

## 휠로더 시뮬레이션 모델의 개발과 검증<sup>§</sup>

오광석\* · 윤승재\* · 김학구\* · 고경은\*\* · 이경수\*†

\* 서울대학교 기계항공공학부, \*\* 현대중공업

### Development and Validation of Wheel Loader Simulation Model

Kwangseok Oh\*, Seungjae Yun\*, Hakgu Kim\*, Kyungeun Ko\*\* and Kyongsu Yi\*†

\* School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul Nat'l Univ.

\*\* Hyundai Heavy Industries Co.,LTD.

(Received May 3, 2012 ; Revised October 23, 2012 ; Accepted February 4, 2013)

**Key Words:** Driving Powertrain(주행부 동력전달), Hydraulic Powertrain(유압부 동력전달), Hydraulic Cylinder Model(유압 실린더 모델), Main Relief Valve(메인 릴리프 밸브), Main Control Valve(메인 릴리프 밸브), Check Valve(체크밸브), Parallel Axis Theorem(평행축 정리)

**초록:** 본 논문은 Matlab/simulink 기반 휠로더 시뮬레이션 모델의 개발과 검증에 대한 논문이다. 휠로더 시뮬레이션 모델의 개발 및 검증은 실제 휠로더의 생산단계에 앞서 휠로더의 성능을 평가하고 개선하기 위한 목적을 두고 있다. 휠로더 시뮬레이션 모델은 전체적으로 주행부/유압부 동력전달계 모델, 주행부/작업장부 동역학 모델을 포함한 4 가지 모델로 나뉘어져 있다. 휠로더의 주행 및 작업성능을 평가하고 개선하기 위해서는 언급된 4 가지 모델의 통합 시뮬레이션이 필요하며 통합된 시뮬레이션 모델은 성능평가 외의 연료효율의 최적화, 하이브리드 시스템 및 지능형 휠로더 모델의 개발로써 작업효율 향상에 기여할 수 있을 것이다. 본 논문에 제안된 시뮬레이션 모델은 주행부와 작업부 실험 데이터와의 비교를 통해 검증 되었다.

**Abstract:** This paper presents the development and validation of a wheel loader simulation model. The objective of doing so is to evaluate the performance of the wheel loader and improve its overall performance using Matlab/Simulink. The wheel loader simulation model consists of 4 parts: mechanical/hydraulic powertrain model and vehicle/working dynamic model. An integrated simulation model is required to evaluate and improve the performance of the wheel loader. It is expected that this model will be applied to fuel economizing, improving the pace of operation by using the hybrid system, and the intelligent wheel loader. The performance of the proposed simulation model has been validated by using Matlab/Simulink to compare the driving and the working experimental data.

- 기호설명 -

$J_e$  : 엔진 관성모멘트  
 $w_e$  : 엔진 스피드, rad/s  
 $w_i$  : 토크컨버터 스피드, rad/s  
 $T$  : 토크, Nm  
 $CF$  : 키패시티 팩터  
 $TR$  : 토크 비율  
 $SPR$  : 스피드 비율  
 $GR_{n-th}$  : n번째 기어비율  
 $R_d$  : 종감속비  
 $R_{tire}$  : 타이어 반경  
 $V_s$  : 대상차량 속도

$a_s$  : 대상차량 가속도  
 $K_s$  : 축 강성  
 $P_{pump}$  : 펌프 압력  
 $Q$  : 유량  
 $M_s$  : 대상차량 질량  
 $F_f$  : 전반부 가속 힘  
 $F_r$  : 후반부 가속 힘  
 $F_{Rolling}$  : 구름저항  
 $F_{drag}$  : 유체항력  
 $F_{GR}$  : 경사저항  
 $C$  : 댐핑 계수  
 $K$  : 실린더 강성  
 $J_{eq}$  : 작업장치부 관성모멘트

§이 논문은 2012 년도 대한기계학회 동역학 및 제어부문 춘계학술대회(2012. 4. 11.-13., 제주 KAL 호텔) 발표논문임.

† Corresponding Author, [kyi@snu.ac.kr](mailto:kyi@snu.ac.kr)

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

### 1. 서론

건설기계를 이용한 대규모 토목공사에서 휠로더

는 자재의 이동 및 작업에 큰 역할을 하고 있으며 자재의 이동은 토목공사에서 원활한 작업을 위한 필수요소이다.

