

論文

공기흡입식 추진기관용 연료조절밸브 시스템 안정성 향상에 관한 연구

이도윤*, 최현영*, 박종승*, 구자용*

A Study on Stability Improvement of Fuel Metering Unit for Air Breathing Engine

Do-Yun Lee*, Hyun-Young Choi*, Jong-Seung Park* and Ja-Yoeng Koo*

ABSTRACT

This paper deals with a fuel metering unit (referred to as FMU) for air breathing engine. The proposed FMU consists of a constant pressure drop valve and a metering valve, both of which are controlled by servovalve. Linear analysis derived from a nonlinear mathematical model of FMU is carried out to find major parameters on the system performance. Numerical results using established model of FMU were in good agreement with the experimental results. It is also shown that the system stability is improved by reducing the constant pressure drop at metering valve and applying the triangular orifice to constant-pressure-drop valve through the simulation and experiments.

초 록

본 논문에서는 공기흡입식 추진기관용 연료공급 시스템의 연료조절 밸브 시스템을 제안하였으며, 제안된 시스템은 서보밸브에 의해 구동되는 차압유지 밸브와 미터링 밸브로 구성되어 있다. 시스템 성능 및 안정성에 영향을 미치는 인자를 찾기 위해 비선형 및 선형 해석을 수행하였다. 이를 통해 미터링 밸브 오리피스 양단의 차압 유지량 ΔP 가 시스템 안정성에 영향을 미침을 예측하였고 실험 및 비선형 전산모사를 통하여 입증하였다. 해석 및 실험 결과차압 유지량 ΔP 를 줄이고 동시에 이등변 삼각형 형상의 오리피스를 차압유지 밸브에 적용함으로써 요구 유량에 따라 유량이득이 조절되도록 하여 시스템의 안정성을 높일 수 있었다.

Key Words : Fuel metering unit(연료조절밸브 시스템), Constant-pressure-drop valve(차압유지밸브), Metering valve(미터링밸브), Controller(제어기), Stability(안정성)

1. 서 론

터보 제트, 터보 팬 엔진 또는 램제트나 스크램제트 엔진과 같은 공기흡입식 추진기관은 모두 연료공급 시스템을 필요로 한다. 이들 시스템의 전체적인 구성과 기능은 유사하나 운용되는 엔진

의 고유한 특성에 따라 구성품에 차이가 있다. 본 논문에서 논의되는 연료조절 밸브 시스템은 초음속에서 운용되는 공기흡입식 추진기관용 연료공급 시스템의 일부이다.

그림 1에 나타낸 바와 같이 연료공급 시스템은 크게 터보 펌프(ATP, Air Turbo Pump) 및 연료조절 밸브 시스템(FMU, Fuel Metering Unit)과 연료 가압부로 구성된다.

연료 공급은 비행체가 가속되면서 흡입되는 공기에 의해 구동되는 터빈과 터빈 축에 직결된 연료 펌프에 의해 이루어지며, 펌프에 연결된 연료

† 2006년 3월 29일 접수 ~ 2006년 7월 31일 심사완료

* 정회원, 국방과학연구소

연락처, E-mail : heypresto@hanmail.net

대전광역시 유성우체국 사서함 35-3호

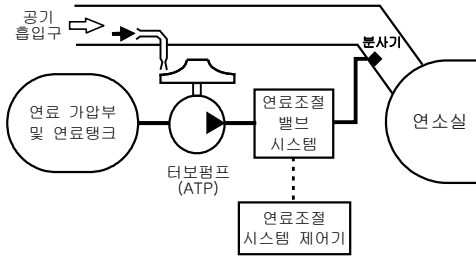


그림 1. 연료공급 및 제어 시스템

조절 밸브 시스템은 비행체의 비행조건에 따라 추력을 조절하기 위해 엔진 연소실로 유입되는 연료의 유량을 조절한다. 연료 가압부는 펌프 흡입시 공동화(cavitation)를 방지하기 위하여 연료탱크 내부에 저장된 연료를 일정 압력으로 가압하는 역할을 한다[1-2].

