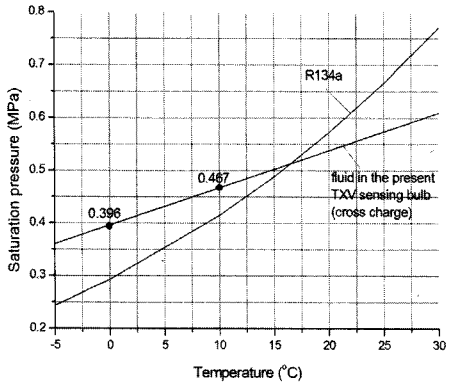

Fig. 2 Characteristics of the bulb fluid of the block type TXV, provided by the valve company.

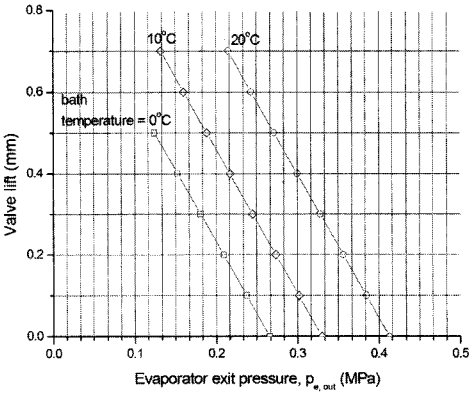

Fig. 4 Test results of valve lift in relation to evaporator exit pressure, provided by the valve company.

도-압력의 관계가 선형적인 임의의 유체이다.

블록식 TXV 제조업체에서는 Fig. 3과 같은 성능 시험 장치를 사용하여, 과열도와 출구압력에 따라 밸브리프트가 어떻게 변화되는지를 시험하였다. 그림에서 팽창밸브 하류 쪽의 1리터짜리 챔버는 증발기를 모사하여 압력을 안정화하기 위한 것이며, 밸브 B는 출구압력을 미세 조정하기 위한 것이다. 실험에 사용된 작동유체는 공기이며, 공급된 공기 압력은 1.03 MPag이고, 항온조 온도는 0℃에서 20℃까지 변화시킬 수 있다.

시험은 항온조 온도가 0℃, 10℃ 및 20℃로 각각 일정하게 유지될 때, 하류 측 출구압력을 적당히 조정하면서 밸브리프트와 출구압력과의 상관관계 데이터를 얻는 방법으로 진행된다. Fig. 4는 제조업체가 제공한 시험 결과로써 증발기 출구압력과 출구온도에 따른 밸브리프트의 변화를 기본적으로 보여주고 있으며, 최대 밸브리프트는 0.7 mm이다. 주어진 항온조 온도에 대해서 증발기 출구압력이 증가할수록 밸브리프트가 선형적으로 작아지는 데 당연한 결과이다. 밸브리프트에 관계된 힘 관계식, $p_{e,out}$ +

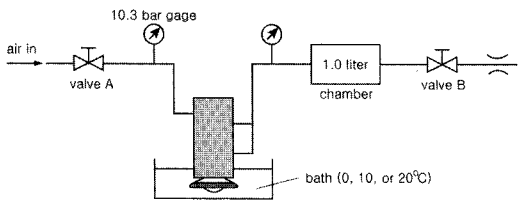

Fig. 3 Schematic of the TXV calibration test bench, provided by the valve company.

$p_s = p_b$와 Fig. 2 및 Fig. 4로부터 세팅된 스프링 압력을 구할 수 있다. 예를 들어, 항온조 온도 0℃에 대응하는 벌브 내 압력은 Fig. 2로부터 0.396 MPa이고, 밸브리프트 0.5 mm에 대응하는 출구압력은 Fig. 4로부터 0.124 MPa이므로 스프링에 의한 압력은 $p_s = p_b - p_{e,out} = 0.396 - 0.124 = 0.272$ MPa이 되며, 선형적인 관계가 있으므로 모든 데이터 세트에 대해서 거의 같은 값을 갖게 된다. Fig. 4의 결과는 매우 유용하게 사용된다. 제공된 팽창밸브가 실제의 에어컨에 사용되는 경우 증발기 출구의 압력과 온도만 측정하면, 일단 밸브리프트를 구할 수 있기 때문이다. 물론 질량유량을 구할 수 있는 것은 아니다.

