

미끄럼방지 제동장치용 솔레노이드 밸브의 맥동특성 해석

논문
59-11-24

Analysis on the Surge Characteristics of the Solenoid Valve for Anti-Lock Brake System

김 병 우[†] · 박 호^{*}
(Byeong-Woo Kim · Hoo Park)

Abstract - It is necessary to carry out quantitative analysis for the ABS hydraulic modulator to upgrade the system performances. Mathematical modeling method for the ABS hydraulic modulator, is suggested in the view of electromagnetism and fluid mechanics. Also, an analytic method is proposed for the resultant forces of electromagnetism and hydraulic pressure generated in the real vehicle ABS. The relationships between the design factor of Inlet & outlet solenoid valve and the system performance of ABS, are investigated through the analytical process.

Key Words : Anti lock brake system, Inlet valve, Outlet Valve, Surge, Hydraulic modulator

1. 서 론

자동차 미끄럼 제동장치(ABS)는 자동차 안전장치에서 가장 보편적으로 적용되고 있다. 자동차 ABS는 기계장치와 전기전자 장치가 결합된 대표적인 메카트로닉스 장치이다. 자동차 ABS 장치는 속도를 검지하는 차속 센서, 차속 센서에서 차륜 잠김 상태를 판단하고 엑츄에이터를 구동시키는 제어부(ECU), 차륜 제동력을 발생시키는 유압 모듈레이터(Modulator)로 구성된다. 자동차 유압 모듈레이터를 구성하고 있는 핵심 부품은 입구 및 출구 솔레노이드 밸브, 모터, Accumulator, 실린더, 제어장치(ECU)를 들 수 있다. 자동차 ABS 유압 모듈레이터에서 입구 및 출구 솔레노이드 밸브는 제동력을 결정하고 유체 압력 변화를 발생시키는 중요 부품이다.

자동차 ABS 유압 모듈레이터에 대한 연구는 제어로직과 솔레노이드 밸브를 비롯한 H/W 측면의 다양한 연구가 진행되었다.[1] 기존 연구에서는 입구 또는 출구 솔레노이드 밸브에 대하여 독립적인 동특성 해석을 실시하였다. 따라서, 입구 및 출구 솔레노이드 밸브에서 요구되고 있는 설계인자 및 특성에 대한 정확한 비교 해석에 한계성으로 작용하였다.[2],[3] 자동차를 포함한 일반 유압 시스템인 경우, 솔레노이드 밸브에서 작용 압력을 고려한 밸브 동특성 해석은 정확성 향상 측면에서 매우 중요하다. 그러나, 이 같은 필요성에도 불구하고 기존 연구에서는 단지 솔레노이드 밸브 자체의 전자기적인 해석을 실시하였다.[4],[5] 또한, 자동차 ABS 장치에 적용되고 있는 솔레노이드 밸브는 시스템 측면의 요구 사양을 만족시

켜야 하기 때문에 솔레노이드 밸브와 ABS 시스템 사양과의 상관관계 규명이 요구된다.

따라서, 본 연구에서는 Sol-Sol 방식의 ABS 입구 및 출구 밸브에 대한 전자기 해석과 유체역학 해석을 병행하였다. 이와 함께, 솔레노이드 밸브의 동특성 해석 측면의 정확성 향상과 상호 특성 비교는 물론이고 동특성을 향상시킬 수 있는 방안을 제시하였다.

2. 솔레노이드 밸브 수치해석

2.1 밸브 유한요소 해석

ABS 장치에 적용되고 있는 솔레노이드 밸브의 동 특성을 수학적으로 해석하기 위하여 가정자료법을 이용하였다. 밸브에 전원 공급시, 자성체에서 발생하는 소모 기자력을 구하기 위하여 자계 강도 $H [A]$, 자로 길이 $L [cm]$ 에 대한 정확한 해석이 필요하다.[7] 이 때, 자로 길이는 자성체와 공극 형상에 따라서 가정하여야 하기 때문에 가정 자료의 정확성을 기하고자 ANSYS를 이용한 유한요소법을 이용하였다.