본 논문은 공기흡입식 추진기관의 연료공급 시스템에 적용할 수 있는 연료조절 밸브 시스템의 설계, 해석 및 실험 결과를 소개하는 것을 주된 내용으로 하며, 특히 밸브 오리피스에 형상을 바꿈으로써 시스템의 안정성을 증가시키는 방법을 제안하였다. 본 논문의 구성은, 우선 시스템 소개 및 설계 개념을 기술하였고, 수학적 모델과 선형 해석, 전산모사 및 실험결과, 결론 순으로 기술하였다.

II. 본 론

2.1 시스템 구성

본 논문에서 제안하는 연료조절 밸브 시스템은 그림 2와 같으며 연료전환 밸브, 유량 조절부, 연료 분배 밸브 및 제어기로 크게 나눌 수 있다.

연료전환 밸브는 시스템 필터 및 릴리프 밸브를 포함하며, 비행체가 가속되는 동안 터보 펌프로부터 토출되는 유량을 연료탱크로 공회전 시키다가 연료전환 명령에 따라 연료를 유량 조절부로 공급하는 역할을 한다.

연료조절 시스템의 핵심부인 유량 조절부는 차압유지 밸브(CPDV, Constant Pressure Drop Valve)와 미터링 밸브로 구성되며, 식(1)은 유량 조절부의 거동을 나타낸다[3].

$$Q = KA\sqrt{\Delta P} \tag{1}$$

여기서, K 는 상수, ΔP 는 차압, A 는 미터링 밸브 오리피스 면적이다.

본 연구에서 제안하는 차압유지 밸브 및 미터링 밸브는 각각 전기유압 서보밸브를 사용하여 구동하였으며, 차압센서를 사용하여 미터링 밸브 오리피스 양단의 차압을 피드백 제어하였고, 미

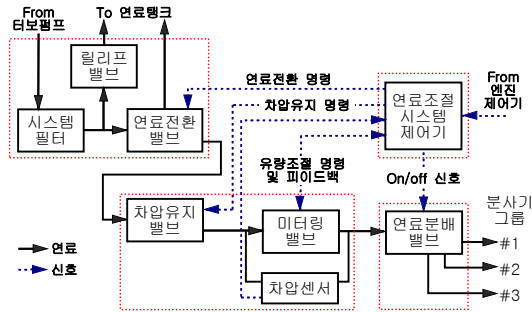


그림 2. 제안된 연료조절 밸브 시스템

터링 오리피스 면적을 제어하기 위한 밸브스풀의 위치 피드백 센서로는 LVDT(Linear Variable Differential Transformer)를 사용하였다.

연료 분배 밸브는 2단 솔레노이드 밸브 형식의 차단 밸브들로 구성되고 엔진 연소기 전단에 장착되는 몇 개의 분사기 그룹들에 연료를 공급하거나 차단하는 역할을 한다.

2.2 수학적 모델 및 안정성 해석

2.2.1 비선형 모델

연료조절 밸브 시스템의 핵심부인 유량 조절부의 비선형 수학적 모델을 구하였다. 그림 3은 유량 조절부를 간략화한 개략도이다. 그림 3 및 수식들에서 하첨자 c 는 차압유지 밸브를, m 은 미터링 밸브를 의미한다.

차압유지 밸브 구동용 서보밸브의 동적 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{x_{usc}}{i_c} = \frac{K_{vs}}{K_{v3}s^3 + K_{v2}s^2 + K_{v1}s + 1} \tag{2}$$

여기서, i_c 는 서보밸브의 입력 전류이며, x_{usc} 는 서보밸브 스풀의 행정거리이다. K_{vs} , K_{v1} , K_{v2} , K_{v3} 는 서보밸브 동특성에 관련된 상수이다[4].

