

천연가스 공급기지내 정압라인의 밸브 개도 변화에 따른 동특성 연구

박준희, 김세진, 김운제, *김성문
성균관대학교 기계공학부, *가스안전공사

A Study on Dynamic Characteristic of Pressure Control Valve Lines with Variation of Valve Cross-Section Area in Natural Gas Governor Station

J.-H. Park · S.-J. Kim · Youn J. Kim · S.-M. Kim*

School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University

*Korea Gas Safety Co.

1. 서 론

천연가스는 분진, 유황 등 불순물이 거의 함유되지 않은 청정연료로써 대도시 주변의 환경보전에 큰 기여를 하는 최적의 무공해 에너지이며, 공기보다 가벼워 사용시 누출되어도 대기중에 쉽게 확산되므로 화재, 폭발 등의 사고 위험성이 매우 낮다. 천연가스는 불꽃 조정이 용이하며 완전 연소 및 직화 방식에 따른 열효율이 다른 에너지원에 비해 경제적이고 고효율 에너지이며, 지하에 매설된 배관으로 공급되므로 연료의 수송에 따른 교통난 해소에 이바지하고 있다. 그리고 공급의 중단이 없고, 연소기구까지 배관으로 공급되므로 별도의 연료저장 시설이 필요없으며 가스보일러등의 연소설비가 차지하는 설치면적도 좁아 도시생활의 공간이용도를 최대한 높여준다. 그리고 천연가스는 연소시 수증기와 탄산가스만 발생하므로 별도의 폐기물 처리시설과 인력이 필요없어 쾌적하고 편리한 삶을 추구하는 현대인에게 각광받는 연료이다. 그리고 천연가스는 공기보다 가벼운 메탄이 주성분이기 때문에 쉽게 확산되므로, 어느 정도 누출되어도 연소가 안되므로 안전하다고 할 수 있다. 그러나 천재지변이나 급작스런 비상사태가 발생할 경우에는 가스공급의 중단이 불가피하게 된다. 그러므로 가스 배관망의 효율적 관리 및 비상사태시에 완벽하게 대처할 수 있는 효율적인 시스템 관리기술등의 확보가 필요하다. 배관내의 유동에 관한 연구는 많은 사람들에 의해 연구되어 왔다. Stoner등 (1988a,b)은 배관내의 유동특성을 얻기 위하여 특성곡선해법을 사용하였으며^{[1][2]}, 실질적인 운용자료와 비교해서 유사한 결과를 얻었다. Wylie등 (1971)^[3]은 음해법(implicit method)을 이용하여 장기간의 과도현상에 대해서 정확하고 안정된 해를 구하였다. 본 연구에서는 천연가스 공급기지의 여러 설비중 가장 핵심적인 설비라 할 수 있는

정압밸브가 위치한 정압라인의 압력변화를 고찰하기 위하여 특성곡선해법(method of characteristics)을 이용한 전산프로그램을 개발하였다. 천연가스 공급기지의 핵심설비인 정압라인의 밸브 개도 변화에 따른 배관내 압력변화 양상을 분석하여 시스템의 비상사태 발생을 사전에 예방할 수 있는 기법 등의 확보를 통해 공급기지 운전의 신뢰성 확보를 도모하고 해석 결과를 근거로 한 설계 자료 및 운전방향을 제시하는데 연구의 목적을 둔다.

2. 이론적 배경

천연가스의 일반적인 상태방정식은 다음과 같다.

$$p = z\rho RT \quad (1)$$

위 식에서 z 는 일반적으로 15.56~37.78°C, 0.69~6.21MPa의 온도와 압력범위에서 1.0~1.08의 값을 갖는다. 천연유동에서는 z 의 평균값을 일반적으로 사용한다. 또한, 배관내의 가스의 유동을 등온상태라 가정할 때 음속은 다음과 같다.^[4]

$$a = \sqrt{\frac{p}{\rho}} = \sqrt{zRT} \quad (2)$$

Fig. 1에 도시한 바와 같이 δx 길이를 갖는 미소요소에서 정미질량 유입은 미소요소의 질량증가율과 같으므로, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\frac{\partial M}{\partial x} \delta x = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A \delta x) \quad (3)$$

