

<기술논문>

커먼레일용 연료 분사시스템의 부품 설계를 위한 해석 모델 개발

장 주 섭^{*1)} · 윤 영 환²⁾

경원대학교 기계자동차공학과¹⁾ · (주)신호시스템²⁾

Analysis Model Development for Component Design of the Fuel Injection System for CRDI Engines

Joosup Jang^{*1)} · Younghwan Yoon²⁾

¹⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kyungwon University, Gyeonggi 461-701, Korea

²⁾Shinho-systems co., Ltd, B-702 Ssangyong IT Twin Tower, 442-5 Sangdaewon-dong, Jungwon-gu, Sunghnam-si, Gyeonggi 462-120, Korea

(Received 14 October 2008 / Accepted 12 January 2009)

Abstract : A Common-Rail Direct Injection(CRDI) system for high speed diesel engines was developed to meet reductions of noise and vibration, and emission regulations. In this study, CRDI system analysis model which includes fuel and mechanical sub-systems was developed using commercial software, AMESim in order to predict characteristics for various fuel injection components. Each component which constructs system was modeled and verified by sub-model of AMESim obtained characteristics curves of each components. The parameter sensitivity analysis such as throttle size, injection rate, plunger displacement, supply pressure of fuel injection for system design were carried out by the analysis.

Key words : Diesel engine(디젤엔진), Flow limiter(유량 제한장치), CRDI(커먼레일 직접분사), Component design(부품 설계), Analysis modelling(해석 모델링), Solenoid valve(솔레노이드 밸브)

1. 서 론

자동차에 탑재되는 직접 분사식 디젤엔진은 간접 분사식 디젤엔진에 비해 열효율은 높으나 회전수가 낮아 주로 대형 경유차에 이용되어 왔다. 최근 고압 연료분사장치 개발 및 연료혼합기술의 발전으로 직접분사식 디젤엔진의 회전수를 높이는 것이 가능하여 고효율, 저연비, 저소음, 저공해의 전자제어 고속 직접분사식 자동차용 엔진으로 적용하기 위한 디젤 엔진의 개발이 이루어져 유럽시장에서 상용화를 위한 개발을 주도하고 있으며 국내에서도 소형에서 중대형 승용차, 그리고 미니밴 및 지프형 차량에 이

르기까지 탑재할 수 있도록 개발하여 적용차종이 점차 확대되고 있다.¹⁻⁵⁾

디젤 차량의 핵심 부품인 연료분사장치는 1980년대 직접분사(Direct Injection) 기술의 출현으로 소형 차량에 적용되어 연료소비 저하와 동력집중화 효과를 가져왔으나 PM과 NOx가 가솔린 엔진에 비하여 많이 배출되는 특성을 가지고 있어 환경 규제와 소음에 대한 요구는 만족시키지 못하였다. 이러한 기술적 흐름은 전자화 및 고압화 기술의 접목을 가져왔으며 커먼레일 분사장치(Common rail injection system)라는 신기술의 연료분사 장치에 의해 개선될 수 있었다.⁶⁻¹¹⁾

본 연구에서는 중형승용차에서 SUV 등 모든 승

*Corresponding author, E-mail: jsjang@kyungwon.ac.kr

용 차량에 탑재가 가능하도록 개발된 2.0리터 급의 배기량에 적용된 시스템의 해석 모델 개발을 통해 향후 성능 향상 및 개발을 가속화 할 수 있고, 여러 설계 변수들을 변화시켜 해석함으로써 다양한 사양의 동작 상태를 파악할 수 있으며, 새로운 제품을 설계할 때 노력과 비용을 절감 할 수 있는 다양한 차량에 응용이 풍부한 해석 모델을 개발하고자 한다.

2. 디젤 연료의 특성 검토

해석에 사용된 경유의 특성은 Bosch사와 AMESim사에서 공동으로 개발한 자료를 이용하였다.⁷⁾ 그 중 국내 자동차 업계에서 사용되고 있는 고압펌프에 규정된 ISO 4113을 이용하였다. 이 규정을 이용하여 온도 변화에 대한 영향을 고찰하기 위해 기준온도인 40°C(run 2)를 기준으로 20°C(run 1), 80°C(run 3)로 변경하여 해석한 결과를 Fig. 1에 나타내었다. 해석 결과에서 보면 온도만 변화시켰기 때문에 포화 압력은 거의 일정하며 단지 체적 탄성율의 크기가 다른 것을 알 수 있으며 포화 압력 이후에는 선형적으로 같은 기울기로 체적 탄성율이 증가하는 것을 알 수 있다. 본 해석에서는 기준 값인 40°C로 선정하여 해석을 수행하였다.

3. 부품 모델링

각 부품의 해석 모델링에 필요한 시스템에 대한 구성은 Fig. 2에 나타낸 것과 같으며 소프트웨어의

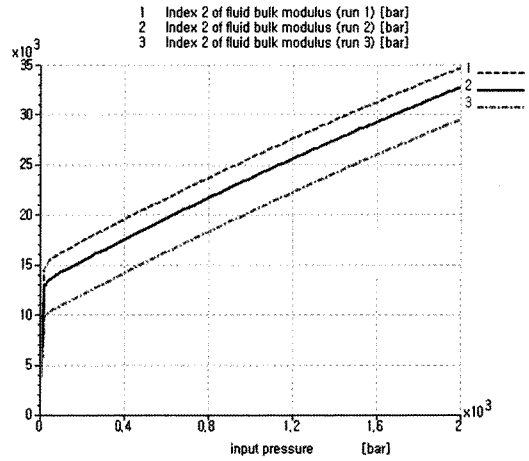


Fig. 1 Sensitivity analysis to the temperature of diesel fuel

유압 부품 설계 자료를 사용한 경우 밸브 내부의 스프링과 하우징 사이에서 발생하는 공차 및 스프링 가장자리의 공차는 무시하였다. 그러나 중요한 부분의 파이프라인의 동력학은 고려하였다.