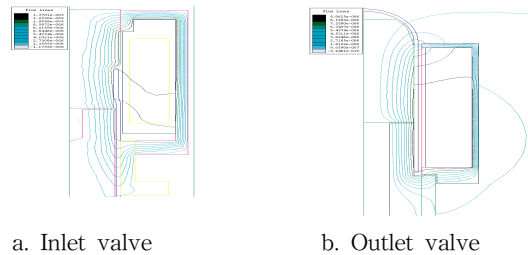


그림 1 유한요소해석에 의한 자력선
Fig. 1 Lines of magnetic flux by FEM analysis

[†] 교신저자, 정회원 : 울산대학교 전기전자정보시스템공학부
부교수 · 공박

E-mail : bywokim@ulsan.ac.kr

^{*} 정 회 원 : 공주대학교 기계자동차공학부 교수

접수일자 : 2010년 9월 6일

최종완료 : 2010년 10월 19일

2.2 입구밸브 수치해석

가동자, 고정자, 솔레노이드부로 구성된 강자성체의 자로 길이와 공극의 자기 퍼미언스는 기하학적 형상에 의존하기 때문에 그림 2와 같은 기하학적 형상을 기준으로 해석하였다.

1) 공극 퍼미언스

전자력에 의하여 밸브 가동자와 고정자의 변위가 발생될 때, 공극의 자기 퍼미언스(Magnetic Permeance)는 다음과 같다.

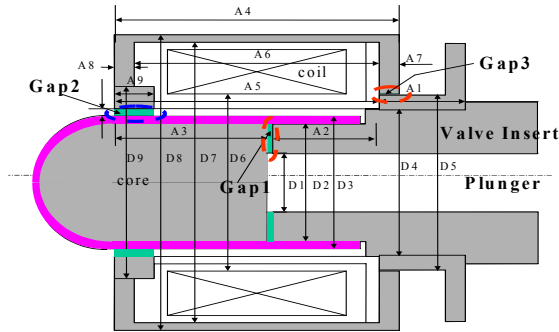


그림 2 입구밸브의 단면도
Fig. 2 Cross-section of inlet valve

공극 1, 2, 3에 대한 합성 퍼미언스는

$$P_A = P[1] \tag{1}$$

$$P_B = P[2] + P[3] + P[4] \tag{2}$$

$$P_C = P[5] \tag{3}$$

전체 합성 퍼미언스(P_S)는 다음 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$P_S = \frac{P_A \cdot P_B \cdot P_C}{(P_A \cdot P_B) + (P_A \cdot P_C) + (P_B \cdot P_C)} \tag{4}$$

솔레노이드에 대한 자기 회로는 전기 회로에 준하여 나타낼 수 있기에 솔레노이드 자기 회로의 자기 저항은 R, 퍼미언스는 P로 나타냈다.

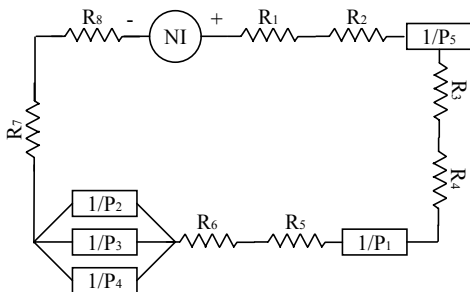


그림 3 입구밸브의 자기 등가회로
Fig. 3 Magnetic equivalent circuit of inlet valve

그림 3의 자기 회로에서 각 퍼미언스는 합성 퍼미언스로 표현할 수 있다. 자기 회로는 전기 회로를 기본으로 하여 각

구성 퍼미언스를 나타냈다. 퍼미언스는 자기 저항의 역수이기 때문에 퍼미언스가 병렬로 연결되어 있으면 전기 회로의 직렬 저항 연결법과 같이 처리하였다.

$$P = \frac{1}{\frac{1}{P_1} + \frac{1}{P_2}} \tag{5}$$

또한, 퍼미언스가 직렬로 연결되어 있으면 전기 회로의 병렬 저항 연결법과 같이 처리하였다.

$$P = P_1 + P_2 \tag{6}$$

입구 밸브인 경우, 공극 1과 3에서 발생되는 퍼미언스 P [1], P [5] 는 직렬로 연결되어 있으나 공극 2에서 발생되는 퍼미언스 P [2], P [3], P [4] 는 병렬로 연결되어 있다. 또한, 공극 1, 2, 3의 합성 퍼미언스 P_A , P_B , P_C 는 서로 직렬로 연결되어 있다. 따라서, 합성 퍼미언스 P_A , P_B , P_C 를 전체 합성 퍼미언스로 나타내면 식 (7)과 같다.