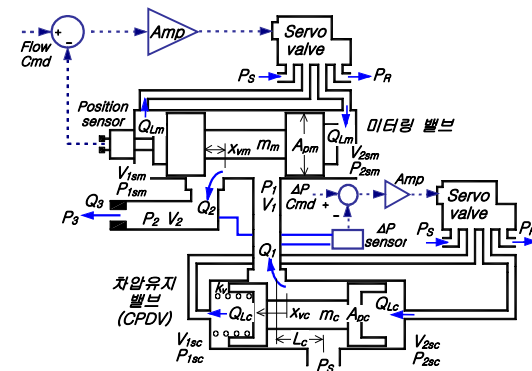


그림 3. 유량 조절부 개략도

그림 3으로부터 차압유지 밸브의 스톱 구동과 관련된 연속 방정식 및 유량 방정식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$Q_{Lc} = A_{pc} \frac{dx_{vc}}{dt} + \frac{V_{tc}}{\beta_e} \frac{dP_{Lc}}{dt} \quad (3)$$

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

여기서, Q_{Lc} 는 차압유지 밸브 스톱 제어유량이며, A_{pc} 는 스톱의 면적 x_{vc} 는 행정거리를 나타낸다. V_{tc} 는 총 제어 체적으로 스톱 양단 체적 V_{1sc} 와 V_{2sc} 의 합으로 나타낼 수 있으며 식(5)와 같다. P_{Lc} 는 스톱 양단에 걸리는 부하 압력차이고 식(6)과 같다. β_e 는 연료의 유효 체적 탄성 계수 (effective bulk modulus)이다. w_{sc} 는 구동용 서보밸브 오리피스 면적 변화율 (area gradient of orifice)이며, C_{dsc} 는 오리피스의 송출계수 (discharge coefficient)를 나타낸다. 또한 P_s 는 공급압력, P_R 는 귀환압력, ρ 는 연료의 밀도이다.

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

$$P_{Lc} = P_{2sc} - P_{1sc} \quad (6)$$

차압유지 밸브 스톱의 운동 방정식은 아래와 같다.

$$m_c \ddot{x}_{vc} = -B_c \dot{x}_{vc} - K_{fc} x_{vc} + P_{Lc} A_{pc} \quad (7)$$

여기서

$$B_c = L_c C_{dc} w_c \sqrt{2\rho(P_s - P_1)} \quad (8)$$

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

L_c 는 감쇄 길이(damping length)로 슬리브 안으로 들어오는 유동과 나가는 유동사이의 거리이다. C_{dc} 및 w_c 는 각각 차압유지 밸브 오리피스의 송출계수와 오리피스 면적의 변화율을 나타내며, k_v 는 스프링 상수이다.

미터링 밸브 구동용 서보밸브의 동적 방정식은 식(2)와 유사하며 다음과 같다[4].

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

미터링 밸브 스톱 동작에 따른 연속 방정식과 유량 방정식은 식(3), (4)와 같은 형태로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_{Lm} = A_{pm} \frac{dx_{vm}}{dt} + \frac{V_{tm}}{\beta_e} \frac{dP_{Lm}}{dt} \quad (11)$$

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

여기서

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

$$P_{Lm} = P_{2sm} - P_{1sm} \quad (14)$$

또한 미터링 밸브 스톱의 운동방정식은

$$m_m \ddot{x}_{vm} = -B_m \dot{x}_{vm} - K_{fm} x_{vm} + P_{Lm} A_{pm} \quad (15)$$

여기서

$$B_m = L_m C_{dm} w_m \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (16)$$

$$K_{fm} = 0.43 w_m (P_1 - P_2) \quad (17)$$

그림 3에서 제어 체적 V_1 및 V_2 에 대한 연속 방정식은 다음과 같으며

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

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

여기서, Q_1 및 Q_2 는 각각 차압유지 밸브 오리피스 A_c 와 미터링 밸브 오리피스 A_m 을 통과하는 유량이며 Q_3 는 분사기 노즐 A_r 를 통해 연소실로 분사되는 유량이다. Q_1 , Q_2 및 Q_3 에 상응하는 유량 방정식은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_{dc} A_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)}, \quad A_c = w_c x_{vc} \quad (20)$$

$$Q_2 = C_{dm} A_m \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad A_m = w_m x_{vm} \quad (21)$$

$$Q_3 = C_{dr} A_r \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_3)} \quad (22)$$

이상의 비선형 수학적 모델을 비선형 전산 모사에 사용하였으며, 그 결과는 실험 결과와 함께 2.3절의 그림 7, 8, 9 및 10에 나타내었다. 비선형 전산 모사 결과로부터 시스템의 불안정은 차압유지량 ΔP 의 불안정으로부터 기인한다는 것을 알 수 있었으며, 이는 차압유지 밸브가 전체 시스템 안정도에 큰 영향을 미침을 나타낸다.