해석 모델을 개발하는 방법은 단품 모델에서 논리적 타당성을 충분히 검토한 후, 문제가 없으면 단품 모델을 조합하면서 점점 복잡한 모델로 개발하게 된다. 각 조합단계에서도 당연히 논리적 타당성 검토 및 모델상의 문제점을 파악하면서 각 부품의 모델을 조건에 맞게 개선했다.

3.1 공급용 펌프

Fig. 3에 나타낸 공급용 펌프는 기어타입으로 고

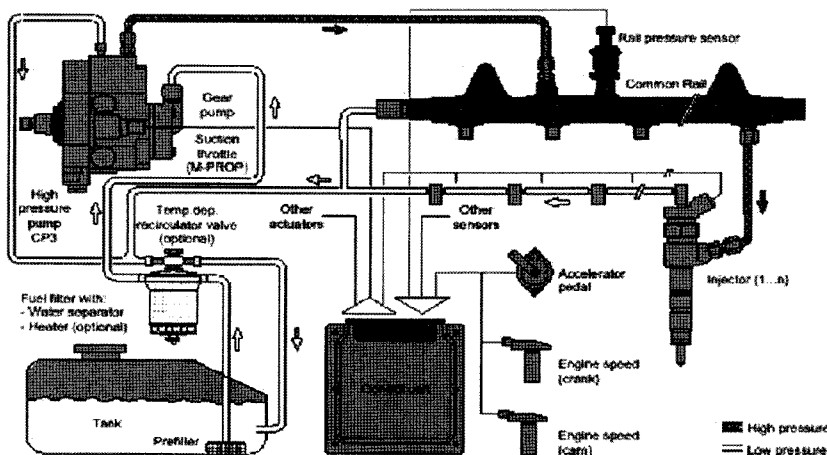


Fig. 2 Layout of design system for simulation

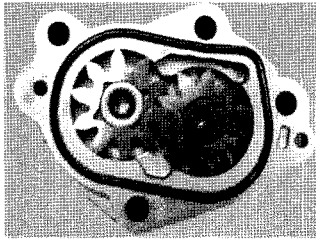


Fig. 3 Picture of gear pump for supply

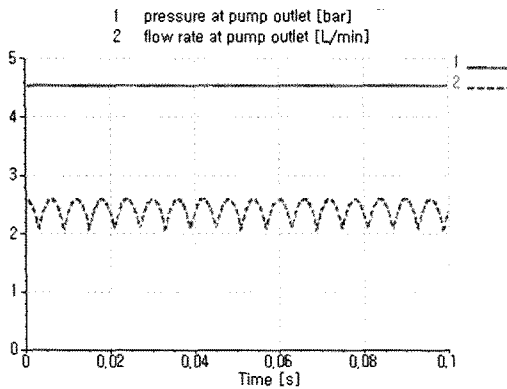


Fig. 4 Simulation results of gear pump for supply

압 펌프와 일체로 조립되어 고압펌프로 연료를 이송하며 엔진의 회전에 의해 동력이 전달되고, 사양은 3.1 cc/rev으로 2 L/min @2500 rpm, 최대 토출유량은 80 L/hour (1.33 L/min)이다.

Fig. 4에 나타난 해석 결과는 1000 rpm의 일정 회전수 입력에서 릴리프 밸브의 크래킹 압력을 4.5 bar로 설정하였을 때 토출 유량의 맥동이 발생하는 것을 볼 수 있다.

3.2 고압 펌프

고압 펌프는 공급용 펌프로부터 공급된 연료를 압축하여 고압의 연료를 생성하여 커먼레일로 압송하는 역할을 한다. 고압펌프의 구조는 Fig. 5에 나타난 것과 같이 구동샤프트, 피스톤, 캠, 플런저, 연료 압력제한밸브로 구성되며 1350 bar까지 초고압의 연료압력이 형성되어야하므로, 구조가 복잡하고 가공의 정밀도가 요구되는 부품이다. 특히, 본 연구에서는 펌프에서 발생하는 압력맥동 현상이 시스템에 미치는 영향을 분석하기 위해 펌프의 압력 생성 부분을 상세히 모델링 하여 회전수에 따라 압력맥동이 구현될 수 있는 모델을 개발하였다.