$$P_S = \frac{P_A \cdot P_B \cdot P_C}{(P_A \cdot P_B) + (P_A \cdot P_C) + (P_B \cdot P_C)} \tag{7}$$

따라서, 솔레노이드에서 발생하는 전자력은 다음 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{mag} = \frac{1}{2} \Phi^2 \left(\frac{1}{P_A^2} \Sigma \frac{dP}{dZ} + \frac{1}{P_B^2} \Sigma \frac{dP}{dZ} + \frac{1}{P_C^2} \Sigma \frac{dP}{dZ} \right) \tag{8}$$

2.3 유압특성 해석

마스터 실린더에서 입구 밸브까지의 작동 유체와 관련된 유압 방정식(P1)은 마스터 실린더의 공급 유량(Q_{m1}), 입구 밸브의 통과 유량(Q_{v1L} , Q_{v1R}), 댐퍼 챔버에서 마스터 실린더로의 통과 유량(Q_{d1})으로 나타낼 수 있다.

$$P_1 = \frac{\beta}{V_1} (Q_{m1} - Q_{v1L} - Q_{v1R} + Q_{d1}) \tag{9}$$

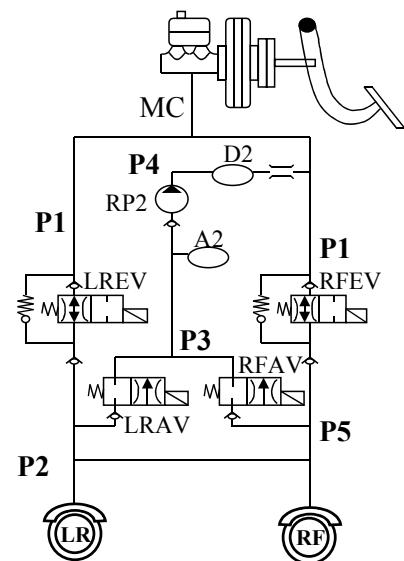


그림 4 ABS 유압 모듈레이터의 유압회로
Fig. 4 Hydraulic circuit of ABS hydraulic modulator

입구 밸브에서 출구 밸브까지 작동 유체의 유압 방정식 (P_2)은 입구 밸브에서 차륜 실린더로의 공급 유량(Q_{0v2}), 입구 밸브에서 차륜 실린더에 공급되는 유량(Q_{2w}), 차륜 실린더에서 출구 밸브로 통과하는 유량(Q_{cv2})으로 나타낼 수 있다.

$$P_2 = \frac{\beta}{V_2} (Q_{0v2} - Q_{cv2} - Q_{2w}) \quad (10)$$

출구 밸브에서 어큐뮬레이터까지 작동 유체의 유압 방정식 (P_3)은 식 (11)과 같다.

$$P_3 = \frac{\beta}{V_3} (Q_{cv3L} + Q_{cv3R} - Q_{3p1}) \quad (11)$$

귀환 펌프에서 댐퍼까지 압력방정식 (P_4), 입구 밸브에서 출구 밸브까지 압력방정식 (P_5)은 식 (12), (13)로 나타낼 수 있다.

$$P_4 = \frac{\beta}{V_4} (Q_{p34} - Q_{4d}) \quad (12)$$

$$P_5 = \frac{\beta}{V_5} (Q_{ov5} - Q_{cv5} - Q_{5w}) \quad (13)$$

솔레노이드 밸브의 전자력을 이용하여 밸브의 운동 방정식에 의한 밸브의 변위, 속도, 가속도를 계산한다. 구해진 밸브 변위에 따라서 발생하는 입구와 출구 밸브의 유량은 유량 방정식에 의하여 계산하였다. 제어 체적의 압력은 밸브를 통하여 흐르는 유량 변화에 의하여 구한다. 또한, 모터 회전에 의한 펌프 변위를 구하고 이로 인하여 발생하는 압력을 구하였다. 유압 모듈레이터 구성 요소의 운동 방정식과 압력, 유량 방정식을 이용하여 특정 조건에 대한 압력, 변위, 속도, 가속도, 유량 등의 변수 값을 계산하고 저장하였다.