건설기계는 작업특성상 주행 및 작업간 큰 부하를 받게 되어 유압시스템이 필수적이다. 부하는 고장 및 수명에 직접적인 영향을 미치며 이는 작업환경에 대한 최적화된 설계의 필요성을 부각시키고 이로 인하여 건설기계의 작업/주행간 동특성 연구에 대한 관심이 높아지고 있으며 현재 국내외 관련 연구가 활발히 진행되고 있는 상황이다.<sup>(1)</sup>

본 논문에서는 휠로더의 작업/주행간 동특성 분석을 위해 기계 및 유압 동력 전달계, 주행 및 작업장치부 동역학 모델을 개발하고, 실험결과를 통해 모델을 검증 하였다.

## 2. 휠로더 모델링

### 2.1 동력전달계 모델링

휠로더의 동력전달계는 크게 주행부와 유압부 동력전달계로 나눌 수 있으며, 각 동력전달계 내의 단품 모델을 개발/통합 하였다.

#### 2.1.1 주행부 동력전달계

먼저 주행부 동력전달계는 Fig.1 과 같이 Engine 출력, Torque Converter, Transmission, Shaft, Tire model 이 필수 구성요소가 되어야 할 것이다. 하지만 현재 주행부의 검증을 위해서 종방향 모델만이 고려되었기에 Tire model 은 고려되지 않았다. 모델 개발을 위해 대표적인 회전운동과 병진운동에 대한 지배방정식을 적용하여 모델을 구성 하였으며, 아래는 각 모델과 수식을 나타내었다. 엔진모델은 식 (1) 과 같이 스로틀 각도와 엔진속도로 결정된 맵 기반의 엔진 토크와 부하토크인 토크컨버터 토크 그리고 유압펌프 토크가 고려되어 모델이 구성 되었다.<sup>(2)</sup>

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_{Engine} - T_{T/C\_Pump} - T_{Hyd\_Pump} \quad (1)$$

##### 2.1.1.1 토크컨버터 모델

엔진의 토크와 스피드 그리고 트랜스미션의 스피드를 변수로 방정식이 구성되며 토크컨버터는 단순/효율화 모델링을 위해 엔진스피드와 터빈(트랜스미션) 스피드와의 비율 및 토크비율 맵을 기반으로 모델링 되었다.

$$T_p = T_{T/C\_Pump} = CF(SPR) \times \omega_e^2 \quad (2)$$



Fig. 1 Wheel loader

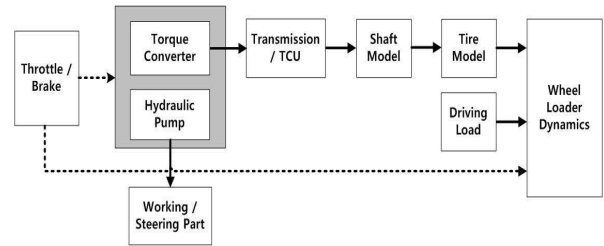


Fig. 2 Driving powertrain model

$$T_t = T_{T/C\_Turbine} = TR(SCR) \times T_{T/C\_Pump} \quad (3)$$

$$SPR = \frac{\omega_t}{\omega_e} \quad (4)$$

##### 2.1.1.2 트랜스미션 모델

트랜스미션 모델은 계산된 샤프트 토크와 토크 컨버터의 터빈토크 그리고 터빈 스피드와 펌프 스피드와의 관계로 모델이 구성되어 있으며, 휠로더의 전진 4 단 기어변속 데이터가 포함되어 있다. 관련된 트랜스미션 컨트롤 유닛은 기어 변속맵 기반으로 휠로더 각 기어비와 함께 모델을 구성하고 있다. 또한 실제 트랜스미션은 기어 단수가 선택되는 시점과 실제 변속이 이루어지는 시점과의 시간차이가 존재하기 때문에 시간지연을 위한 모델링 또한 포함 하였다. 일반차량의 기어변속 시간지연보다 휠로더의 기어변속 시간지연이 길게 모델링 되어있다. 아래는 트랜스미션 모델을 구성하고 있는 수식이다.

$$\frac{dT_s}{dt} = K_s (\omega_t \times GR_{n-th} \times R_d - \frac{V_s}{R_{tire}}) \quad (5)$$

##### 2.1.1.3 샤프트 모델

본 논문의 연구대상인 휠로더는 트랜스미션에서 나오는 출력축과 양단(전/후)에 전달되는 중앙축이 직접연결 되어있고 전반부와 후반부에 차동기어가 휠로더의 각 4 바퀴에 동일 토크를 분배하게 된다.