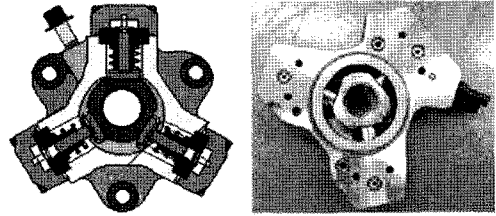


Fig. 5 Schematic diagram and picture of high pressure pump

Fig. 6은 3개의 플런저(plunger)로 구성된 펌프의 모델로서 한 개의 플런저 펌프에 대한 성능을 검토한 후에 전체 시스템에 사용되고 있는 펌프 전체의 해석 모델이다. 해석 조건으로 800 rpm에서 3000 rpm으로 1 s 동안에 증가하는 것으로 하였고, 공급 탱크의 초기 압력을 3 bar, 커먼레일에 해당하는 부하측의 초기 압력은 2000 rpm일 때 1000 bar로 설정하여 해석하였다. Fig. 7은 토출 압력과 토출 유량에 대한 해석 결과로서 회전수가 증가 할수록 유량 맥동과 압력 맥동이 크게 발생하는 것을 알 수 있다.

한 예로 토출압력이 1000 bar일 때 압력 맥동의 크기는 약 50 bar이며, 유량 맥동의 크기는 0.035 L/min 정도로 나타났고, 또한 초기에 설정압력에 도달하지 않고 상승하는 경사가 급격한 것은 연료의 체적 탄성계수와 커먼레일의 내부 압축공간에 의한 영향으로 생각된다.

3.3 유량 제한장치(Flow Limiter)

유량 제한장치는 전기의 퓨즈와 같이 유압퓨즈(Hydraulic fuse)역할을 하는 것으로 부하측 즉, 인젝터의 누유 등에 의해 설정 유량보다 크게 흐를 경우 차단하는 역할과 오리피스에 의해 유량 맥동을 줄여주는 감쇄기 역할을 한다.

Fig. 8은 모델의 타당성을 검토하기 위한 해석 모델로 포핏(Poppet), 시트 각도(Seat angle), 시트 직경, 스프링의 초기 압축량 및 탄성계수, 스톱의 변위, 오리피스 등에 대한 사양이 필요하기 때문에 설계사양을 검토할 수 있는 세부적인 모델링을 수행하였다. 이것은 유량 제한장치의 단품 조건에서 작동 상태에 따라 논리적으로 부품의 타당성을 검토하는데 유리한 모델이라 생각된다. 해석에서 공급 유량을 2 L/min으로 일정하게 유지한 상태에서 부하측의 고축밸브의 입력조건에 따라 유량변화가 발생하면 이

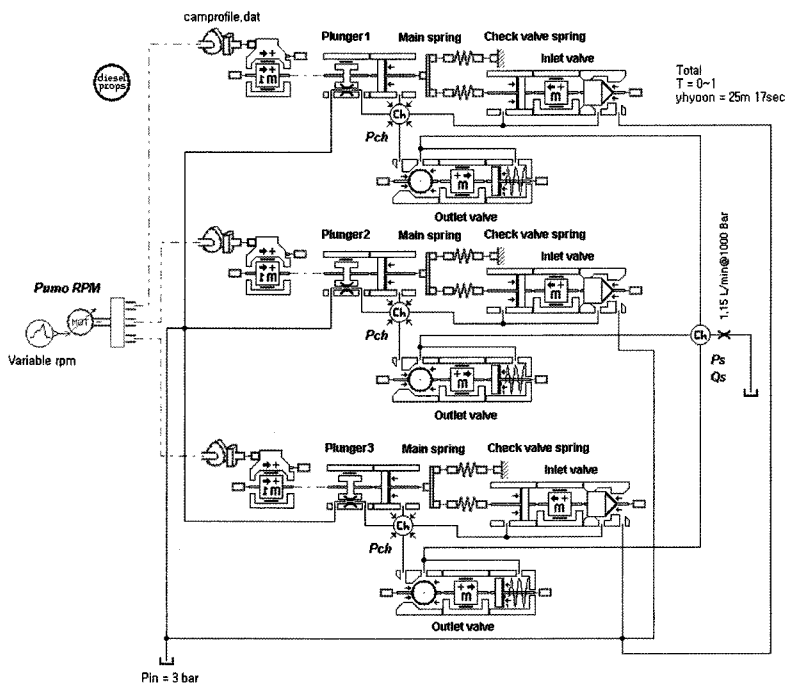
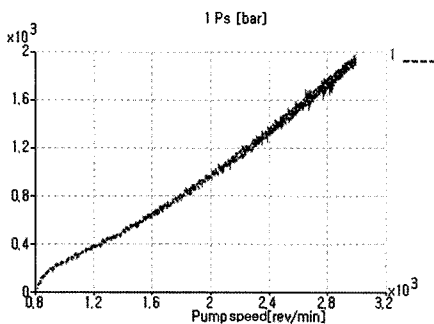
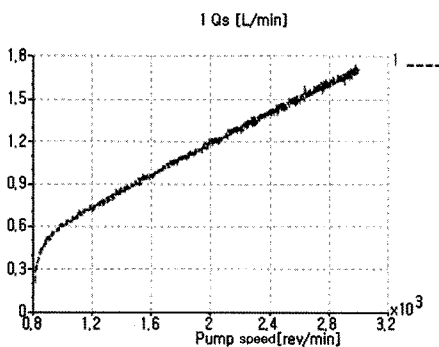


Fig. 6 Simulation model of the three plunger pump for variable speed



(a) Output pressure



(b) Output flow rate

Fig. 7 Simulation results of the three plunger pump for variable speed

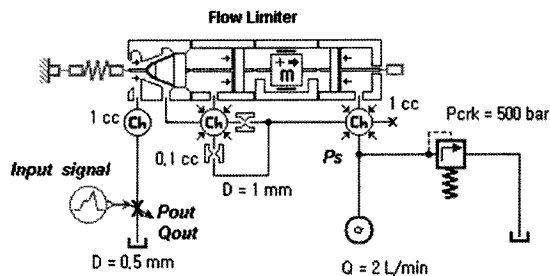


Fig. 8 Simulation model of the flow limiter

때 공급 측과 부하 측의 압력 변화에 따른 밸브 거동을 파악하였다.