위 식에서 M 은 질량유량이고 배관을 따라 거리 x 및 시간 t 의 함수이며, A 는 배관의 횡단면적을 나타낸다. 식 (2)와 (3)을 이용하여 다음식을 얻을 수 있다.

$$\frac{a^2}{A} \frac{\partial M}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

V 를 운동방정식의 형태로 나타내면, 다음과 같은 p 와 M 의 편미분 형태로 나타낼 수 있다.^[5]

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} = \frac{1}{A} \left(\frac{\partial M}{\partial \rho} \right) = \frac{a^2}{A} \left(\frac{\partial M}{\partial p} \right) = \frac{a^2}{Ap} \left(\frac{\partial M}{\partial t} - \frac{M}{p} \frac{\partial p}{\partial t} \right) \quad (5)$$

Fig. 1과 같은 배관 내부의 미소요소에 대하여 힘의 평형을 고려하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$-\frac{\partial p}{\partial x} \delta x A - \tau_0 \pi D \delta x - \rho g A \delta x \sin \theta = x^2 \rho A \delta x \dot{V} \quad (6)$$

여기서 τ_0 는 벽면에서의 마찰전단응력, θ 는 수평면과 이루는 각도, g 는 중력가속도, x^2 은 인위적으로 도입되는 무차원 계수이다. 전단응력 τ_0 는 힘의 평형식을 이용한 Darcy-Weisbach 방정식의 형태로 표시된다.

$$\tau_0 = \frac{\rho f V^2}{8} = \frac{\rho f}{8} \frac{M^2 a^4}{p^2 A^2} \quad (7)$$

식(5)와 (7)을 식(6)에 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{fa^2 M^2}{2DA^2 p} + \frac{pg}{a^2} \sin \theta + \frac{x^2}{A} \left(\frac{\partial M}{\partial t} - \frac{M}{p} \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 0 \quad (8)$$

위 식을 정리하면 다음과 같은 운동방정식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{x^2}{A} \frac{\partial M}{\partial t} + \frac{pg}{a^2} \sin \theta + \frac{fa^2 M^2}{2DA^2 p} = 0 \quad (9)$$

관성승수의 개념을 도입한 Yow(1972)는 입력 경계조건으로 정현파(sine wave)의 변화를 갖는 단일 수평배관의 가스유동에 대한 실험을 통해 x 의 오차값 관계에 대한 폭넓은 해석을 수행하였다.^[6] 특성곡선해법을 이용하여 연속방정식 (4)와 운동방정식 (9)를 재구성하면 다음과 같이 표기할 수 있다.

$$C^+ : \frac{x^2}{A} \frac{dM}{dt} + \frac{x}{a} \frac{dp}{dt} + \frac{pg \sin \theta}{a^2} + \frac{fa^2 M^2}{2DA^2 p} = 0 \quad (10)$$

$$dx = \frac{a}{x} dt \quad (11)$$

$$C^- : \frac{x^2}{A} \frac{dM}{dt} - \frac{x}{a} \frac{dp}{dt} + \frac{pg \sin \theta}{a^2} + \frac{fa^2 M^2}{2DA^2 p} = 0 \quad (12)$$

$$dx = -\frac{a}{x} dt \quad (13)$$

위 식을 유한차분형으로 놓으면 특정시간 간격 방법을 사용할 수 있다. 식 (10)에 $dx = adt/x$ 를 곱하고 A 부터 P 까지 Fig. 2의 C^+ 곡선을 따라 적분을 하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{xa}{A} (M_P - M_A) + (p_P - p_A) + \int_A^P \left(\frac{pg \sin \theta}{a^2} + \frac{fa^2 M^2}{2DA^2 p} \right) dx = 0 \quad (14)$$

첫번째 두항은 완전미분 형태이므로 간단하게 해를 구할 수 있지만 적분에 의해 주어진 마지막 두항은 정상유동이 비정상유동의 특별한 경우인 것처럼 정상상태 해법을 이용하여 해를 구할 수 있다. 따라서,

$$C^+ : \frac{xa}{A} (M_P - M_A) + (p_P - p_A) + \frac{fa^2 \Delta x}{(p_P + p_A) DA^2} \frac{e^s - 1}{s} \left(\frac{M_P + M_A}{2} \left| \frac{M_P + M_A}{2} \right| \right) + \frac{p_P^2}{p_P + p_A} (e^s - 1) = 0 \quad (15)$$

$$C^- : \frac{xa}{A} (M_P - M_B) - (p_P - p_B) + \frac{fa^2 \Delta x}{(p_P + p_B) DA^2} \frac{e^s - 1}{s} \left(\frac{M_P + M_B}{2} \left| \frac{M_P + M_B}{2} \right| \right) + \frac{p_B^2}{p_P + p_B} (e^s - 1) = 0 \quad (16)$$