밸브리프트와 질량유량과의 상관관계를 알기 위해서는 실제 공조시스템에 TXV를 장착하고 시험해야 한다. 동일한 밸브리프트라도 상류 측의 응축기 압력에 따라 질량유량은 달라지며, 응축기 압력이 클수록 질량유량은 증가한다.

Monforte[5]는 본 논문의 블록식 팽창밸브를 실제의 차량용 에어컨에 설치하고 시험을 통해서 밸브리프트와 질량유량 상관관계를 검토하였다. 시험은 팽창밸브 입구압력(응축기 출구압력), p_c와 증발기 출구압력, $p_{e,out}$을 일정하게 유지하고, 증발기의 부하를 조정하면서 증발기 출구온도, $T_{e,out}$과 질량유량을 측정하였다. 팽창밸브 입구압력은 0.5, 0.9, 1.13, 1.3, 1.7, 2.1 MPa로 각각 변화시켰으며, 증발기 출구압력은 모든 시험에 대해서 0.296 MPa로 일정하게 유지하였고, 팽창밸브 입구 측 냉매 과냉도는 0, 5 및 10℃로 각각 일정하게 조정하였다. Fig. 5는

Monforte의 최종 시험결과를 보여주고 있다. 과냉도에 의한 영향이 매우 미미하므로 Fig. 5는 과냉도 5℃를 기준으로 표시된 것이다.

Fig. 5에서 심볼은 측정된 값을 나타내며, 곡선은 모델링하여 예측한 값을 나타낸다. 그림에서 보듯이 밸브리프트, l과 질량유량, $\dot{m}$과의 상관관계는 3차식의 관계가 있는 것으로 보이므로, Monforte는 다음과 같은 단순 피팅 상관식을 제시하였다.

$$\dot{m} = a \times l + b \times l^2 + c \times l^3 \tag{2}$$

여기서 계수 a, b 및 c는 $\Delta p (= p_c - p_{e,out})$의 함수 형태로 다음과 같다.

$$a = k_a \times \Delta p^2 + n_a \times \Delta p \tag{3}$$

$$b = k_b \times \Delta p^2 + n_b \times \Delta p \tag{4}$$

$$c = k_c \times \Delta p^2 + n_c \times \Delta p \tag{5}$$

여기서 k와 n은 결정해야할 상수이다. 우선 관계된 데이터를 사용해서 각 압력에 대한 식(2)의 a, b 및 c를 최소자승법으로 각각 구한 후, a, b 및 c를 압력차의 2차식으로 각각 재차 피팅하면 k와 n 값들을 구할 수 있다.

Fig. 5에서 곡선으로 나타낸 질량유량 예측값은

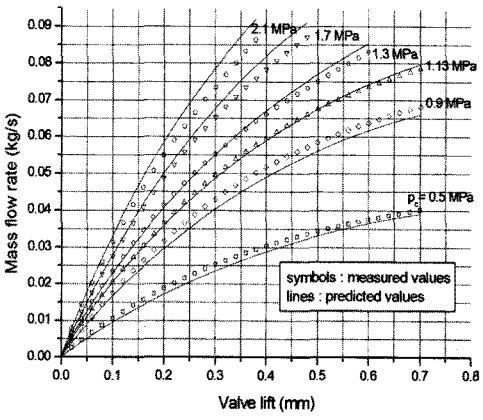

Fig. 5 Mass flow rate measured and mass flow rate predicted depending on valve lift and TXV inlet pressure p_c with constant $p_{e,out}$(0.296 MPa) and constant subcooling(5℃), presented by Monforte.[5]

입구압력 1.13 MPa인 경우를 제외하고는 측정값과 최대 10% 정도의 오차가 있음을 알 수 있다.