2.4 솔레노이드 밸브 해석 알고리즘

솔레노이드 밸브의 전자력을 이용하여 밸브의 운동 방정식에 의한 밸브의 변위, 속도, 가속도를 계산하였다. 구해진 밸브 변위에 따라서 발생하는 입구와 출구 밸브의 유량은 유량 방정식에 의하여 계산하였다. 제어 체적의 압력은 밸브를 통하여 흐르는 유량 변화에 의하여 계산하였다. 또한, 모터 회전에 의한 펌프 변위를 구하고 이로 인하여 발생하는 압력을 구하였다. 또한, 유압 모듈레이터 구성 요소의 운동 방정식과 압력, 유량 방정식을 이용하여 특정 조건에 대한 압력, 변위, 속도, 가속도, 유량 등의 변수 값을 계산하고 저장하였다.

그림 6과 같이 유압 모듈레이터를 포함하는 전체 ABS 유압 장치를 포함하는 테스트 벤치를 제작하였다. ABS 전용 테스트 벤치는 마스터 실린더에서 최대 압력 180bar가 발생되도록 600kgf 작동력의 공압 실린더, 두 개의 피스톤을 갖는 텐덤형 마스터 실린더, 입구 및 출구 밸브를 포함한 유압 모듈레이터(bosch 5.3), 실제적으로 차륜 제동력 발생이 가능한 차륜 실린더, 4개 차륜에 균일한 제동 압력 공급을 위한 X 자형 유압 배관으로 구성하였다.

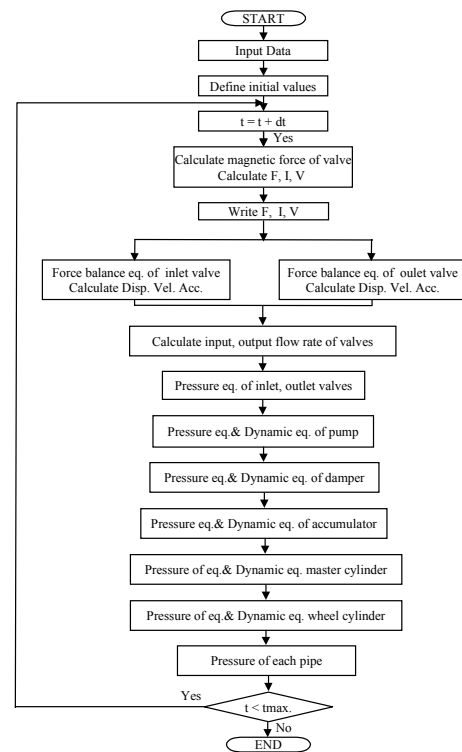


그림 5 작동 압력 계산을 위한 흐름도
Fig. 5 Flowchart for pressure computation

3. 실험장치 및 방법

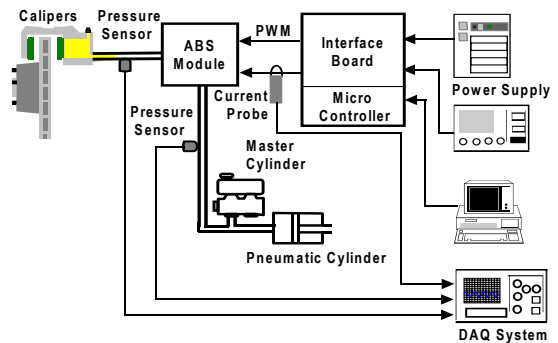


그림 6 ABS 시험장비의 개략도
Fig. 6 Schematic diagram of ABS test equipments

4. 결과 및 고찰

4.1 입구밸브

4.1.1 밸브 자체 동특성

입구 밸브의 주파수 응답성을 확인하기 위하여 밸브에 적용하는 주파수를 10, 100, 120Hz로 설정하고 듀티 비율이 50%로 설정되었을 때, 입구 밸브의 응답성은 그림 7, 8, 9와

같다. 인가 주파수 100Hz 이하 대역에서는 PWM 파형에 대하여 전류 변곡점이 정확하게 발생되었으나 인가 주파수 120Hz 이상에서는 밸브에 인가되는 PWM 파형에 대하여 가동자의 변위가 추종하지 못함을 알 수 있다. 이는 솔레노이드 밸브에서 발생하는 전자력의 크기가 밸브 좌대에 위치한 스프링 힘(32.5N)에 비하여 상대적으로 작거나 가동자와 고정자 사이의 잔류 전자력의 영향에 기인하는 현상이다.