Fig. 9는 교축밸브의 입력 신호 변화에 따른 해석 결과를 나타낸 것으로 입력 신호 0.15 s 이하까지는 유량 제한장치가 닫히지 않는 조건으로 하였으며 0.15 s에서 유량 제한장치가 닫히는 조건으로 하였다. 닫히지 않는 조건에서는 유량 제한장치의 변위, 개방면적, 부하 유량이 작게 반복적으로 작동하였으며, 닫히는 조건에서는 유량 변화가 크게 발생하였다. Fig. 10의 압력거동에 대한 해석결과에서와 같이 유량 제한장치 양단 압력이 스프링의 힘보다 크게 발생하면 밸브가 닫히는 것을 알 수 있다. 따라서

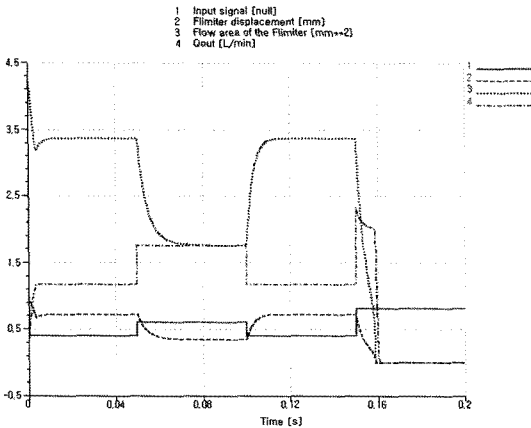


Fig. 9 Simulation results of the flow limiter

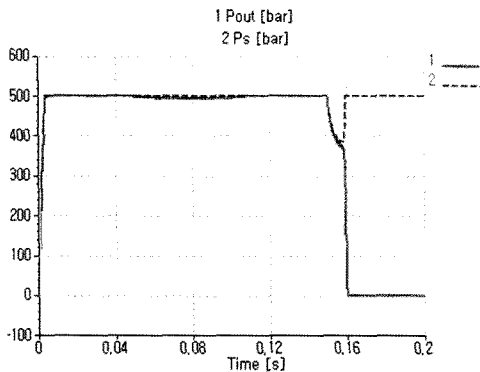


Fig. 10 Pressure behavior of the flow limiter

논리적으로 유량 제한장치의 모델이 타당하다는 것을 확인하였으나 일반적으로 유량 제한장치가 닫히는 유량 조건에 대한 사양이 없기 때문에 향후, 유량 제한장치 설계 시 본 연구에서 개발한 기본모델

을 이용하여 사양을 만족하는 부품의 설계 파라미터를 산출할 수 있다.

3.4 파이프 라인과 커먼레일

파이프 라인과 커먼레일에서의 동적특성은 매우 복잡하다. 파이프라인은 강관으로 구성되며 사용한 재질의 종류에 따라 영계수 값을 입력해야 한다. 일반적으로 강관의 경우는 영계수 값을 2.06e6 bar로 사용하였다. 커먼레일의 경우는 강관 및 레일이 조합되어 있어 파동효과(Wave effect)가 중요한 요소로 작용되며 앞서 연구한 자료에서도 시험 결과와 비교하여 해석 시간을 많이 걸리지 않는 HL04 계열의 파이프 라인 모델을 사용하였기에⁷⁾ 본 과제에서도 신뢰성 확보를 위해 Fig. 11에 나타낸 것과 같이 HL04 계열의 모델을 사용하고자 한다.¹¹⁾

3.5 인젝터(Injector)

인젝터는 고압으로 압축되어 있는 커먼레일로부터 고압의 연료를 공급 받아 인젝터 내의 솔레노이드 듀티(Solenoid duty)신호에 의한 분사 시작과 분사 종료율을 제어한다.³⁾ 이 때 분사량은 커먼레일 압력, 노즐의 유입유량과 듀티에 의해 결정된다.

작동원리를 Fig. 12에 나타낸 상세도에서 설명하면, 고압연료가 Z 스로틀을 지나 제어 챔버에 채워지면 챔버 내의 고압연료가 유압 피스톤의 역할을 하여 니들(Needle) 밸브를 누르므로 연료의 분사를 막는다. 솔레노이드가 작동하여 앵커볼트가 들리면, 제어 챔버를 막고 있는 밸브 볼이 들러서 A 스로

