

공기흡입식 추진기관용 연료조절밸브시스템 개발에 관한 연구

A Study on the Development of Fuel Metering Unit for Air Breathing Engine

이도윤*
Lee, Do-Yun

최현영*
Choi, Hyun-Young

박종승*
Park, Jong-Seung

구자용*
Koo, Ja-Yoeng

ABSTRACT

In this paper, we have proposed a fuel metering unit of air breathing engine. The proposed valve system consists of a constant pressure drop valve and a metering valve, which are controlled by servovalve. We carried out nonlinear and linear analysis, computer simulation and experimentation to find effects of some factors on system performance. Analysis and experimental results show a good agreement. It is also shown that the system stability is affected by pressure drop of metering valve and inlet pressure of injectors.

주요기술용어(주제어) : Fuel metering unit(연료조절밸브 시스템), Constant pressure drop valve(차압유지밸브), Metering valve(미터링밸브), Nozzle(노즐), Controller(제어기), Stability(안정성)

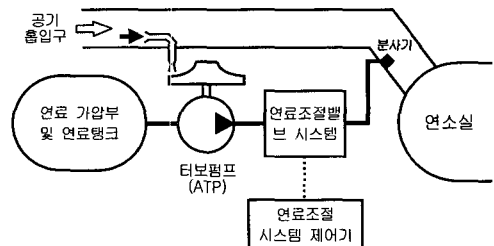
1. 서론

공기흡입식 추진기관은 터보 제트, 터보 팬 엔진 또는 램제트와 스크램제트 엔진 등으로 나눌 수 있는데 모두 연료공급 시스템을 필요로 한다. 여러 엔진의 연료공급 시스템은 고유한 특성에 따라 구성품에 다소 차이가 있으나 전체적인 구성과 기능은 유사하며, 그림 1에는 초음속에서 운용되는 공기흡입식 추진기관용 연료공급 시스템에 대한 구성도가 제시되어 있다.

그림 1에 나타난 바와 같이 연료공급 시스템은 크게 터보펌프(Turbo Pump) 및 연료조절 밸브 시스템(FMU, Fuel Metering Unit)과 연료탱크부로 구성된

다. 연료조절밸브 시스템으로의 연료 공급은 터빈에 직결된 연료펌프에 의해 이루어진다. 그리고 연료조절밸브 시스템은 추력을 조절하기 위해 엔진 연소실로 유입되는 연료의 유량을 조절한다. 엔진제어기는 장착된 각종 센서를 통하여 얻은 정보를 이용하여 연료량을 계산하고 이를 연료조절 밸브 시스템에 전달하여 적절한 연료가 연소실에 분사되도록 한다^[1].

또한 연료탱크부는 펌프 흡입시 공동화(cavitation)



[그림 1] 연료공급 및 제어 시스템

† 2005년 10월 7일 접수~2005년 12월 7일 게재승인

* 국방과학연구소(ADD)

주저자 이메일 : heypresto@hanmail.net

를 방지하기 위하여 저장된 연료를 일정 압력으로 가압하는 가압부를 포함하고 있다^[1].

본 논문은 공기흡입식 추진기관용 연료공급시스템에 적용할 수 있는 연료조절밸브 시스템을 제안하고 시험 제작을 통해 유량조절 성능을 확인하였으며, 시스템 설계 개념, 수학적 모델과 해석, 전산모사 및 실험결과 등을 기술하였다.

2. 설계 개념 및 동작 원리

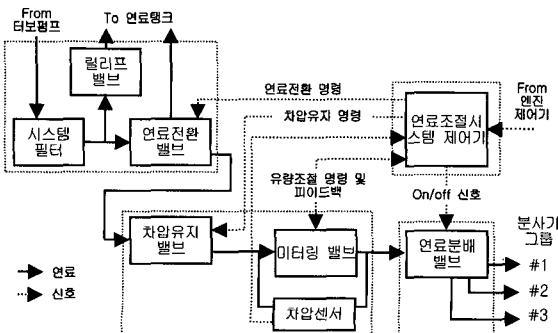
본 논문에서 제시하는 연료조절밸브 시스템은 그림 2와 같으며 연료전환밸브, 유량조절부, 연료분배밸브 및 제어기로 나눌 수 있다.