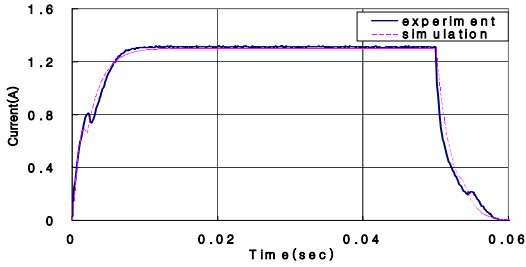


그림 7 이론 및 실험해석 비교(주파수 10Hz, 듀티비율 50%)
 Fig. 7 Comparison of simulated with experimental results (Frequency 10Hz, Duty Ratio 50%)

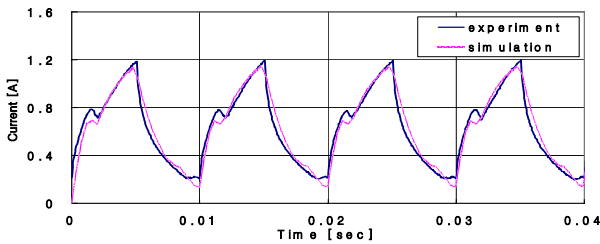


그림 8 이론 및 실험해석 비교(주파수 100Hz, 듀티비율 50%)
 Fig. 8 Comparison of simulated with experimental results (Frequency 100Hz, Duty Ratio 50%)

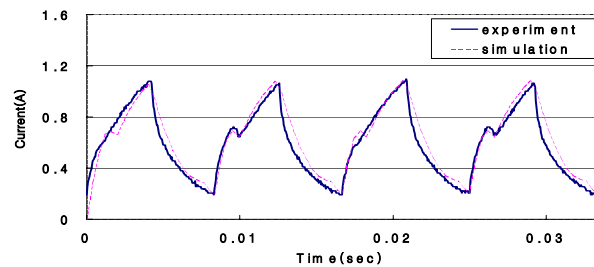


그림 9 이론 및 실험해석 비교(주파수 120Hz, 듀티비율 50%)
 Fig. 9 Comparison of simulated with experimental results (Frequency 120Hz, Duty Ratio 50%)

입구 밸브가 고속으로 반응할 수 있는 응답 주파수 100Hz에 대한 듀티 비율별 동특성을 그림 10, 11에 나타냈다. 밸브 가동자가 열리는데 소요되는 응답 시간(Rising Time)은 4.4mSec(듀티:55%), 밸브가 닫히는데 소요되는 응답 시간(Falling Time)은 2.5mSec(듀티:25%)이다. 밸브 가동자 변위

가 종료되는데 소요되는 시간 및 전류는 가동자 하강시에 4.4mSec(듀티:55%), 220mA이고 상승시에 2.5mSec, 770mA이다.

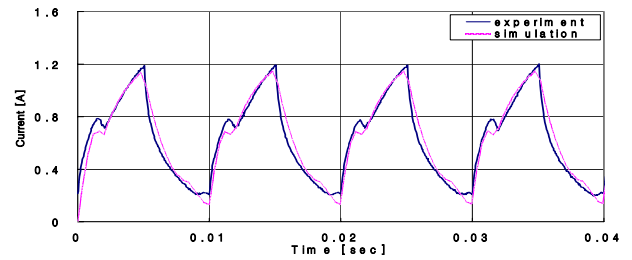


그림 10 이론 및 실험해석 비교(주파수 100Hz, 듀티비율 25%)
 Fig. 10 Comparison of simulated with experimental results (Frequency 100Hz, Duty Ratio 25%)

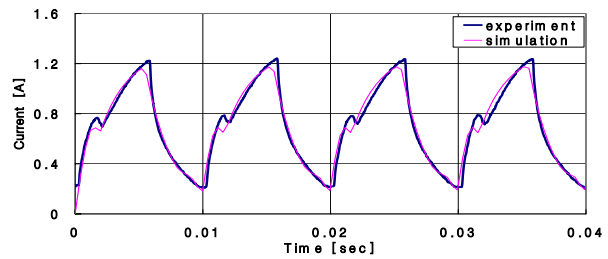


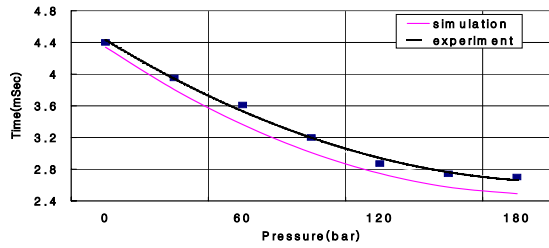
그림 11 이론 및 실험해석 비교(주파수 100Hz, 듀티비율 55%)
 Fig. 11 Comparison of simulated with experimental results (Frequency 100Hz, Duty Ratio 55%)