3. 블록식 TXV의 질량유량 상관식 유도

3.1 오리피스 유량 관계식을 사용한 상관식

상관식의 유도는 기본적인 질량유량 관계식으로부터 출발한다. 유체가 유로를 따라 흐를 때 질량유량을 구하는 식은 $\dot{m} = \rho \bar{v} A$이다. 이 식을 오리피스에 적용하면 속도 $\bar{v}$는 근사적으로 다음과 같은 관계를 만족한다.

$$\bar{v} \sim \sqrt{2 \Delta p / \rho} \tag{6}$$

따라서 일반적인 오리피스에서의 질량유량 상관식은 다음과 같이 유도된다.[16]

$$\dot{m} = C_d A_t \sqrt{2 \rho \Delta p / (1 - \beta^4)} \tag{7}$$

여기서 Δp는 오리피스 전후의 압력차이고, ρ는 오리피스 상류의 유체밀도이며, A_t는 오리피스의 단면적이고, β는 오리피스와 튜브의 직경비이며, C_d는 유량계수로써 실험에 의한 보정계수이다.

식(7)은 상변화가 없는 비압축성 유체유동에 대한 관계식으로 팽창밸브에서와 같이 오리피스를 통과하면서 냉매상태가 단상에서 이상으로 변하는 경우에는 수정이 필요하다. 따라서 본 논문의 블록식 온도감응 팽창밸브에 적용하기 위한 수정의 일환으로 식(7)에서 β는 일단 무시하며, 밸브리프트에 관여하는 압력이 증발기 출구압력이므로 Δp는 오리피스 입구압력과 증발기 출구압력의 차로 정의한다.

한편 오리피스의 단면적을 일반 유동 단면적 A로 수정하고, 팽창밸브 개도에 관련된 운동부분의 유동단면적을 유도해 보자. Fig. 6(a)는 본 논문의 블록식 팽창밸브의 운동부분인 오리피스와 볼을 개략적으로 보여주고 있다. 중요 변수는 오리피스 직경 D, 볼 직경 d, 밸브리프트 l 및 잠긴 상태에서의 접촉높이 h 등이다. 밸브리프트가 0일 때의 볼의 위치가 점선으로 표시되어 있고, 핀이 아래로 움직여 리프트가 l일 때의 위치가 실선으로 표시되어 있다. 밸브리프트가 l일 때 냉매는 입구 단면 ab를 통해 들어가서 직경 D인 오리피스를 통해서 나오게 된다. 잠긴 상태에서 리프트가 커질수록 단면 ab에 의한

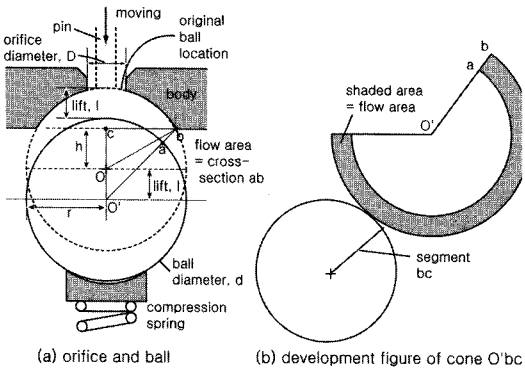

Fig. 6 Detail view of the moving part cross-section of the valve and a development figure for the flow area between ball and body.

유동 단면적은 커지며, 어떤 특정한 리프트가 되면 출구 오리피스의 면적과 같아지고, 그 이상이 되면 출구 오리피스 면적보다도 커지게 된다. 볼에 의한 입구 유동 단면적과 출구 오리피스 면적이 같아지는 특정한 리프트를 최대 리프트, l_{max}로 가정하면, 오리피스의 실제 압력강하 효과는 볼에 의한 유동 단면에서 전적으로 이루어진다고 할 수 있다. 임의의 리프트 l에서 단면 ab의 유동 단면적은 삼각형 $O'bc$를 회전시킨 원뿔의 일부분으로써 Fig. 6(b)에 나타나 있는 전개도의 음영부분이다. 따라서 그 값을 유도하면 다음과 같다.

$$A = \pi(2hl + l^2)\sqrt{\frac{r^2 - h^2}{r^2 + 2hl + l^2}} \tag{8}$$

위 식에서 r은 볼의 반경이다.