연료전환밸브는 시스템필터 및 릴리프밸브를 포함하며 터보펌프로부터 토출되는 유량을 연료탱크로 공회전시키다가 연료전환명령에 따라 연료를 유량조절부로 연결시켜주는 역할을 한다.

연료조절시스템의 핵심부인 유량조절부는 차압유지밸브(CPDV, Constant Pressure Drop Valve)와 미터링밸브로 구성되며, 식 (1)은 유량 조절부의 거동을 나타낸다.

$$Q = KA\sqrt{\Delta P} \quad (1)$$

여기서 K 는 상수이며, 차압유지 밸브가 미터링 밸브 오리피스 입구와 출구 사이의 차압 ΔP 를 일정하게 유지시키므로 미터링밸브 오리피스 면적 A 의 변화에 따라 유량 Q 가 선형적으로 변하게 된다.



[그림 2] 제안된 연료조절 밸브 시스템

[표 1] 유량조절부 기본 설계규격

최대 공급압력	10.3MPa
최대 유량	2.4kg/s
차압 유지량	1.4MPa 또는 0.7MPa

본 논문에서 제시하는 차압유지밸브 및 미터링밸브는 각각 소유량의 서보밸브를 사용하여 구동하였다. 또한 차압센서를 사용하여 미터링밸브 오리피스 양단의 차압을 피드백한 후 차압유지밸브를 제어하였고, 미터링 오리피스 면적을 제어하기 위한 밸브스풀의 위치 피드백 센서로는 LVDT(Linear Variable Differential Transformer)를 사용하였다.

연료분배밸브는 2단 솔레노이드밸브 형식의 차단밸브들로 구성되고 엔진연소기 전단에 장착되는 몇 개의 분사기 그룹들에 연료를 공급하거나 차단하는 역할을 한다.

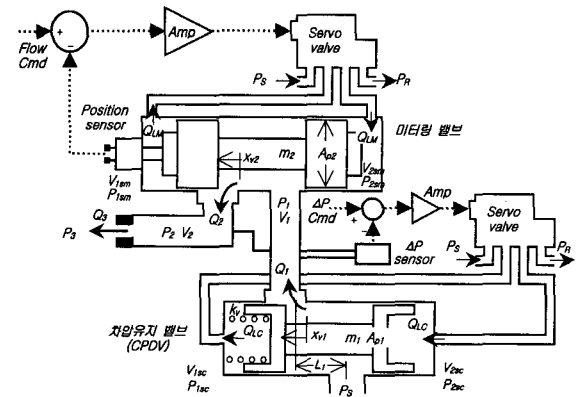
제작된 유량조절부의 설계규격은 표 1과 같다.

3. 수학적 모델 및 해석

가. 비선형 모델^[2]

연료조절밸브 시스템의 핵심부인 유량조절부의 비선형 수학적 모델을 구하였다. 그림 3은 유량조절부를 간략화한 개략도이다.

차압유지밸브 구동용 서보밸브의 동적 방정식은 다



[그림 3] 유량 조절부 개략도

음과 같다.

$$\frac{x_{vsc}}{i_c} = \frac{K_{vs}}{K_{v3}s^3 + K_{v2}s^2 + K_{v1}s + 1} \quad (2)$$

여기서 i_c 는 서보밸브의 입력전류이며, x_{vsc} 는 서보밸브 스톱의 행정거리이다. K_{vs} , K_{v1} , K_{v2} , K_{v3} 는 서보밸브 동특성에 관련된 상수이다.

그림 3으로부터 차압유지밸브의 스톱구동과 관련된 연속 방정식 및 유량 방정식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$Q_{LC} = A_{P1} \frac{dx_{v1}}{dt} + \frac{V_{tc}}{\beta_e} \frac{dP_{LC}}{dt} \quad (3)$$

$$Q_{LC} = C_{dsc} w_{sc} x_{vsc} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_{vsc}}{|x_{vsc}|} P_{LC})} \quad (4)$$

여기서 β_e 는 연료의 유효체적탄성계수(effective bulk modulus)이다. 또한

$$V_{tc} = V_{1SC} + V_{2SC} \quad (5)$$

$$P_{LC} = P_{2SC} - P_{1SC} \quad (6)$$

차압유지 밸브 스톱의 운동 방정식은 아래 같다.