인가 주파수 100Hz에서 밸브 가동자 변위가 발생하는 듀티 비율은 최소 20%, 최대 50%임을 알 수 있었다. 100Hz 주파수의 듀티 비율은 10Hz에 비하여 확대되었으며 이는 연속적인 PWM 파형에 의한 전류 이득에 기인하는 현상이다.

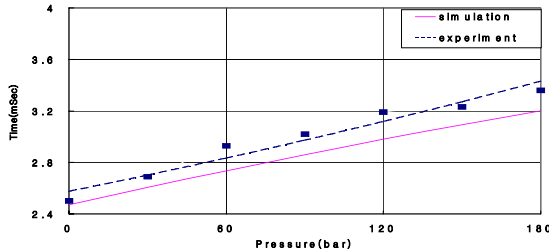
4.1.2 압력 변화에 따른 동특성

그림 12는 마스터 실린더에서 발생하여 밸브 좌대에 작용하는 부하 압력을 가변했을 때, 입구 밸브의 응답 특성이다. 최대 공급 압력인 180bar까지 부과한 결과, 압력 변화에 따라서 밸브 가동자가 상승하는데 소요되는 시간(T_r)은 최대 부하 압력 180bar에서 2.7mSec로서 무부하에 비하여 2배 단축되었다. 이는 스프링 반력에 유압 작용력이 합력으로 작용하기 때문이다.

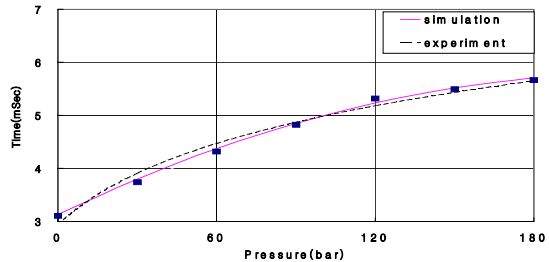
작용 유압의 변화에 따라서 가동자가 하강하는데 필요한 시간(T_f)은 최대 압력 180bar에서 3.36mSec로서 무부하에 비하여 1.3배 연장되었다. 이 같은 현상은 마스터 실린더에서 작용하는 유압이 반력으로 작용하기 때문이다. 이를 통하여 ABS 유압 제어를 위한 기준 주파수와 듀티 비율은 100Hz, 35%(3.36mSec)~70(2.7mSec)%임을 확인할 수 있었다. 따라서, 본 밸브 동특성 해석 결과를 실제 ABS 유압 제어에 적용한다면 정확한 성능 예측과 유압 제어가 가능할 것이다.



a) 작용 압력에 의한 상승시간 변화
a) Rising time variation by hydraulic pressure



b) 작용 압력에 의한 하강시간 변화
b) Falling time variation by hydraulic pressure



c) 작용 압력에 의한 상승시간 변화 실제 열림시간 변화
c) Real open time variation by hydraulic pressure

그림 12 작용 압력 변화에 의한 동특성 변화
Fig. 12 Dynamic characteristic variation by hydraulic pressure variation

4.2 밸브 동특성 향상

그림 13, 14은 가동자 질량을 기존 4.63g에서 증감하였을 경우, 가동자 상승 시간(T_r)과 실제 밸브 열림 시간 (T_o) 변화를 나타낸 것이다. 밸브 가동자 질량 변화에 따라 상승 시간과 밸브 열림 시간은 최대 5.7~5.8mSec, 2.4~2.5mSec로 일정하기 때문에 밸브 설계 및 성능 향상에 중요 인자로 작용하지 못함을 알 수 있었다. 이는 무부하 조건에서 밸브 동특성을 해석한 기존 연구 결과와 상이한 것으로서 압력이 작용하는 경우, 유압에 의한 작용력이 가동자 질량에 비하여 월등히 크기 때문에 동특성에 영향을 미치지 못하는 것으로 생각된다.