따라서 운동부분이 오리피스와 볼로 구성되어 있는 블록식 온도감응 팽창밸브의 질량유량 상관식은 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{m} = C_d\pi(2hl + l^2)\sqrt{\frac{r^2 - h^2}{r^2 + 2hl + l^2}}\sqrt{2\rho\Delta p} \tag{9}$$

3.2 상관식의 예측값과 측정값의 비교

우선 식(9)의 유량계수 C_d를 구해야 한다. Fig. 7은 밸브리프트와 질량유량 간의 모든 시험데이터를 사용하여 무차원 리프트, $L(= l/l_{max})$에 대한 유량계수의 변화를 보여주고 있다. 사용된 팽창밸브 운동부분의 기하학적 데이터는 볼 직경 4 mm, 오리피스 직경 2 mm, 최대 리프트 0.7 mm 및 접촉 높이 0.66 mm 등으로 가정하였다. Fig. 7을 보면 무차원 리프트와 유량계수는 3차식의 관계가 있는 것으로 보이며, 리프트가 작을 경우 편차가 다소 크지만 리프트가 커지면서 그 편차가 매우 작아짐을 알 수 있다. 최소오차자승법으로 유량계수 관계식을 구하면 다음과 같으며, 그림에서 곡선으로 나타내었다.

$$C_d = 0.466 - 2.192L + 2.079L^2 - 0.871L^3 \tag{10}$$

Fig. 8은 식(10)의 유량계수를 사용하여 구한 예측값과 측정값의 변화를 보여주고 있는데, 기하학적인 고려가 전혀 없는 Monforte의 상관식의 결과인 Fig. 5의 곡선과 비교해 보면 본 상관식이 전반적으로 좀 더 정확하다는 사실을 알 수 있다.

Fig. 9는 본 상관식의 정확성 검증 차원에서 예측값과 측정값을 비교한 것을 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 예측값과 측정값은 최대 -9~7% 정도의 상대오차를 나타내고 있으며, 평균상대오차는 2.5% 정도, 상대오차의 표준편차 σ는 1.6% 정도를 나타내고 있으므로 매우 좋은 분포를 보이고 있다. 사용한 오차 관계식은 다음과 같다.

$$Rel.dev. = \frac{\dot{m}_{pred}}{\dot{m}_{meas} - \dot{m}_{pred}} \times 100 \tag{11}$$

$$Avg.\,Rel.\,dev. = \frac{1}{n}\sum_{1}^{n} |\,Rel.\,dev.\,| \tag{12}$$

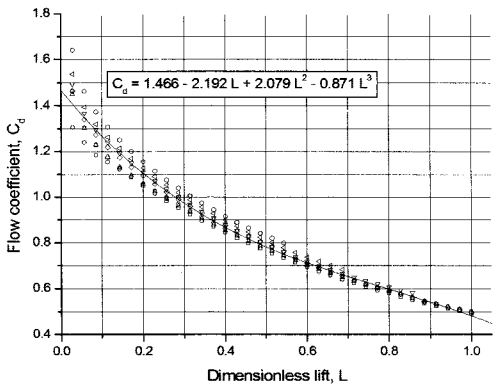

Fig. 7 Change of the discharge coefficient of the present correlation in relation to dimensionless valve lift, L, based on Monforte's test data.

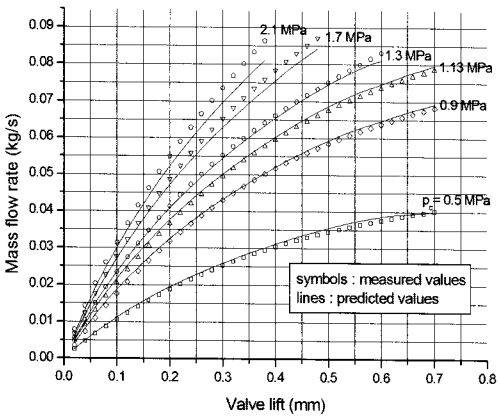

Fig. 8 Mass flow rate measured by Monforte and mass flow rate predicted by the present correlation depending on valve lift and TXV inlet pressure p_c with constant $p_{e,out}$(0.296 MPa) and constant subcooling(5℃).