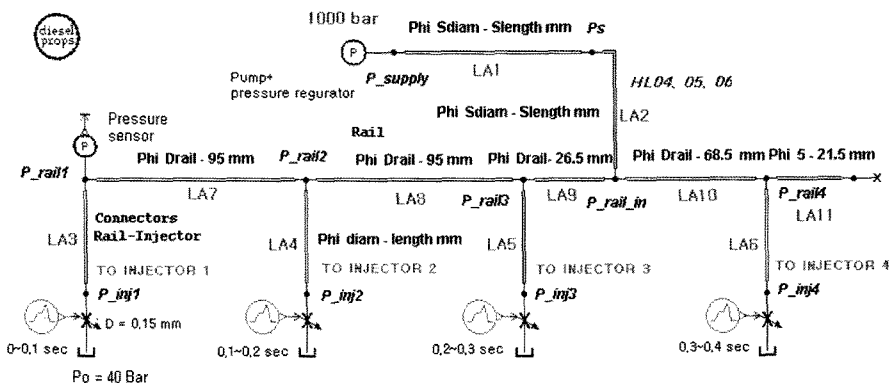


Fig. 11 Simulation model of the common rail

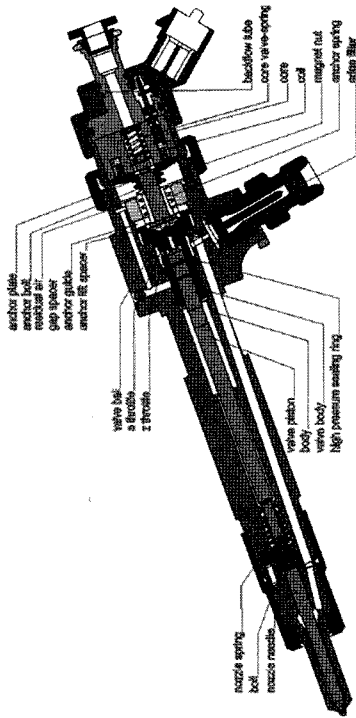


Fig. 12 Detail drawing of the injector

들을 통해 연료가 빠져나간다. 챔버 내의 연료가 빠져나가면, 힘의 평형이 깨지면서 니들 밸브가 열리게 된다. 솔레노이드의 제어만으로 분사압력의 자유로운 조절이 가능하며, 제어 압력은 1350 bar 에서 1600 bar 까지 가능하다. 고압연료 공급부에 가장자리 형 필터를 적용하여 오염에 대비하며, 인젝터와 노즐사이에 고정 핀을 적용하였다.

Fig. 13은 연료 분사 인젝터 모델의 타당성을 검토하기 위한 해석 모델이다. 단품 조건에서 동작 상태에 따른 논리적 타당성을 검토하였다.

Fig. 14는 인젝터 기능의 타당성을 확인하기 위한 해석 결과를 나타낸 것으로 (a)는 입력으로 정한 솔레노이드의 입력 신호 선도로 상승 및 하강시 시간 지연은 90 ms이며, 유지시간은 20 ms로 설정하였다. (b)는 기준 입력에 의한 솔레노이드 밸브 플런저와 니들의 변위 선도이며, (c)는 각 제어 챔버의 압력, (d)는 분사를 및 분사량에 대한 선도이다.

해석 결과, 솔레노이드 기준 입력 신호에 의해 플런저의 변위가 발생하면 각 제어 챔버의 압력이 하강한다. 솔레노이드 밸브에 가장 근접한 P3 챔버의

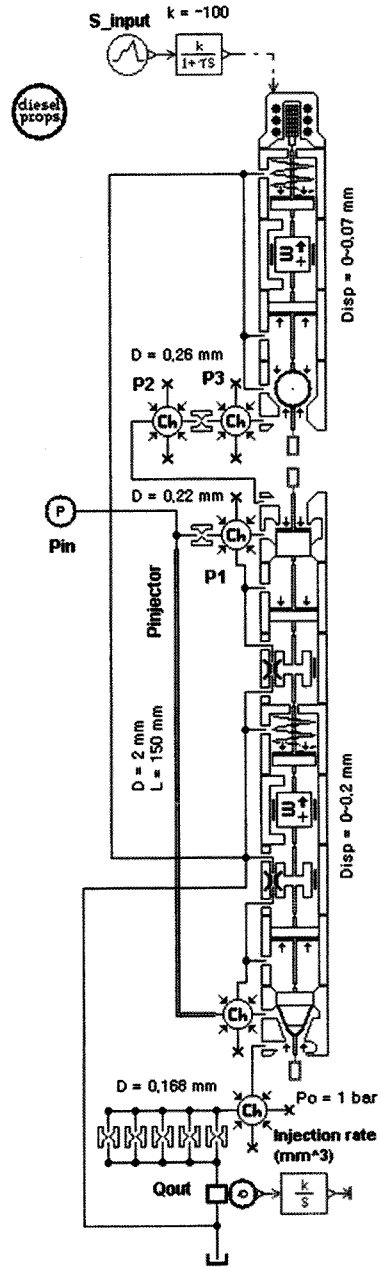
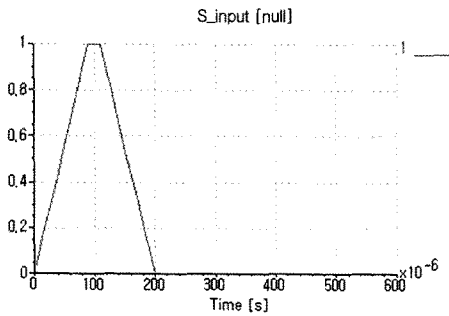
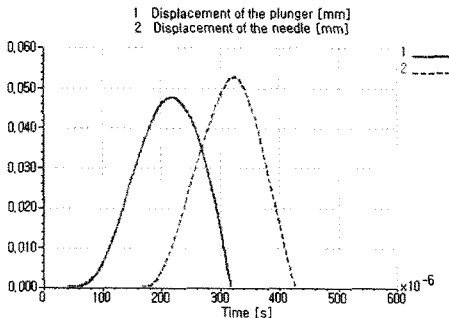