그러므로 전달된 토크의 동일 배분으로 같은 크기의 토크가 전달 되도록 모델링 하였으며 곡률반경이 큰 선회를 요하지 않는다는 가정이 있으므로 향후 필요 시 차동기어 모델링을 하도록 한다.

2.1.2 유압부 동력전달계

유압부 동력전달계는 운전자의 조이스틱 조작 및 스티어링 조작을 시작으로 엔진축과 연결된 펌프와 컨트롤 밸브, 체크밸브가 유기적으로 연결되어 유압부 동력전달계 모델을 구성하고 있다. 유압시스템을 다루기 위한 지배방정식으로 베르누이 방정식과 유량방정식 그리고 체적방정식을 이용하여 모델링 하였으며 단순화를 위해 맵기반의 밸브 개구면적 모델을 휠로더를 구성하는 밸브모델 특성에 맞추어 함께 구성하였다.<sup>(3)</sup>

2.1.2.1 펌프 모델

펌프를 구성하는 펌프 레귤레이터와 메인 릴리프밸브와의 연결을 통해 유량관계식과 체적방정식이 결정된다. 아래는 펌프모델을 구성하는 수식이다.<sup>(4)</sup>

$$D = f(P_{pump}, P_{LS}) \quad (6)$$

$$Q_{pump} = D\omega_e \quad (7)$$

$$\dot{P}_{pump} = \frac{\beta}{V_{pump}}(Q_{pump} - Q_{m,relief} - Q_{m,relief\_to\_check}) \quad (8)$$

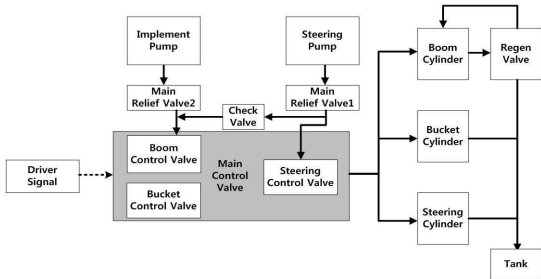


Fig. 3 Hydraulic powertrain model

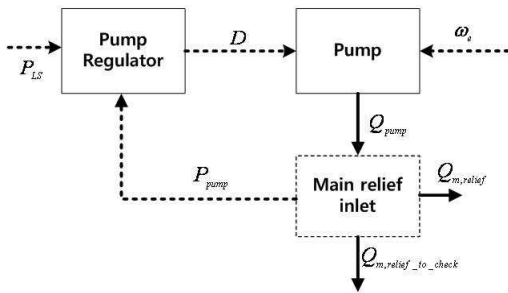


Fig. 4 Hydraulic pump model

이때 유량을 결정할 수 있는 엔진스피드와의 관계식 비례상수 D 는 휠로더의 특성에 맞는 펌프 성능을 나타내는 맵기반 결정 되어지는 값이다.

2.1.2.2 메인 릴리프 밸브 모델

메인 릴리프밸브 모델은 기능 표현을 위해 밸브 성능표현에 필요한 개구면적의 표현식은 맵 기반의 데이터를 적용하여 휠로더에 사용되어지는 밸브를 표현하였다. 이때 적용된 수식들은 아래와 같이 표현될 수 있으며 Fig. 4 와 관련된 수식이다.<sup>(5)</sup>

$$Q_{m,relief} = C_d A_{m,relief} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{m,relief} - P_{air})} \quad (9)$$

$$Q_{m,relief\_to\_check} = Q_{pump} - Q_{m,relief} \quad (10)$$

2.1.2.3 체크밸브 모델

체크밸브는 역류방지용 밸브로써 일정방향으로만 유체를 흘려야 할 때 사용되는 밸브이다. 그러므로 밸브내 유체가 흐르는 방향을 기준으로 안쪽과 바깥쪽 압력을 비교하여 흐를 수 있도록 수식적 모델링을 완성하였다. 아래는 체크밸브 모델링에 사용된 수식을 정리하였다.