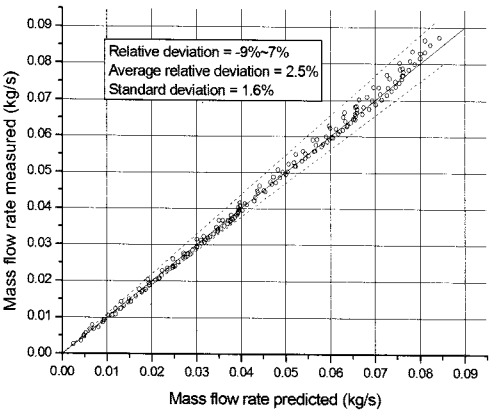

Fig. 9 Deviation between the mass flow rate predicted by the present correlation and the mass flow rate measured by Monforte.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{1}^{n}[|Rel.dev.| - Avg.Rel.dev.]^2} \quad (13)$$

3.3 Buckingham π 정리를 사용한 상관식

다른 사양의 운동부분을 가진 팽창밸브의 질량유량 상관식은 무차원 변수를 도입하여 나타낼 수 있다. Fig. 6(a)와 상관식(9)를 참조하여 Buckingham의 π 정리[16]를 사용하면 질량유량에 영향을 주는 변수들의 함수는 다음의 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(\dot{m}, \Delta p, \rho, d, h, l, l_{max}) = 0 \quad (14)$$

오리피스 직경 D는 변수에서 제외되었는데, 본 논문에서와 같이 최대 리프트에서의 볼의 유동 단면적이 오리피스의 면적과 같다는 가정 하에서는 D가 d, h 및 l_{max}에 의존하므로 독립변수가 아니다. 따라서 7-3 = 4개의 무차원 변수를 얻을 수 있으며, Table 1에 그 무차원 변수를 나타내었다.

무차원 변수를 사용한 질량유량 상관식은 다음과 같이 된다.

$$\pi_1 = C\,\pi_2^i\,\pi_3^j\,\pi_4^k \quad (15)$$

본 논문에서와 같이 팽창밸브 운동부분의 사양이 주어진 경우에 π_2과 π_3는 상수가 되므로, 상관식은 다음과 같이 간략화된다.

$$\pi_1 = C\,\pi_4^k \quad (16)$$

측정값을 사용하여 최소오차자승법으로 계수를 구하면, C = 5.85, k = 0.75가 되며, 무차원 정의식을 사용해서 질량유량 상관식을 표시하면 최종적으로 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\dot{m}}{l_{max}^2\sqrt{\rho\Delta p}} = 5.85\left(\frac{l}{l_{max}}\right)^{0.75} \quad (17)$$

위의 상관식으로 예측한 질량유량 값은 최대 ±12% 정도의 상대오차를 나타내며, 평균 상대오차는 6.6% 정도, 상대오차의 표준편차 σ는 5.3% 정도를 나타내고 있어, 앞에서 유도한 상관식(9)의 예측값 보다는 다소 오차가 큼을 알 수 있다.

Table 1 Dimensionless variables

π	Definition	Effect
π_1	$\dot{m}/[l_{max}^2\sqrt{\rho\Delta p}]$	mass flow rate
π_2	d/l_{max}	geometry
π_3	h/l_{max}	geometry
π_4	l/l_{max}	geometry

4. 결 론

본 연구는 요즈음 차량용 에어컨에 많이 사용되고 있는 블록식 온도감응 팽창밸브의 질량유량 상관식을 유도하여 제시한 것이다. 시험은 직접 시행하지 않았으며, 밸브 제조업체가 제공한 데이터와 Monforte가 시험한 결과를 그대로 사용하였다. Monforte는 팽창밸브의 기하학적 형상을 전혀 고려하지 않은 단순한 상관식을 제시하였지만, 본 연구에서는 보다 정확한 상관식을 유도하기 위해서 기하학적 형상을 고려하는 방법으로 진행되었다.