식 (15)와 (16)은 절대값을 사용하기 때문에 역방향의 유동에서도 유효하게 적용할 수 있는 장점이 있다.^{[7]-[8]} 본 연구에서 개발한 프로그램은 15개의 요소를 갖는 배관망에서, 상류와 하류의 경계조건이 주어질 때, 사용자가 원하는 곳의 압력분포를 Newton-Raphson법과 관성승수의

개념을 이용하여 구할 수 있도록 구성하였다.

3. 결과 및 고찰

정압밸브 개도 변화에 따른 후단압력의 변화 양상을 Fig. 3에 도시하였다. 상류 경계조건인 압력이 6.867MPa로 일정하게 유지되고, 하류 경계조건은 시간이 0sec에서 72sec, 288sec로 변함에 따라 질량유량이 10kg/sec에서 20kg/sec, 15kg/sec로 선형적으로 변하는 시스템에서, 정압밸브의 개폐율에 따른 후단압력의 변화양상을 비교할 수 있게 하였다. Fig. 3에 의하면 정압밸브가 완전히 개방되었거나 70%, 85%개방되었을 각각의 경우에 후단압력의 변화 양상에 큰 차이가 있다는 사실을 알 수 있다.

정압밸브 전단에 위치한 전동구동밸브의 개도변화에 따른 정압밸브 입구측의 압력 양상은 Fig. 4에 도시하였다. 상류 경계조건은 압력이 6.867MPa로 일정하게 유지되고, 하류 경계조건은 시간이 0sec에서 72sec, 288sec로 변해감에 따라 질량유량이 10kg/sec에서 20kg/sec, 15kg/sec로 선형적으로 변하는 시스템에서, 정압밸브 전단 전동구동밸브의 개폐율에 대한 정압밸브 입구측의 압력변화 양상을 종합적으로 비교할 수 있다. 이때 밸브의 단면적 변화는 큰 압력차이를 발생시키는 중요한 변수임을 알 수 있다. 즉 전동구동 밸브가 85% 개방되었을 때는 압력강하가 거의 발생하지 않지만, 전동구동 밸브가 70% 개방되었을 경우에는 압력이 6.2MPa까지 크게 떨어짐을 알 수 있다.

Fig. 5는 상류 경계조건으로 압력이 6.867MPa로 일정하게 유지되고, 하류 경계조건은 시간이 0sec에서 20sec, 1000sec로 (밸브단합시간: 20sec)경과함에 따라, 질량유량이 20kg/sec에서 0kg/sec로 선형적으로 변하는 시스템에서 정압밸브 출구측의 압력변화 양상을 나타낸다.

Fig. 6은 후단 수동구동밸브가 급작스럽게 닫힐때의 압력 양상을 나타내고 있는데, 상류 경계조건은 압력이 6.867MPa로 일정하게 유지되고, 하류 경계조건은 시간이 0sec에서 5sec, 1000sec로(밸브단합시간: 5sec) 변해감에 따라, 질량유량이 20kg/sec에서 0kg/sec으로(초기질량유량: 20kg/sec) 선형적으로 변하는 시스템에서 정압밸브 출구측의 압력변화 양상을 도시하였다. Fig. 5와 Fig. 6의 해석결과로부터 유추할 수 있듯이 밸브가 급작스럽게 닫힐 경우 압력파의 진폭이 훨씬 크게 발생되므로 설비의 파손이 우려된다. 따라서 모든 설비는 서서히 조작해야 하며, 가스의 흐름을 부드럽게 유도해야 할 것이다.

4. 결론

천연가스 공급기지내 정압밸브의 개도변화에 따른 정압라인의 동특성을 해석하기 위하여 특성곡선 해법을 이용한 전산프로그램을 개발하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 정압라인에서 압력 변화의 가장 큰 요인으로 작용한 것은 밸브의 단면적 변화이다. 이는 설계시 반영해야 할 사항으로 급격한 단면적 변화를 야기하는 설비나 fittings류의 사용을 가급적이면 삼가야 된다.