$$m_1 \ddot{x}_{v1} = -B_1 \dot{x}_{v1} - K_{f1} x_{v1} + P_{LC} A_{p1} \quad (7)$$

여기서,

$$B_1 = L_1 C_d w_1 \sqrt{2\rho(P_s - P_1)} \quad (8)$$

$$K_{f1} = 0.43w_1(P_s - P_1) + k_v \quad (9)$$

L_1 은 감쇄 길이(damping length)로 슬리브 안으로 들어오는 유동과 나가는 유동사이의 거리를 나타낸다. C_d 는 오리피스스의 송출계수(discharge coefficient)이다. w_1 은 밸브 오리피스 면적의 변화폭(area gradient

of orifice)으로 여기서는 일정하다. k_v 는 스프링 상수이다.

미터링밸브 구동용 서보밸브의 동적방정식은 식 (2)와 유사하며 아래와 같다

$$\frac{x_{vsm}}{i_m} = \frac{K_{vs}}{K_{v3}s^3 + K_{v2}s^2 + K_{v1}s + 1} \quad (10)$$

미터링밸브 스톱 동작에 따른 연속방정식과 유량방정식은 식 (3), (4)와 같은 형태로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_{LM} = A_{P2} \frac{dx_{v2}}{dt} + \frac{V_{tm}}{\beta_e} \frac{dP_{LM}}{dt} \quad (11)$$

$$Q_{LM} = C_{dsm} w_{sm} x_{vsm} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_{vsm}}{|x_{vsm}|} P_{LM})} \quad (12)$$

여기서,

$$V_{tm} = V_{1SM} + V_{2SM} \quad (13)$$

$$P_{LM} = P_{2SM} - P_{1SM} \quad (14)$$

또한 미터링 밸브 스톱의 운동방정식은

$$m_2 \ddot{x}_{v2} = -B_2 \dot{x}_{v2} - K_{f2} x_{v2} + P_{LM} A_{p2} \quad (15)$$

여기서,

$$B_2 = L_2 C_d w_2 \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (16)$$

$$K_{f2} = 0.43w_2(P_1 - P_2) \quad (17)$$

그림 3에서 제어 체적 V_1 및 V_2 에 대한 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (18)$$

$$Q_2 - Q_3 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (19)$$

Q_1 , Q_2 및 Q_3 에 상응하는 유량 방정식은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_d w_1 x_{v1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (20)$$

$$Q_2 = C_d w_2 x_{v2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (21)$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_3)} \quad (22)$$

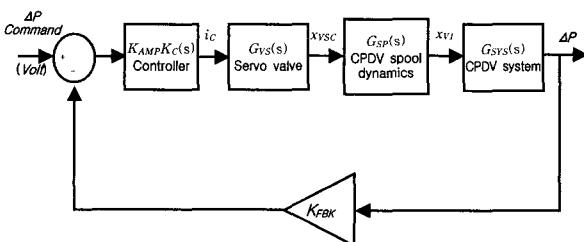
여기서 A_3 는 분사기 노즐의 총 면적이다.

나. 선형 모델^[2]

시스템의 안정성 해석을 위하여 미터링밸브를 고정된 오리피스로 단순화하고 차압유지 밸브를 중심으로 하는 선형모델을 구하였다. 그림 4는 선형화된 차압유지밸브의 블록선도이다. 제어기 전달함수 $K_C(s)$ 는 상수이며, 식 (23), (24), (25)는 각각 서보밸브 동특성, 차압유지밸브 스프링 동특성, 차압유지 밸브 연속 방정식 및 유량 방정식이다.

$$G_{vs}(s) = \frac{K_{vs}}{K_{v3}s^3 + K_{v2}s^2 + K_{v1}s + 1} \quad (23)$$

$$G_{sp}(s) = \frac{K_{b1}}{K_m s^3 + K_{b2}s} \quad (24)$$



[그림 4] 차압유지밸브의 블록 선도

$$x_1 = P_1, x_2 = P_2, w = const., u = x_v$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_{p1} + k_{p2}}{k_{v1}} & \frac{k_{p2}}{k_{v1}} & \frac{k_{e1} - k_{e2}}{k_{v1}} \\ \frac{k_{p2}}{k_{v2}} & -\frac{k_{p2} + K_{p3}}{k_{v2}} & \frac{k_{e2} - k_{e3}}{k_{v2}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{k_q}{k_{v1}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u$$