Fig. 13 Simulation model of the injector

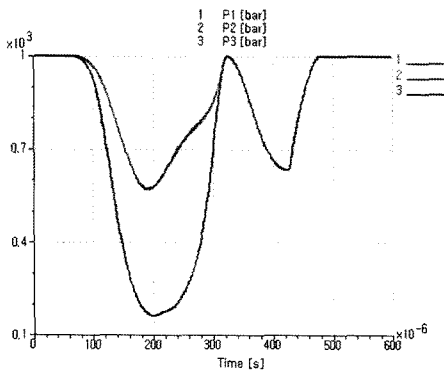
압력이 가장 먼저 하강하고 뒤이어 P1, P2 챔버의 압력이 하강한다. P1 과 P2 챔버의 압력이 니들을 누르고 있는 스프링 힘보다 작아지면 니들의 변위가 발생하여 분사를 하게 된다. 결과적으로 개발된 모델이 논리적으로 작동하였고 타당성이 있다는 것을 앞서 연구한 결과^{2,3)}와 정성적으로 유사하다는 것을



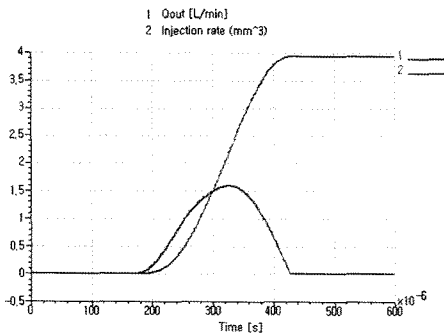
(a) Solenoid input signal



(b) Displacement of plunger and needle



(c) Pressure behavior of the control chamber



(d) Flow rate and injection rate

Fig. 14 Simulation results of the injector

확인하였다. 또한 분사되는 연료의 양은 노즐의 열린 시간, 유량과 분사압력에 따라 결정된다.

4. 전체 회로 해석 모델링

다양한 해석을 통해 타당성이 있는 모델을 이용하여 인젝터가 4개인 Fig. 15와 같이 각 부품이 포함된 전체 회로 모델을 구성하였다.

Fig. 16은 전체회로에서 압력제어밸브의 기능을 검토하기 위한 해석 결과를 나타낸 것으로 (a)와 같이 정상상태에서 밸브의 솔레노이드에 입력 신호를 주었을 때 입력 신호에 의해 (b)와 같이 밸브의 스푼에 변위가 발생하여 (c)에서 제어 압력이 급격히 떨어졌다가 설정한 초기압력 1000 bar까지 거의 선형적으로 증가하다가 일정시간 유지되도록 압력이 적절하게 제어되는 것을 알 수 있다. 또한 동일한 입력 신호 조건에서 시스템 압력에 의한 인젝터에서 분사되는 분사량도 제어되는 것을 (d)에서 확인할 수 있다. (b)와 (c)에서보면 0.1 s 후에 정상상태에 도달하는 것을 확인할 수 있다. 입력신호에 의한 밸브의 변위가 0.07 mm 정도 이동하였을 때 정상상태에 도달 하였으며, 이때 레일의 압력이 1000 bar가 되는 것을 확인할 수 있다. 정상상태의 압력이 1000 bar로 유지되는 주요원인은 펌프 토출유량이 오리피스 밸브의 직경 0.7 mm를 통해 리턴 될 때의 유체저항에 의해 발생하는 것으로 예측할 수 있다.

Fig. 17은 전체해석 모델에 대한 해석 결과로서 (a)는 밸브의 응답특성을 확인하기 위해 솔레노이드에 가하는 계단 제어 입력 신호를 나타낸 것이고, 이 입력 신호에 의해 (b)와 같이 밸브 스푼에 변위가 발생하여 (c)에서와 같이 (a)에 나타낸 신호에 따라 제어 압력이 1000 bar로 유지한 상태에서 900 bar로 선형적으로 감소하였고, 일정시간 동안 900 bar로 유지하였다가 900 bar에서 1000 bar로 선형적으로 증가되었고, 마지막 0.2 s 동안 1000 bar로 유지하였으므로 목표로 설정한 시스템 압력이 잘 제어되는 것을 알 수 있다. 또한, 동일한 인젝터 입력신호 조건에서 시스템 압력에 의해 분사되는 분사량도 제어되는 것을 (d)에서 확인할 수 있다. 그러나 (c)에서보면 0.3 s 이전에 펌프 부하 측의 압력이 1000 bar로 이하로 저하되는 것은 커먼레일의 끝단에서 제어하는