$$x_{check} = \frac{(P_{check,inlet} - P_{check,outlet}) A_{check,front}}{K_{check}} \text{ if } P_{check,inlet} > P_{check,outlet} \quad (11)$$

$$A_{check} = \pi D_{check}^2 x_{check} \quad (12)$$

$$Q_{check} = C_d A_{f,relief} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{check,inlet} - P_{check,outlet})} \quad (13)$$

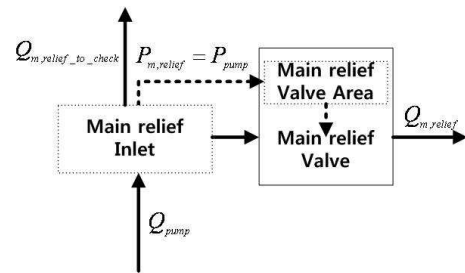


Fig. 5 Main relief valve model

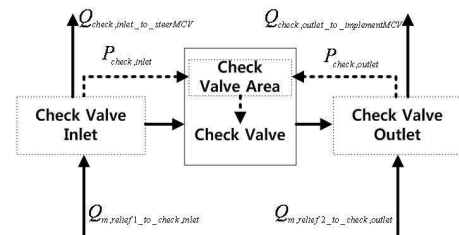


Fig. 6 Check valve model

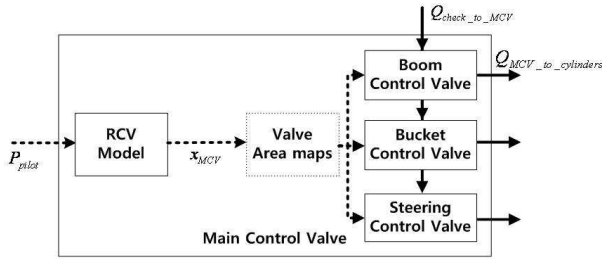


Fig. 7 Main control valve model

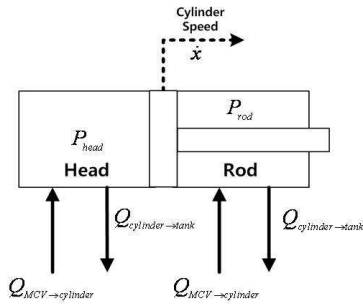


Fig. 8 Cylinder model

2.1.2.4 메인 컨트롤 밸브 모델

메인컨트롤밸브 모델은 유압부 동력전달계 모델에 있어 사람의 조작에 가장 가까이 위치에 있는 구성품이다. 사람의 조작을 Pilot Pressure 로 표현하고 Fig. 5 에서 볼 수 있듯 밸브 개구면적 맵을 통하여 작업부 및 조향부 컨트롤 밸브로의 유량이 결정되어진다.<sup>(6)</sup>

2.1.2.5 실린더 모델

$$\dot{P}_{head} = \frac{\beta}{V_{head}} (Q_{check \rightarrow cylinder} - Q_{cylinder \rightarrow tank} + A\dot{x}) \quad (14)$$

$$V_{head} = V_0 + A\dot{x} \quad (15)$$

유압 동력전달계로부터 전달된 Head / Rod 압력과 유량 그리고 실린더의 속도와의 관계를 통하여 지배 방정식인 체적 방정식으로 실린더를 모델링하였다.<sup>(7)</sup>

2.2 동역학 모델링

휠로더는 주행부, 작업장치부 그리고 조향부 동역학 모델로 구성이 가능하며 주행부의 지배방정식으로써 샤프트 토크에 의한 주행력과 주행저항(구름저항, 항력, 노면의 경사)에 의한 병진운동 방정식으로 구성하였으며 작업장치부는 실린더 힘에 의한 토크계산으로 구성된 회전 운동방정식으로 구성되어있다.