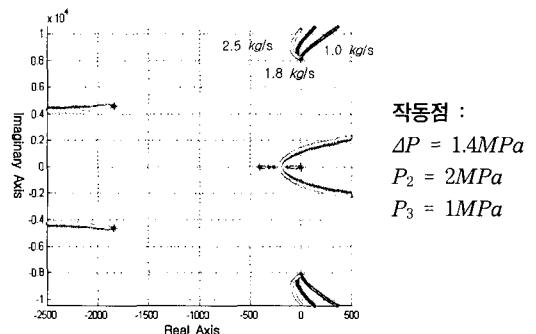
$$y = [1 \ -1 \ 0] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ w \end{bmatrix} \quad (25)$$

다. 선형 해석 결과

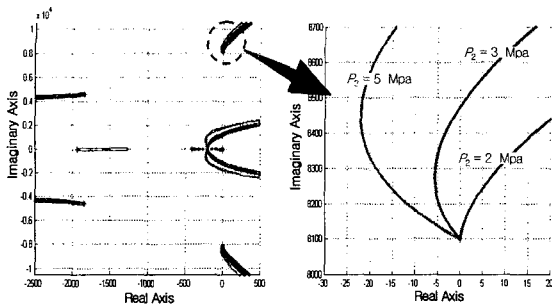
앞 절에서 유도한 비선형모델을 이용한 해석으로부터 제어연료량이 작아질수록 안정성 확보가 어려움을 알 수 있었다. 이는 선형모델로부터 구한 차압유지밸브의 근궤적 선도(Root locus)를 통하여 확인할 수 있다.

그림 5를 살펴보면 연료의 요구 유량이 점차 작아지면 시스템이 불안정해짐을 알 수 있다. 유량이 줄어드는 것은 미터링밸브의 열림 x_{v2} 및 차압유지밸브의 열림 x_{v1} 이 작아진다는 것과 같은 의미이다. 차압유지량 ΔP 를 증가시켜도 유량이 감소하는 것과 같은 결과를 보이는데, 이는 미터링밸브 입구와 출구 사이의 차압이 증가하므로 같은 유량일 때 x_{v2} 가 작아져도 되며 이에 따라서 x_{v1} 도 줄어들기 때문이다. 따라서 안정성 향상을 위해 가능한 ΔP 를 줄여야하나 ΔP 가 작아짐에 따라 미터링밸브의 오리피스가 커져야하기 때문에 적절하게 절충하여야 한다.

분사기 전단 압력 P_2 의 변화 역시 시스템 안정도에 영향을 미치며 그림 6에 나타난바와 같이 P_2 가 작아지면 시스템이 불안정해짐을 알 수 있다.

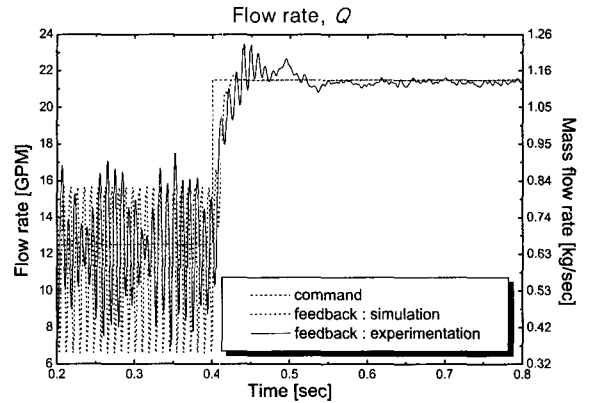


[그림 5] 유량 변화에 따른 근궤적의 변화



작동점 : $m = 0.66 \text{ kg/s}$, $\Delta P = 1.4 \text{ MPa}$, $P_3 = 1 \text{ MPa}$
 [그림 6] 분사기 전단 압력 P_2 의 영향

그림 8에서 보는바와 같이 유량이 0.66 kg/sec 일 때 시스템이 불안정해짐을 보인다^[3]. 이는 차압유지 밸브의 불안정성이 원인이며 선형 해석으로부터 예측