2.2.2 선형 모델 및 안정성 해석

시스템의 안정성 해석을 위하여 미터링 밸브를 고정된 오리피스로 단순화 하고 차압유지 밸브를 중심으로 하는 선형 모델을 구하였다.

그림 4는 선형화된 차압유지 밸브의 블록 선도이다. 제어기 전달함수 $K_C(s)$ 는 상수이며, 스톱

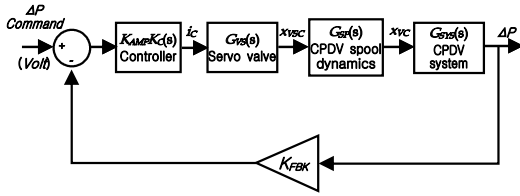


그림 4. 차압유지밸브의 블록 선도

구동 서보밸브 전달함수 $G_{sv}(s)$, 차압유지 밸브 스톨 전달함수 $G_{sp}(s)$, 차압유지 밸브 시스템(연속 방정식 및 유량 방정식) 상태방정식은 각각 식 (23), (24) 및 (25)와 같다.

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

$$G_{sp}(s) = \frac{K_{b1}}{K_m s^3 + K_{f2}s} \quad (24)$$

여기서 K_{b1} , K_{v2} , K_m 은 차압유지밸브 스톨 동특 성과 관련된 계수이다. 식(25)에서 x 는 상태변수, u 는 입력변수, y 는 출력변수를 나타낸다. k_p , k_{p1} , k_{p2} , k_{p3} , k_{v1} , k_{v2} , k_{v3} 는 유량 방정식으로부터 도출된 밸브 계수들이며 하침자 q 는 유량이득, p 는 유량-압력 계수를 나타낸다. k_{v1} , k_{v2} 는 각각 V_1/β_c , V_2/β_c 이다.

$$x_1 = P_1, \quad x_2 = P_2, \quad w = const., \quad u = x_{vc}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_{p1} + k_{p2}}{k_{v1}} & \frac{k_{p2}}{k_{v1}} & \frac{k_{v1} - k_{v2}}{k_{v1}} \\ \frac{k_{p2}}{k_{v2}} & -\frac{k_{p2} + K_{p3}}{k_{v2}} & \frac{k_{v2} - k_{v3}}{k_{v2}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{k_q}{k_{v1}} \\ \frac{k_q}{0} \\ 0 \end{bmatrix} u$$

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

선형 모델을 통한 해석으로부터 제어 연료량이 작아질수록 안정성 확보가 어려움을 알 수 있었다. 이는 선형 모델로부터 구한 차압유지 밸브의 근 궤적 선도를 통하여 확인할 수 있다.

그림 5는 연료의 요구 유량이 점차 작아지면서 한 쌍의 복소수 근 궤적이 $j\omega$ 축(imaginary axis) 우측에 존재하여 시스템이 불안정해짐을 나타낸다. 유량이 줄어드는 것은 미터링 밸브의 열림 x_{vm} 및 차압유지 밸브의 열림 x_{vc} 가 작아진다는 것과 같은 의미이다. 차압 유지량 ΔP 를 증가시켜도 유량이 감소하는 것과 같은 결과를 보이는데, 이는 미터링 밸브 입구와 출구 사이의 차압이 증가하므로 같은 유량일 때 x_{vm} 이 작아져도 되며 이에 따라서 x_{vc} 도 줄어들기 때문이다. 따라서, 안

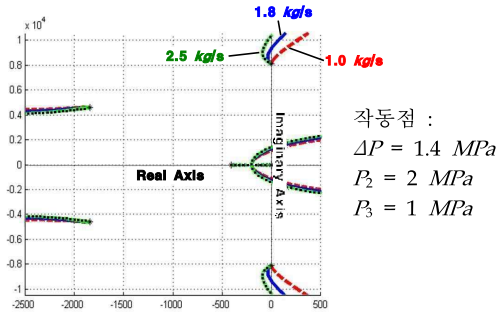


그림 5. 유량 변화에 따른 근궤적의 변화

정성 향상을 위해 가능한 ΔP 를 줄여야하나 ΔP 가 작아짐에 따라 미터링 밸브의 오리피스 커져야 하기 때문에 적절하게 절충하여야 한다[5].