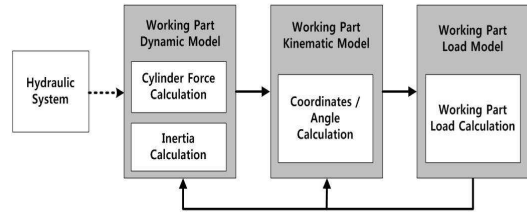


Fig. 9 Working part dynamic model

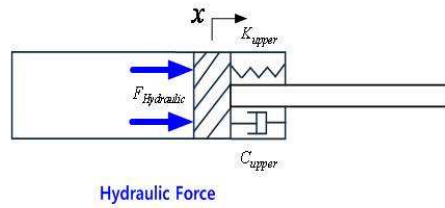


Fig. 10 Cylinder dynamic model

2.2.1 주행부 동역학 모델링

휠로더는 일반 차량과 동일한 주행 저항을 받는다. 구름저항, 노면의 경사, 공기저항을 기본적인 주행저항으로 간주하고 향후 작업에 의한 저항을 고려하여야 휠로더의 주행 특성을 표현할 수 있을 것이다. 아래는 주행부 동역학 모델을 구성하는 수식이다.

$$M_s a_s = F_f + F_r - F_{Load} \quad (16)$$

$$F_{Load} = F_{Rolling} + F_{Drag} + F_{GR} \quad (17)$$

2.2.2 작업부 동역학 모델링

작업장치부 동역학 모델은 유압 동력전달계 각각의 실린더 압력에 실린더 힘이 결정된다. 결정된 힘은 휠로더 작업장치부의 회전중심에서의 토크로 변환되며 각 작업장치부의 회전관성모멘트에 의해 각가속도가 결정되고 작업장치부 기구학적 모델에 의해 변화된 위치에 따른 관성모멘트와 부하가 피드백 된다.

2.2.2.1 실린더 동역학 모델

실린더 동역학 모델은 Fig. 8 과 같이 양 끝단은 M,C,K 모델로 표현이 가능하며 헤드(왼쪽)와 라드(오른쪽) 부분의 압력차이로 인해 실린더의 힘이 계산된다.<sup>(5)</sup>

$$F_{Cylinder, Net} = F_{Cylinder} - C_{lower}\dot{x} - K_{lower}(x - x_{low\_Limit}) \quad (18)$$

$$F_{Cylinder} = \frac{\pi \times D_{Bbd}^2}{4} - \frac{\pi \times (D_{Bbd}^2 - D_{Brd}^2)}{4} \quad (19)$$

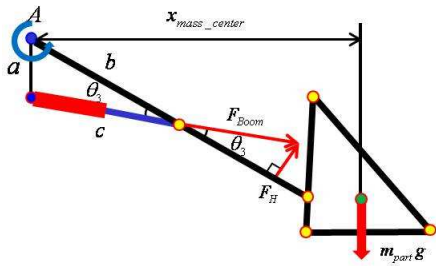


Fig. 11 Working part dynamic model

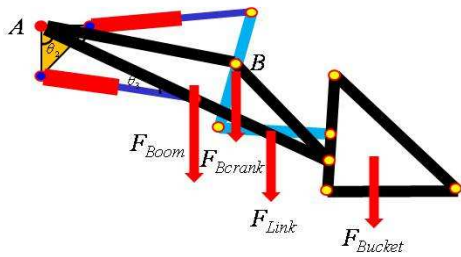


Fig. 12 Working part load model

2.2.2.2 작업장치부 동역학 모델

휠로더의 작업장치는 Fig. 9 에서 Point a 지점을 기준으로 회전운동을 하게 된다. 회전운동 시 토크를 가해주는 실린더에 의하여 회전각도에 제한이 걸리게 되고 실린더 길이에 의해 Theta3 가 결정이 된다. 이때 a, b, c 값이 함께 결정이 되면 작업장치의 Linkage 구조에 의해 각 포인트의 좌표가 계산이 된다. 구해진 좌표에 의해 Point a 에 가해지는 부하토크 계산을 위한 작업장치 각 파트별 팔 길이가 계산이 되어진다. 작업장치는 본 논문의 연구대상인 휠로더의 실제 규격이 적용되었으며 아래는 작업부 동역학 모델링에 적용된 수식을 정리하였다.