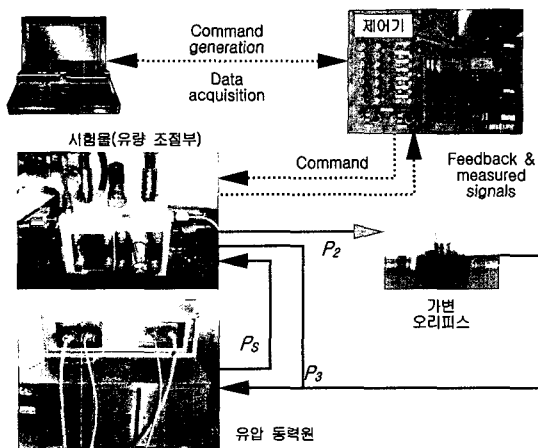


(a) 유량

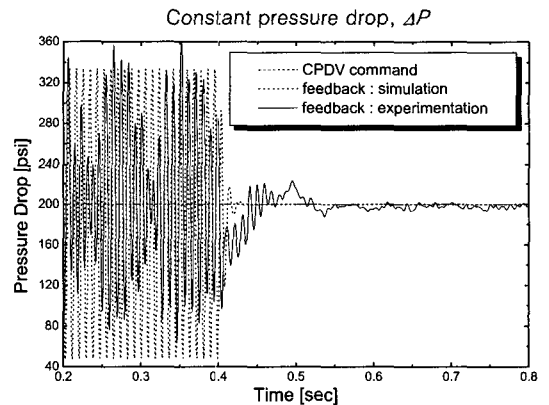
4. 전산모사 및 실험 결과

가. 실험장치 구성

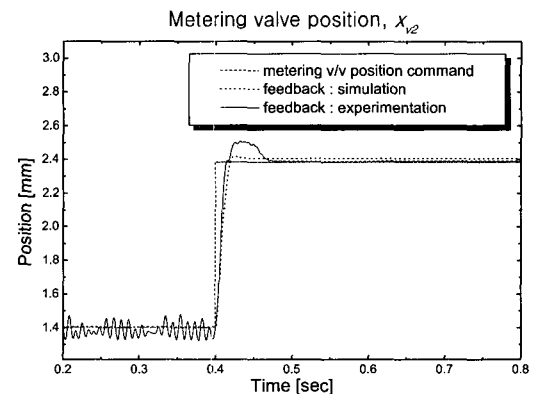
유량조절부의 실험장치는 그림 7과 같다. 전자제어기는 시험용 아날로그 제어기를 제작하여 사용하였다. 가변 오리피스를 이용하여 분사기 노즐을 모사하였고, 유압동력원을 사용하여 10.3 MPa ($1,500 \text{ psi}$)의 일정한 압력을 유량조절부에 공급하였다.



[그림 7] 유량조절부 실험장치



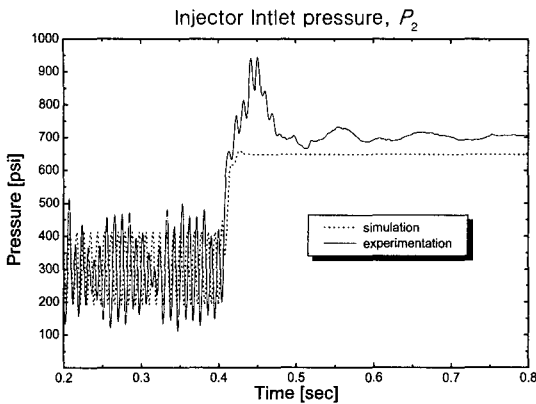
(b) 차압 유지량



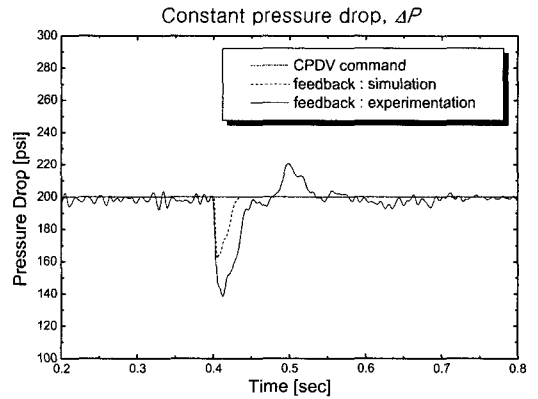
(c) 미터링밸브 스톱 위치

나. 전산모사 및 실험 결과

그림 8, 9 및 10은 유량 $0.66 \sim 1.13 \text{ kg/sec}$ ($12.5 \sim 21.5 \text{ GPM}$)의 계단입력 시 전산모사 및 실험 결과를 나타낸 것이다. 비선형 전산모사는 Matlab/Simulink를 사용하였다.