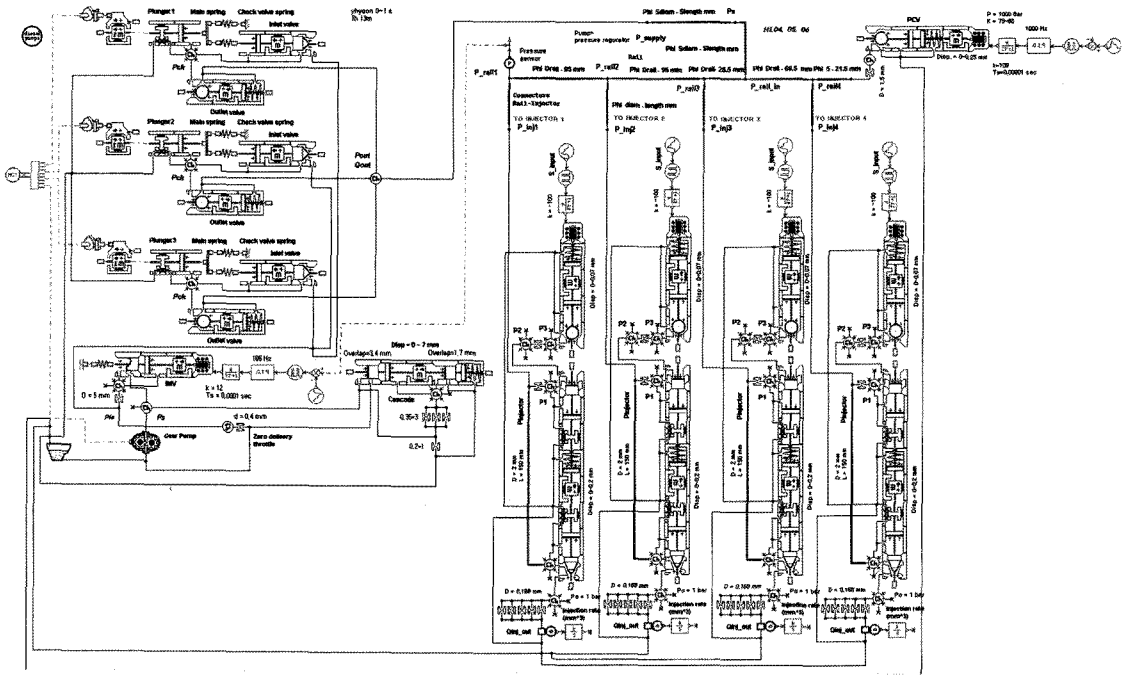
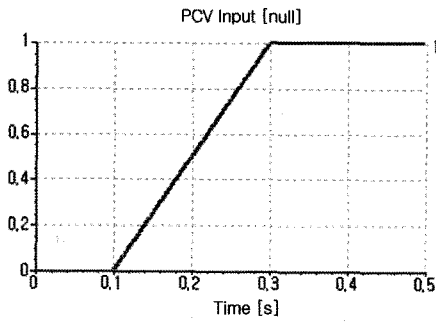
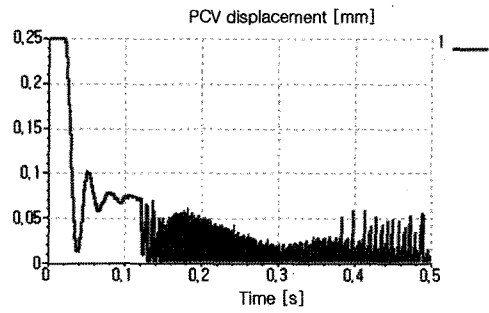


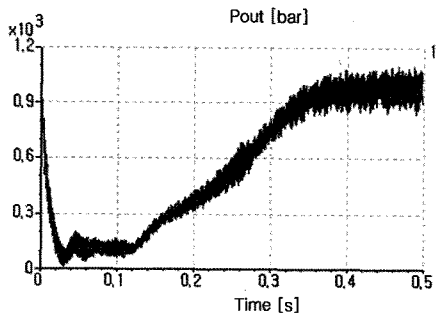
Fig. 15 Simulation model of full circuit