분사기 전단 압력 P_3 의 변화 역시 시스템 안정도에 영향을 미치며 P_3 가 작아지면 시스템이 불안정해짐을 알 수 있었다[5].

2.2.3 오리피스 형상 설계

앞서 언급한 바와 같이 x_{vc} 이 작을 때 시스템이 불안정하므로 차압유지 밸브의 유량이득(flow gain)을 줄이면 시스템의 안정성을 좀 더 높일 수 있으며 이는 오리피스의 형상을 변경하여 실현할 수 있다. 즉, 유량이득 k_q 는

$$k_q = \frac{\partial Q_1}{\partial x_{vc}} \quad (26)$$

Q_1 은 식(20)과 같으며 직사각형 오리피스를 적용할 경우 w_c 는 일정하다. 이때 k_q 는 식(27)과 같으며 x_{vc} 의 변화에 따라 일정하다.

$$k_q = C_{dc} w_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (27)$$

만약 오리피스의 형상을 삼각형으로 만들면 면적 A_c 는

$$A_c = \frac{1}{2} w_c x_{vc} = \frac{x_{vc}^2}{\tan \theta}, \quad \tan \theta = \frac{x_{vc}}{w_c/2} \quad (28)$$

여기서, θ 는 이등변 삼각형 밑변의 각도이고 x_{vc} 는 삼각형의 꼭짓점을 0점으로 하는 밸브 스톨의 행정거리이므로 x_{vc} 가 증가함에 따라 삼각형 밑변의 길이 w_c 도 증가한다. 따라서 k_q 는

$$k_q = C_d \frac{2 x_{vc}}{\tan \theta} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (29)$$

식(29)는 x_{vc} 가 줄어들에 따라 k_q 가 작아짐을 의미한다. 즉 유량이 클 때 이득이 크고 유량이 줄어들면 이득도 같이 줄어들므로 작은 유량시 안정성을 유지할 수 있다.

2.3 실험 및 전산모사 결과

2.3.1 실험장치 구성

유량 조절부의 실험장치는 그림 6과 같다. 위치제어 및 차압제어를 위한 LVDT와 차압센서의

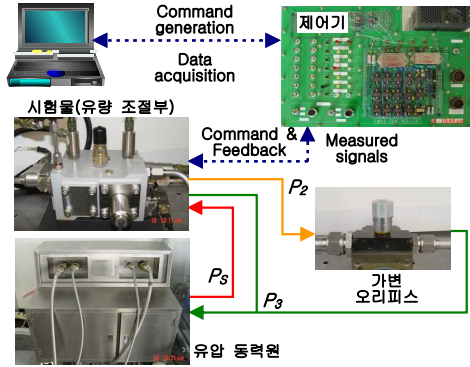


그림 6. 유량조절부 실험장치

신호처리 및 제어입력 생성, 각 서보밸브의 구동, 기타 압력센서들의 신호처리 등을 위해 시험용 아날로그 제어기를 제작하여 사용하였으며, 유량 명령 생성, 데이터 획득 및 처리는 컴퓨터를 이용하였다.

또한, 가변 오리피스를 이용하여 분사기 노즐을 모사하였고, 유압 동력원을 사용하여 10.3 MPa(1,500 psi)의 일정한 압력을 유량 조절부에 공급하였다.

2.3.2 실험 및 전산모사 결과

그림 7, 8, 9 및 10은 계단함수를 유량명령 입력신호로 사용한 실험 및 전산모사 결과를 나타낸 것이다. 비선형 전산모사는 Matlab/Simulink를 사용하였으며 그 결과는 실험 결과와 잘 일치하였다.