(d) 분사기 전단 압력



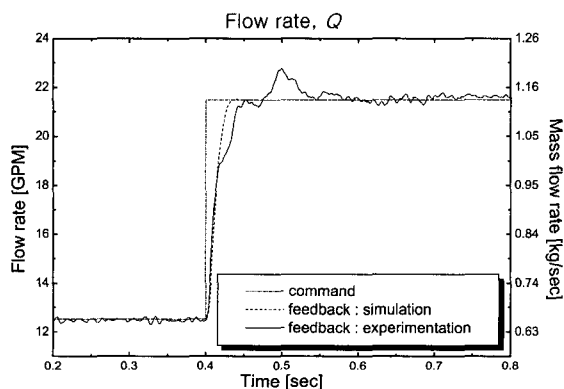
(b) 차압 유지량

[그림 8] 유량 조절부 전산모사 및 실험 결과
 [Flow rate = 0.66~1.13kg/sec(12.5~21.5GPM),
 $\Delta P = 1.4MPa(200psi)$, $P_2 = 2\sim 4.8MPa(290\sim 700psi)$]

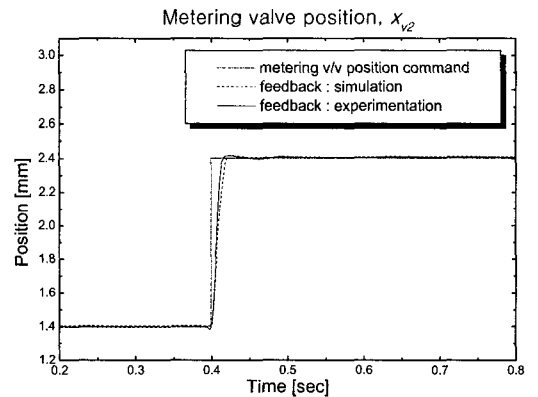
한 바와 같다.

그림 9는 가변 오리피스를 조절하여 분사기 전단 압력 P_2 를 증가시켰을 때의 결과이다. 그림 8(d)와 그림 9(d)를 비교하면 유량이 0.66kg/sec 일 때 P_2 가 2MPa(290psi)에서 2.6MPa(380psi)로 증가시킨 결과 시스템이 안정해지는 것을 확인할 수 있었다.

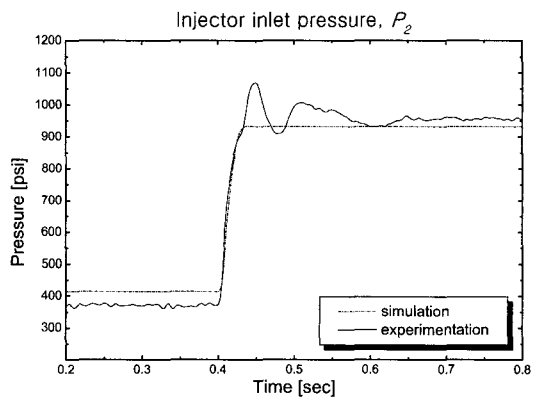
그림 10은 차압 유지량 ΔP 를 감소시켜 실험한 결과이다. 그림 8(b)과 그림 10(b)를 살펴보면 ΔP 를 줄임에 따라 작은 유량에서도 시스템이 안정해짐을 알 수 있으며, 이들 결과들로부터 비선형 전산모사 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.