$$T_{Boom} = F_{Boom} \times b \times \sin(\theta_3) \tag{20}$$

$$T_{Load} = x_{mass\_center} \times m_{part} g \tag{21}$$

$$J_{eq} \dot{\omega}_A = T_{Boom} - T_{Load} - b\omega_A \tag{22}$$

적용된 회전 관성모멘트는 휠로더의 작업장치가 Point A 를 기준으로 회전운동을 할 때 기구학 모델에 의해 실시간으로 위치가 계산이 되어 작업장치 각 파트별 회전관성이 Point A 에 대하여 계산이 된다.

2.2.2.3 작업장치부 부하 모델

부하는 본 연구에서는 작업상황을 고려하지 않았으므로 작업에 의한 부하는 고려하지 않고 자중에 의한 부하토크만을 고려하였다.

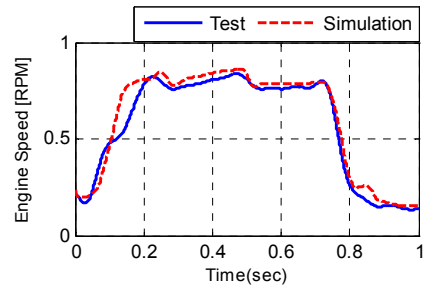


Fig. 13 Simulation result [Engine Speed]

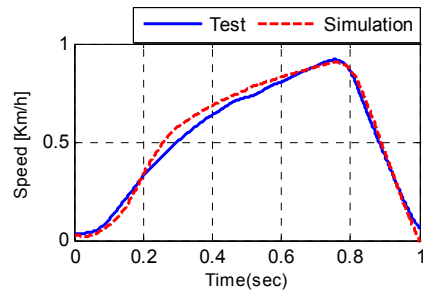


Fig. 14 Simulation result [Wheel Loader Speed]

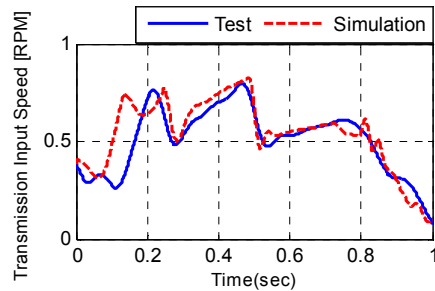


Fig. 15 Simulation result [T/M Input Speed]

3. 모델의 검증

구성된 각 주행부 / 작업장치부 단품모델을 검증하기 위해 휠로더의 단독동작 실험 데이터에 대하여 실제 인가된 입력값을 시뮬레이션 모델이 인가 / 결과를 분석하여 모델의 성능을 검증하였다. 주행부는 휠로더의 풀스로틀의 상황에서의 속도결과 분석, 작업장치부는 붐의 단독동작에 대한 실린더 변위 및 압력 데이터 결과분석으로 성능을 검증하였다.

3.1 주행부 모델의 검증

주행부는 일반 차량의 동력전달계와 유사하지만 추가적으로 유압시스템에 의한 부하가 추가되었기에 유압펌프로부터 나오는 펌프 부하토크를 고려하여 풀스로틀의 상황을 실험데이터와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 파란색 실선은 풀스로틀 상황

에의 실제 휠로더 엔진스피드를 계측한 것이며, 빨간색 점선은 구성된 시뮬레이션 모델을 이용하여 같은 조건에서의 거동을 모사한 것이다. 또한 휠로더의 종방향 속도 및 트랜스미션 인풋속도를 비교 검증 하였으며, 데이터간의 오차는 단순 모델링을 통한 파라미터 에러와 엔진모델의 에러를 의미하며 이는 현실적인 엔진모델과 파라미터를 기입함으로써 줄일 수 있다고 판단된다. Fig. 15 에서의 초기오차 또한 향후 세부적인 엔진맵을 통하여 줄일 수 있는 오차이며 토크컨버터와 트랜스미션의 동특성 파라미터들의 현실적인 수정이 필요할 것이다.