따라서, 솔레노이드 밸브를 설계할 경우, 가동자 질량은 전자석의 전자기적인 특성과 물리적 공간을 고려하여 설계 하되 인위적으로 질량을 축소시킬 필요는 없다. 그림 15, 16는 스프링 상수를 기존 $K=1,160N/m$ 에서 증감하였을 경우, 가동자 상승 시간(T_r)과 실제 밸브 열림 시간 (T_o) 변화를

나타낸 것이다. 기존 대비, 스프링 상수를 증가($K=1,160N/m$) 시키면, 이에 비례하여 가동자 상승 시간이 10% 단축, 실제 열림 시간이 14% 증가되었는데, 이는 일정하게 작용하는 유압 반력과 증가된 스프링 반력이 합력으로 작용되기 때문이다. 그러나 $K=4,000N/m$ 이상에서는 스프링 반력이 전자력에 비하여 커지기 때문에 가동자 단힘이 발생하지 않았다. 또한, 스프링 상수를 감소시키면 가동자 상승 시간이 증가되어 밸브 응답성이 악화되었다.

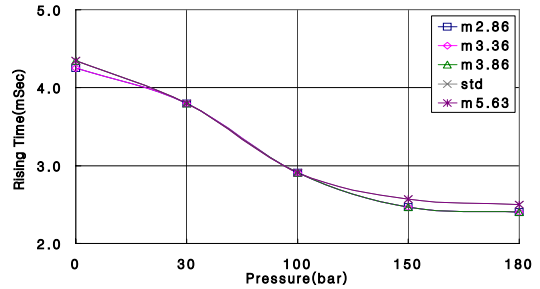


그림 13 플런저 질량변화에 의한 상승시간 변화
Fig. 13 Variation of rising time due to plunger mass

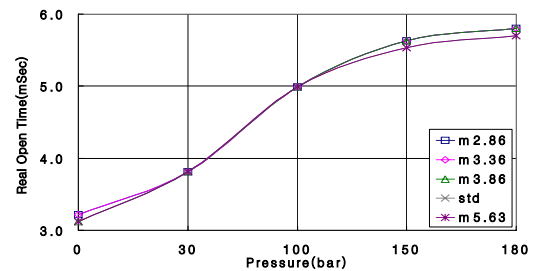


그림 14 플런저 질량변화에 의한 실제 열림시간 변화
Fig. 14 Variation of real opening time due to plunger mass

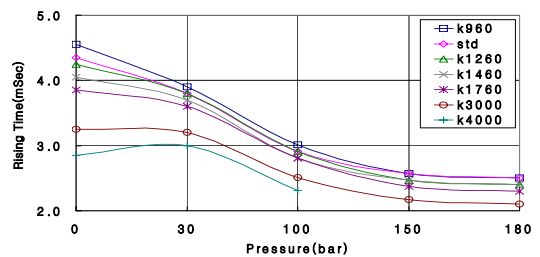


그림 15 스프링상수 변화에 의한 상승시간 변화
Fig. 15 Variation of rising time due to spring constant

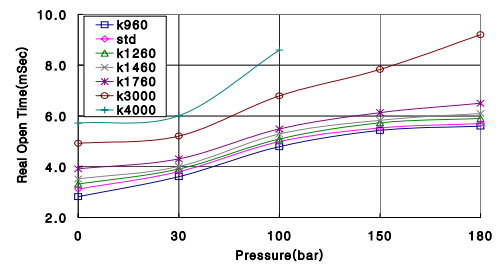


그림 16 스프링상수 변화에 의한 밸브의 실제 열림 시간
Fig. 16 Variation of real opening time due to spring constant

따라서, 밸브 동특성에 스프링 상수가 큰 영향을 끼치고 있기 때문에 밸브 개폐가 가능한 범위($K=1,160N/m$ 내외)에서 스프링상수를 크게 할 필요가 있다.

밸브 좌대에 위치한 오리피스 직경(0.7mm)을 가변하였을 때, 밸브 상승 시간과 실제 열림 시간을 그림 17, 18에 나타냈다.