(a) 유량

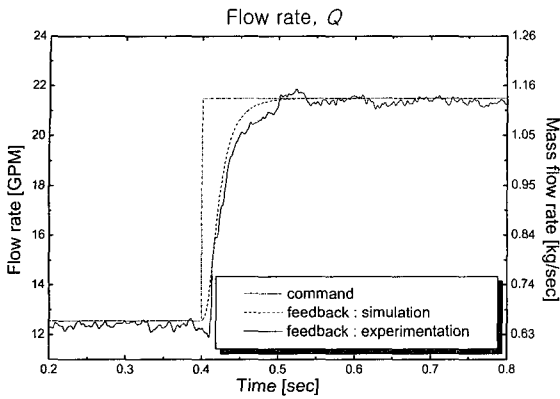


(c) 미터링밸브 스톱 위치

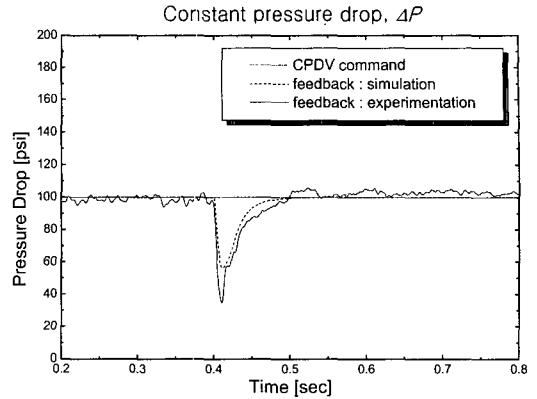


(d) 분사기 전단 압력

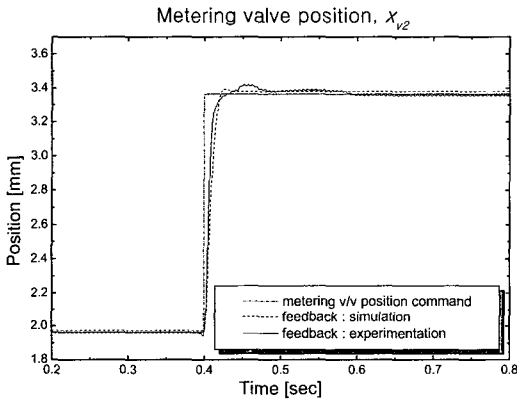
[그림 9] 유량 조절부 전산모사 및 실험 결과
 [Flow rate = 0.66~1.13kg/sec(12.5~21.5GPM),
 $\Delta P = 1.4MPa(200psi)$, $P_2 = 2.6\sim 6.5MPa(380\sim 950psi)$]



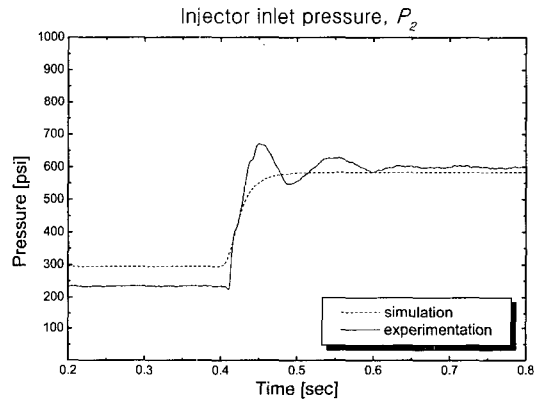
(a) 유량



(b) 차압 유지량



(c) 미터링밸브 스톱 위치



(d) 분사기 전단 압력

[그림 10] 유량 조절부 전산모사 및 실험 결과

[유량 : 0.66~1.13kg/sec(12.5~21.5GPM), $\Delta P = 0.7MPa(100psi)$, $P_2 = 1.6\sim 4.1MPa(230\sim 600psi)$]

5. 결론

공기흡입식 추진기관용 연료조절밸브 시스템을 소개하고 설계 개념을 제시하였다. 차압유지밸브와 미터링밸브로 구성된 유량조절부를 두개의 서보밸브를 사용하여 구동하였으며 이론해석 및 실험결과를 통해 성능을 확인하였다. 또한 유량조절부의 모델링과 비선형해석 및 선형해석을 통하여 분사기 전단압력 P_2 및 차압 유지량 ΔP 가 시스템 안정성에 영향을 미침을 예측하였고 실험결과와 비교했을 때 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

참고 문헌

- [1] Gordon E. Jensen, David W. Netzer, Tactical Missile Propulsion, Vol. 170, Progress In Astronautics And Aeronautics, AIAA Inc., 1996, pp.423~446.
- [2] Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., 1967. pp.76~118.
- [3] 이도윤, 최현영, 박종승, 구자용, "공기흡입식 추진기관용 연료조절밸브시스템 개발에 관한 연구", 한국군사과학기술학회 종합학술대회, 2005. pp. 675~678.