3.2 유압부 동력전달계 모델의 검증

유압부 동력전달계는 작업장치부 실험조건과 같이 붐 단독 동작에 대한 Pilot Pressure 를 입력으로 인가하여 시뮬레이션을 수행하였고 붐 단독 동작 실험 결과 (실린더 헤드 압력/로드압력)를 비교하였다. 유압시스템에서의 밸브 개구면적 등의 동특성을 대변하는 파라미터들은 현실적인 모델링보다는 단순화하여 거동을 모사하는 방식으로 본 논문

에서는 모델링을 하였다. 그렇기 때문에 단순 실험데이터를 통해 유압시스템을 검증하기보다 향후 각 단품모델을 통합한 시뮬레이션 모델을 구성하여 유압시스템 모델의 검증을 진행할 것이다.

3.3 작업장치부 모델의 검증

휠로더의 붐 단독동작 실험에서 유압부 동력전달계로부터 전달된 실린더 압력을 입력으로 인가하여 작업장치부의 시뮬레이션을 수행한 결과와 실험결과를 비교하였다.

4. 결 론

본 연구는 휠로더의 주행부 / 작업장치부 모델링 및 Matlab/Simulation 환경에서 단독동작 실험데이터(주행, 붐단독 동작)와의 비교를 통해 모델을 검증하였다. 이때 다양한 상황은 아니지만 단순 동작에 대한 시뮬레이션 오차를 통하여 복합동작에 대한 오차를 미리 예측하고 기본적인 동특성 파라미터를 보정하여 향후 복합동작에 시뮬레이션 모델을 구현할 것이다. 또한 단순 입출력 관계의 단독동작에 비해 주행 및 작업이 함께 이루어지는 복합동작은 다양한 상황에서의 부하계산이 필요하므로 향후 부하모델 및 복합동작에 대한 시뮬레이션 모델개발을 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 현대중공업 [과제번호 : 0591-20110011] 과 BK21 및 Seoul National University Institute of Advanced Machinery and Design (SNU-IAMD)의 후원하에 작성되었으며, 이에 관계자 분들께 깊은 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Worley, M. D. and La Saponara, V., 2008, "A Simplified Dynamic Model for Front-End Loader Design," *IMechE*, Vol. 222, No.11.
- (2) Rajamani, R., 2006, "Vehicle Dynamics and Control" *Mechanical Engineering Series*, pp. 95~137.
- (3) Esposito, A., 2009, "Fluid Power with Application" Seventh Edition, pp. 93~98.
- (4) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*. New York: Wiley.
- (5) Fales, R. and Spencer, E., 2005, "Modeling and Control of a Wheel Loader With a Human-in-the-Loop Assessment Using Virtual Reality," *ASME*, Vol. 127.

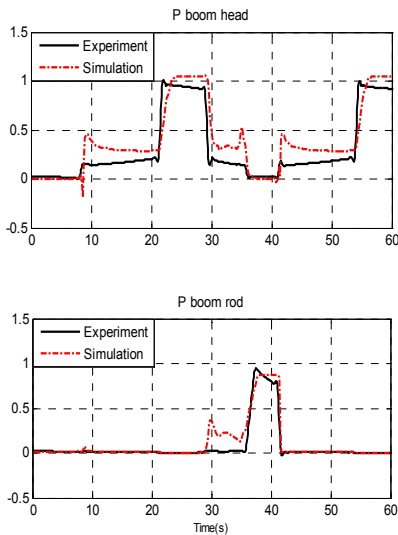


Fig. 16 Simulation result [Head/Rod Pressure]

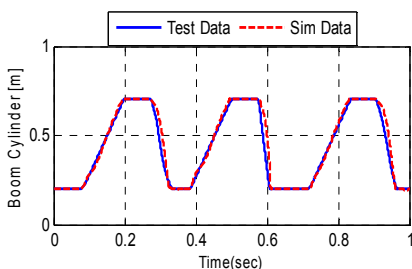


Fig. 17 Simulation result [Cylinder Displacement]

- (6) Merritt, H. E., 1967, Hydraulic Control Systems, Wiley, New York
- (7) Haggag, S. and Alstrom, D. 2005, "Modeling, Control and Validation of an Electro-Hydraulic Steer-by-Wire System for Articulated Vehicle Applications," IEEE/ASME, Vol.10, No.6.