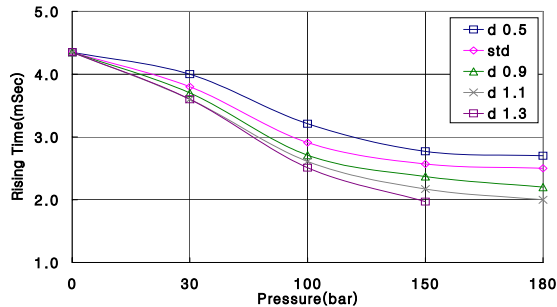


그림 17 오리피스 직경변화에 의한 상승시간 변화
Fig. 17 Variation of rising time due to orifice diameter

열림 시간은 90% 확대된다. 그러나, 1.3mm 이상의 직경에서는 유압 작용력이 전자력에 비하여 커지기 때문에 가동자 하강이 불가능하게 된다. 따라서, 미세 증압을 얻기 위해서는 일정한 전자력 조건에서 가능한 오리피스 직경 확대가 필요하다.

5. 결 론

ABS 유압 모듈레이터에 적용되고 있는 입구 및 출구 솔레노이드 밸브에 대한 전자기 및 유체역학적인 혼합 모델링을 통하여 실제 솔레노이드 밸브를 해석할 수 있는 방안을 제시하였다. 이를 통하여 유압이 작용하는 실제 조건하에서 ABS 모듈레이터의 동특성 해석과 제어 기준은 물론이고 동특성을 향상시킬 수 있는 방법을 제시하였다.

가정자로법과 유량 및 유압 방정식을 이용한 ABS 유압 제어 밸브의 수학적 모델링과 실험해석을 통하여 정확(5% 에러)한 이론해석 가능성을 확인하였다. ABS 작용 유압에 의한 솔레노이드 밸브의 동특성은 30에서 100%까지 영향을 끼치고 있는바, ABS 유압 모듈레이터의 동특성 해석에서는 필수적으로 작용 유압을 고려하여야 할 것이다. 그리고, 입구 밸브인 경우, 솔레노이드에 의한 전자력과 유압을 고려한 ABS 장치의 증압 제어 주기(Scan)는 100Hz, 듀티는 35%~70% 대역을 나타냈기 때문에 ABS용 입구 솔레노이드 밸브의 설계 기준으로 활용할 수 있을 것이다. 마지막으로 ABS용 솔레노이드 밸브 동특성에 영향을 미치는 가장 큰 설계인자는 오리피스 직경으로서 직경변화에 따라서 응답시간 90%까지 변화되었다. 따라서, 고속 응답속도가 필요한 입구밸브에서는 가능한 오리피스 직경을 기존대비 확대할 필요가 있을 것이다.

감사의 글

본 논문은 2009년 공주대학교 학술연구지원사업의 연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- [1] T. Kohata, M. Abe, N. Ukai., "Electronic Control Four-Wheel Steering System", AVEC' 92, No. 923048, 1992.
- [2] S. Torii, E. Yaguchi, K. Ozaki, T. Jindoh., "Electronically Controlled Torque Split System for 4WD Vehicles", SAE, No. 861349, 1983.
- [3] D. J. Adelerhof, W. J. A. Geven., "New position detectors based on AMR sensors", Sensor & Actuator, A 85, 2008.
- [4] G. Binasch, P. Grunberg, F. Saurenbach, W. Zinn., "Enhanced magnetoresistance in layered magnetic structures with antiferromagnetic interlayer exchange", Phys. Rev. B 39, p. 4828-4830, 2000.
- [5] J. Van Driel, R. Coeorn, K. M. H. Lenssen, F. R. Doeer., "Thermal Stability of Ir-Mn as exchange biasing material", J. Appl. Phys. No 85, pp 5522-5524, 2008.

저 자 소 개



김 병 우 (金柄禹)

1965년 4월 15일생. 1987년 한양대학교 기계공학과 졸업. 1990년 한양대학교 정밀기계공학과 졸업(석사). 2002년 한양대학교 정밀기계공학과(박사). 1989년 일본 KOSAKA연구소 초빙연구원. 1994~2006년 자동차부품연구원 전장기술연구센터장. 2006년~현재 울산대학교 전기전자정보 시스템공학부 조교수.

Tel : 052-259-1287

Fax : 052-259-1686

E-mail : bywokim@ulsan.ac.kr



박 호 (朴虎)

1958년 9월 28일생. 1982년 한양대학교 정밀기계공학과 졸업. 1988년 한양대학교 정밀기계공학과 졸업(석사). 1991년 한양대학교 정밀기계공학과(박사). 1991~1994 국방과학연구소 선임연구원. 1994~현재 국립공주대학교 기계자동차 공학부 교수

Tel : 041-521-9285

Fax : 041-555-9123

E-mail : tigerpark@kongju.ac.kr