두 가지 방법으로 상관식을 유도했는데, 첫 번째 방법은 기본적인 유량관계식 $\dot{m} = \rho \bar{v} A$에서 유동 단면적을 밸브리프트의 함수로 유도하고 유량계수 Cd를 무차원 밸브리프트의 함수로 구하는 방법이었고, 두 번째 방법은 Buckingham의 π 정리를 사용하여 무차원 변수를 유도하고 관련된 계수를 구하는 방법이었다. 제시된 상관식으로 예측한 값과 시험 데이터 값을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 첫 번째 방법으로 구한 상관식(9)의 측정값에 대한 차이는 상대오차 -9%~7%, 평균상대오차 2.5%, 상대오차의 표준편차 1.6%를 나타내고 있어, 계수 9개로 나타낸 복잡한 Monforte의 단순한 피팅 상관식 보다도 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

(2) Buckingham π 정리를 사용한 두 번째 상관식(17)의 측정값에 대한 차이는 상대오차 ±12%, 평균상대오차 6.6%, 상대오차에 대한 표준편차 5.3%를 나타내고 있어, 첫 번째 방법에 비해서 편차가 다소 큼을 알 수 있다.

(3) 동일한 형태의 팽창밸브라도 밸브 운동부분의 사양이 서로 다른 시험 데이터를 모두 고려하는 상관식을 유도할 경우, 무차원 변수를 도입한 두 번째 방법만이 사용될 수 있는 것이 아니라 첫 번째 방법도 사용될 수 있다. 첫 번째 방법도 유동 단면적에 운동부분의 사양이 모두 관계되며, 유량계수 Cd에도 무차원 밸브리프트가 사용되기 때문이다.

마지막으로 본 연구에서 제시된 블록식 온도감응 팽창밸브의 질량유량 상관식은 에어컨 시뮬레이션에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 보인다.

후 기

본 논문은 2009년도 울산대학교 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드리는 바이다.

참고문헌

1. Jang, W. W., Song, Y. K. and Kim, K. H., 1994, A study on the TXV characteristics for automotive air conditioning system using HFC-134a, Proceedings of SAREK winter conference, pp. 100-106.
2. Park, S. H. and Kang, W., 1997, Development of block type expansion valve in the automotive air conditioning system, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 771-776.
3. Lee, S. H., Kim, B. H. and Kim, K. H., 1998, The analysis of orifice flow in block type expansion valve of automotive air conditioning system, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 1189-1193.
4. Park, B. S. and Han, C. S., 1999, Development of program for TXV and capillary tube performance simulation, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 1060-1070.
5. Monforte, R., 2001, Identification of the numerical model for an automotive application thermostatic expansion valve, SAE, Paper No. 2001-01-1700.
6. Lee, D. W. and Yoo, S. Y., 2002, A study on the component performance for automotive air conditioning, Transactions of SAREK, Vol. 14, No. 4, pp. 293-302.
7. Kim, M. G., Kim, O. J. and Kim, Y. J., 2003, Numerical study on the effect of expansion device in CO_2 cycle, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 626-631.
8. Si, J. M., Cho, Y. D. and Han, C. S., 2003, The prediction of vehicle A/C system performance by changing TXV, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 642-650.
9. Kim, K. H., Park, S. H. and Kang, W., 2003, A design of the block type expansion valve in automotive air conditioning system using HFC-134a, Transactions of KSAE, Vol. 11, No. 4, pp. 196-203.
10. Monforte, R., 2003, An improved numerical model for thermostatic expansion valve used in automotive air conditioning systems, SAE, Paper No. 2003-01-0739.

11. Choi, J. M., Kim, Y. C., Kwak, J. S., and Kwon, B. C., 2004, A generalized flow model and flow charts for predicting mass flow rate through short tube orifices, Transactions of SAREK, Vol. 16, No. 20, pp. 895-900.
12. Choi, J. M. and Kim, Y. C., 2005, Performance of short tube orifices using R410A near the critical region, Transactions of SAREK, Vol. 17, No. 12, pp. 1106-1112.
13. Han, D. W. and Jung, S. W., 2006, A study on the possibility for the replacement of a thermal expansion valve to an electronic expansion valve, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 695-700.
14. Park, C. S., Lee, S. I., Kim, Y. C., and Lee, Y. S., 2006, Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 flowing through electronic expansion valve, Transactions of SAREK, Vol. 18, No. 11, pp. 881-887.
15. Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experimental study on the CO_2 flow through electronic expansion valves, Proceedings of SAREK summer conference, pp. 1237-1241.
16. Cengel, Y. A. and Cimbala, J. M., 2006, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, New York, chap. 7 and chap. 8.