(2) 공급중인 가스배관의 급작스런 차단은 압력파를 발생시킬 수 있으므로 설비에 좋지 않은 영

향을 미친다. 실제 정압라인에는 기계설비 외에도 계측기와 센서와 같은 계장 설비도 많기 때문에 압력파에 의한 손상이 발생할 가능성이 있다. 그러므로 최대한 가스의 흐름을 부드럽게 유도하는 것이 중요한 설계인자가 된다.

5. 참고문헌

1. Stoner, M. A., Richwine, T. E., "Analysis of Unsteady Flow in Gas Pipe Lines(Part 1)", Pipeline Industry, 1988a, pp. 30-35.
2. Stoner, M. A., Richwine, T. E., "Analysis of Unsteady Flow in Gas Pipe Lines(Part 2)", Pipeline Industry, 1988b, pp. 26-28.
3. Wylie, E. B. Stoner, M. A., Streeter, V. L., "Network System Transient Calculation by Implicit Method", SPE Journal, 1971, pp. 356-362.
4. Stoner, M. A., "Sensitivity Analysis Applied to a Steady-State Model of Natural Gas Transportation Systems", SPE Journal, 1972, pp. 115-125.
5. Wylie, E. B., Streeter, V. L., Stoner, M. A., "Unsteady-State Natural Gas Calculations in Complex Pipe Systems", SPE Journal, 1974, pp. 35-43.
6. Yow, W., "Numerical Error on Natural Gas Transient Calculations", ASME Trans, 1972, pp. 422-428
7. Wylie, E. B. and Streeter, V. L., *Fluid Transients*, McGRAW-HILL, New York, 1978, pp. 271-285.
8. 노오현, "최신 압축성 유체역학", 희중당, 1988, pp. 178-194.

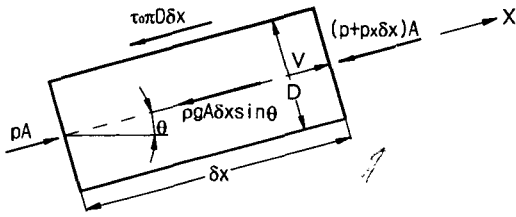


Fig. 1 Forces on fluid element in x -direction

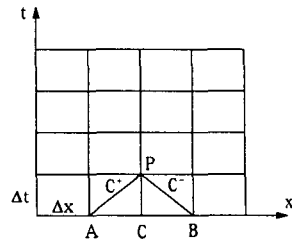


Fig. 2 Method of specified time intervals

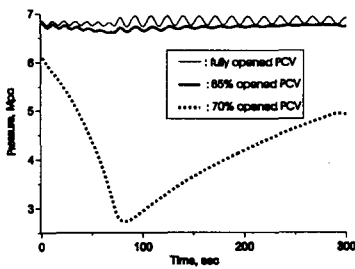


Fig. 3 Variation of inlet pressure of PCV the each case of downstream ball valve

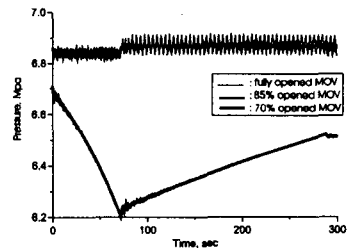


Fig. 4 Variation of inlet pressure of PCV the each case of upstream ball valve

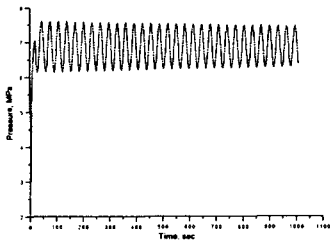


Fig. 5 Variation of pressure for the 70% opened PCV with the sudden close of downstream ball valve (valve close time 20sec)

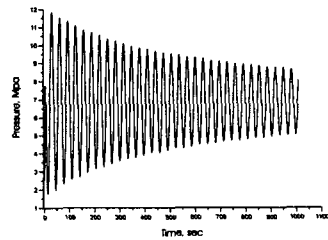


Fig. 6 Variation of pressure for the 70% opened PCV with the sudden close of downstream ball valve (valve close time 5sec)