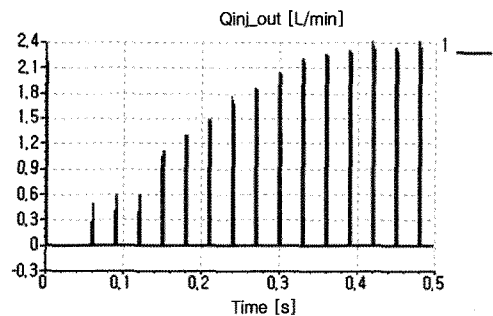
(a) PCV input signal



(b) Spool displacement of PCV



(c) Pump output pressure



(d) Injection flow rate

Fig. 16 Simulation results of the PCV function

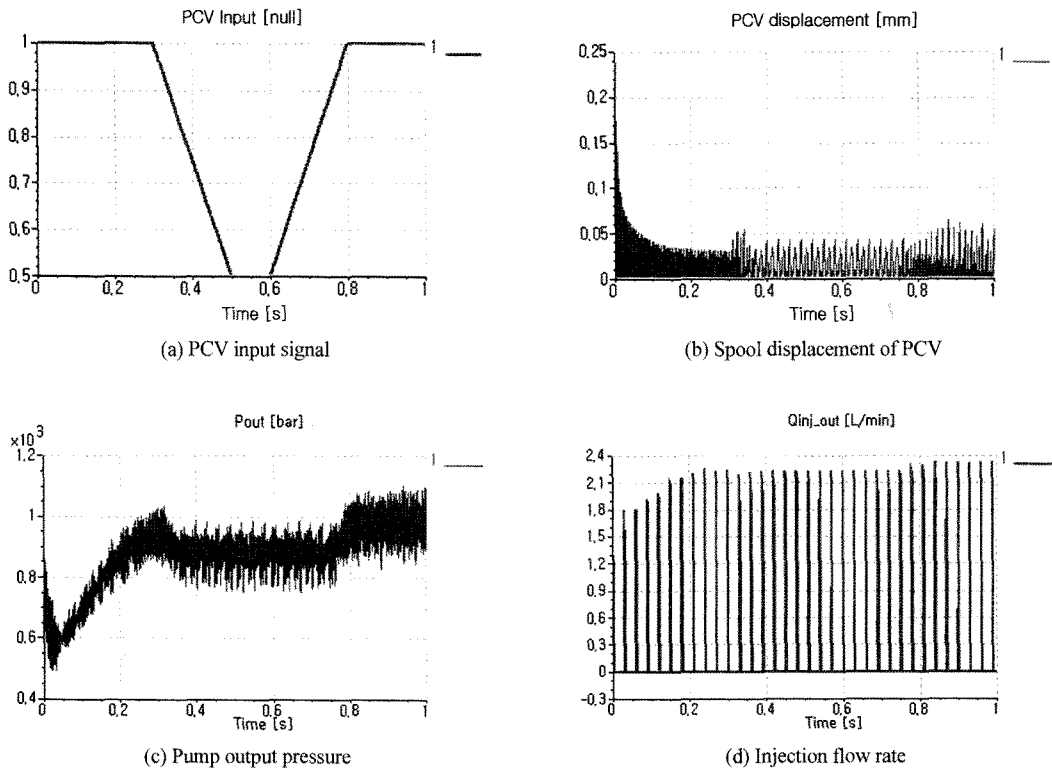


Fig. 17 Simulation results of the PCV control

것과 밸브의 오리피스 직경이 0.7 mm로 작기 때문에 지연이 발생하여 0.3 s 이후에 설정 목표 값인 1000 bar로 유지되는 것을 확인할 수 있다.

5. 결론

커먼레일용 연료분사 시스템에 대한 해석모델을 구축하기 위해 각 부품의 기능 및 특성분석과 부품 모델링, 하위 시스템 과 전체 유압 회로에 대한 모델링을 실시하여 해석을 수행하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 전체 시스템에서 사용하고 있는 각 부품에 대하여 기능분석과 분석모델 개발을 통해 전체 해석 모델을 개발하였다.
- 2) 개발된 해석모델을 통해 유압시스템의 제작 이전단계에서 해석을 수행함으로써 설계의 타당성 검증 및 시스템의 거동을 확인하는 것이 가능하며, 이를 통해 개선방안 도출 및 각 부품의 치수 등에 대해 정성적으로 성능을 분석할 수 있음

을 확인하였다.

- 3) 해석 모델링 개발을 통해 향후, 신제품을 개발할 때 기존모델의 재사용 및 문제점 분석이 사전에 가능하여 신제품 개발 기간 단축 및 문제점 분석이 용이하고 해결에 활용이 가능하다.

References

- 1) Y. Park, N. Kim, D.-S. Choi, M. Kark and B. Yong, "Emission Characteristics of Common Rail Direct Injection Diesel Engine," KSAE 2006 Spring Conference Proceedings, pp.331-336, 2006.
- 2) H. Y. Kim, J. Y. Koo, H. K. Na and C. S. Kim, "Simulation of High Pressure Common-rail Fuel Injection System," Transactions of KSAE, Vol.6, No.5, pp.162-173, 1998.
- 3) K. Nam, S. Park and M. Sunwoo, "Dynamic Model of an HSDI Common-rail Injector and Injection Rate Estimation," Transactions of

- KSAE, Vol.11, No.5, pp. 43-49, 2003.
- 4) T.-K. Kim, W.-G. Lee, S.-C. Kang and D.-I. Lee, "Optimization of Fuel Injection System on Common Rail Diesel Engine," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.383-388, 2006.
 - 5) S.-N. Yun, D.-W. Yun and H.-B. Shin, "Characteristics Analysis of Solenoid Actuator for Common Rail System of Diesel Vehicle," 30th Anniversary Conference Proceedings, KSAE, pp.1378-1385, 2008.
 - 6) J. Lee and K. Min, "Analysis of Hydraulic Characteristics of High Pressure Injector with Piezo Actuator," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.164-173, 2006.
 - 7) M. Lasa, H.-M. Heinkel, E. Moser and R. Rothfuss, "Expedient Design of Mechatronic Systems Using A VDHL-AMS Based Standard Element Library - A Common Rail Example," SAE 2000-01-0581, SAE 2000 World Congress, pp.1-8, 2000.
 - 8) M. Borghi, M. Milani and M. Piraccini, "Dynamic Analysis of Diesel Engine Common Rail Injection System. Part I : Injection Dynamic," Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2001/ FPST-25001, pp.1-10, 2001.
 - 9) M. Borghi, M. Milani and M. Piraccini, "Dynamic Analysis of Diesel Engine Common Rail Injection System. Part II : Four-Cylinder Injection System," Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2001/ FPST-25002, pp.1-8, 2001.
 - 10) O. Hiavola and P. Iulianelli, "Modeling and Simulation of Rail Systems," 01ATT-389, 2001.
 - 11) J. Jang and Y. Yoon, "Analysis Model Development of Fuel Injection System for CRDI Engines," 30th Anniversary Conference Proceedings, KSAE, pp.468-474, 2008.