그림 7에서 보는 바와 같이 유량이 작은 구간 (0.66 kg/sec)에서 미터링 밸브의 스펙 위치 x_{vm} 은 안정성을 유지하는 것에 반하여 차압 유지량 ΔP

그림 7. 유량 조절부 실험 및 전산모사 결과
사각 오리피스, 유량 : 0.66~1.13 kg/s (12.5~21.5 GPM)
 $\Delta P = 1.4 MPa$ (200 psi), $P_2 = 2\sim 4.8 MPa$ (290~700 psi)

4.1

4.2

4.3

그림 8. 유량 조절부 실험 및 전산모사 결과
사각 오리피스, 유량 : 0.66~1.13 kg/s (12.5~21.5 GPM)
 $\Delta P = 0.7 MPa$ (100 psi), $P_2 = 1.6\sim 4.1 MPa$ (230~600 psi)

그림 9. 유량 조절부 실험 및 전산모사 결과
삼각 오리피스, 유량 : 0.47~0.81 kg/s (8.9~15.3 GPM)
 $\Delta P = 0.7 MPa$ (100 psi), $P_2 = 0.9\sim 2.9 MPa$ (130~420 psi)

그림 10. 유량 조절부 실험 및 전산모사 결과
삼각 오리피스, 유량 : 0.2~1.2 kg/s (3.8~22.8 GPM)
 $\Delta P = 0.7 MPa$ (100 psi), $P_2 = 0.3\sim 7.0 MPa$ (40~1020 psi)

는 불안정하며 이에 따라 전체 시스템이 불안정해지는 것을 볼 수 있다. 그림 8의 결과를 살펴보면, ΔP 제어 명령을 1.4 Mpa 에서 0.7 Mpa 로 줄임으로써 그림 7에서와 같은 유량(0.66 kg/sec)에서 시스템이 안정해짐을 알 수 있다. 이는 해석 결과를 통하여 예측한 바와 같이 ΔP 를 작은 값으로 제어함에 따라 시스템이 안정해짐을 나타낸다. 그러나 그림 9와 같이 유량명령을 더 작게 (0.47 kg/sec) 하면 ΔP 가 다시 불안정해 지면서 시스템이 다시 불안정해 질 수 있다.

그림 10은 차압유지 밸브의 오리피스 형상을 이등변 삼각형으로 바꾼 후 실험한 결과이다. 이때 유량명령은 0.2~1.2 kg/sec 의 계단 입력이며, 유량명령이 그림 9의 경우(0.47 kg/sec)보다 더 작은 구간(0.2 kg/sec)에도 시스템이 안정성을 유지함을 확인할 수 있다.

III. 결 론

공기흡입식 추진기관용 연료조절 밸브 시스템을 소개하고 설계 개념을 제시하였으며, 시스템의 안정성 확보를 위한 방안을 기술하였다.

특히, 유량 조절부의 모델링과 해석을 통하여 차압 유지량 ΔP 가 시스템 안정성에 영향을 미침을 예측하였고 실험 및 전산모사를 통하여 이를

입증하였다. 그리고 유량이득이 일정한 사각형 형상의 오리피스 대신 유량이 작아지면 유량이득도 같이 작아지는 이등변 삼각형 형상의 오리피스를 적용함으로써 작은 유량명령에서 시스템의 안정성을 크게 높일 수 있었다.

참고문헌

- 1) Gordon E. Jensen, David W. Netzer, "Tactical Missile Propulsion", Vol. 170, Progress In Astronautics And Aeronautics, AIAA Inc., 1996, pp. 423~446.
- 2) F. F. Webster, "Liquid Fueled Integral Rocket Ramjet Technology Review", AIAA/SAE 14th joint propulsion conference, 1978.
- 3) Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., 1967. pp. 76~118.
- 4) W. J. Thayer, "Transfer Functions for MOOG Servovalves", Technical Bulletin 103, MOOG, 1965.
- 5) 이도윤, 최현영, 박종승, 구자용, "공기흡입식 추진기관용 연료조절밸브시스템 개발에 관한 연구", 한국군사과학기술학회지 제 8권 제 4호, 2005, pp. 152~158.