

# 휠로더 주행 및 작업시스템의 동력흐름 분석

## Energy Flow Analysis of Working and Driving System of a Wheel Loader

오광석<sup>1</sup> · 김학구<sup>1</sup> · 이경수<sup>1\*</sup> · 고경은<sup>2</sup> · 김판영<sup>2</sup> · 서자호<sup>3</sup>

K. S. Oh, H. K. Kim, K. S. Yi, K. E. Ko, P. Y. Kim and J. H. Seo

Received: 27 Mar. 2014, Revised: 13 May. 2014, Accepted: 10 May. 2014

**Key Words** : Mechanical Powertrain (기계동력 전달계), Hydraulic Powertrain (유압 동력전달계), Multi-Body Dynamics (다물체 동역학), Energy Flow Analysis (동력 흐름분석)

**Abstract:** This paper presents simulation-based analysis of energy flow of a wheel loader. The objective of this study is to analyze the energy flow of a wheel loader during driving and working. Because the wheel loader powertrain consists of a mechanical and hydraulic powertrain, the generated power from the engine is divided into 2 powertrains. Further, a virtual prediction of energy flow in the powertrains is a key factor in terms of optimal design. Accordingly, the simulation model that is able to predict the virtual energy flow is developed and analyzed in this study. The proposed wheel loader simulation model has been constructed in the Matlab/Simulink environment. It is expected that the developed simulation model will analyze the energy flow and efficiency in the design stage.

### 기호 설명

$\psi_f$  : front yaw angle, rad  
 $\psi_r$  : rear yaw angle, rad  
 $\delta$  : steering angle, rad  
 $k_{pin}$  : pin joint stiffness, N/m  
 $F_{x,re}$  : action reaction force (x), N  
 $F_{y,re}$  : action reaction force (y), N

### Subscripts

$f$  : front  
 $r$  : rear  
 $pin$  : pin joint  
 $re$  : action reaction

## 1. 서 론

휠로더는 일반 차량과 달리 주행과 작업이 동시에 그리고 반복적으로 이루어지는 건설장비 중 하나이며, 작업환경에 노출되어 있기 때문에 휠로더의 반복 작업에 대한 내구성 평가를 위한 시뮬레이션 모델 개발 및 부하모델 개발이 활발히 이루어지고 있는 상황이다.<sup>1), 2), 3)</sup> 이와 함께 환경오염 문제와 화학 에너지원의 고갈로 인해 대두되는 에너지 문제는 화학 에너지를 이용하는 건설장비 휠로더의 에너지 흐름과 효율분석 그리고 효율향상이라는 연구에 관심을 집중시켰다. 따라서 본 논문에서는 휠로더의 주된 작업패턴인 V상차 작업에 대한 동력전달계 내에서의 에너지 흐름을 분석하고, 작업 시 주행부와 작업부에 대

---

\* Corresponding author: kyi@snu.ac.kr  
 1 Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Gwanakno 599, Gwanak-gu, Seoul, 151-744, Korea  
 2 Hyundai Heavy Industries Co., Jeonha 1-dong, Dong-gu, Ulsan, 682-792, Korea  
 3 Korea Institute of Machinery & Materials, 156 Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon, 305-343, Korea  
 Copyright © 2014, KSFC  
 This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

한 동력분배 비율을 분석하여 에너지의 분배흐름을 예측하였다. 또한 동력전달계 내의 각 단품별 에너지 효율을 예측함으로써 향후 설계 단계에서의 에너지 효율 예측 및 최적설계가 가능하도록 하였다. 시뮬레이션을 위한 휠로더 모델은 기존의 개발된 복합 휠로더 시뮬레이션 모델을 활용하였으며, Matlab/Simulink 기반의 모델을 구성하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 모델은 주행부 동력전달계와 유압부 동력전달계 그리고 주행부 및 작업부 동역학 모델로 구성 되었다. 휠로더의 상태변수 기반의 부하모델을 개발하여 실험을 통해 검증하였다.<sup>4)</sup> 객관적인 성능평가를 위해 운전자 모델의 개발이 필요하며, 이에 주된 작업패턴인 V상차 작업을 모사하기 위해 운전자 모델 개발이 활발히 이루어지고 있다.<sup>5)</sup> 본 연구에서는 개발된 이벤트 기반 운전자 모델을 이용하여 가상의 V상차 작업에 대한 에너지 흐름을 분석하였다.<sup>6)</sup>

## 2. 휠로더 동역학 모델링

Fig. 1은 휠로더의 동력전달계를 나타낸다. 휠로더는 주행부 동력전달계와 유압부 동력전달계로 구분되어 엔진, 토크컨버터, 트랜스미션, 펌프, 밸브, 실린더 등으로 구성되어 있다. 동력전달계를 구성하는 각 단품은 수학적 모델기반 실차 실험을 바탕으로 검증된 맵으로 구성되었다. 엔진 모델은 스톱과트 각과 엔진 스피드에 따른 맵 기반의 모델이며, 토크 컨버터는 입력과 출력 속도 비율과 토크 전달률 기반으로 모델링 되었다. 트랜스미션은 휠로더의 기어변속맵과 기어비율을 적용하여 모델링 되었으며, 구성된 시뮬레이션 모델은 Matlab/Simulink 환경에서 구성 되었다.

휠로더는 일반 차량과는 다르게 Front body 와 Rear body 로 구성되어 있으며, 각 body 의 yaw angle 의 차이로 인해 조향각이 표현된다. 엔진으로부터 전달된 에너지는 토크 컨버터로 전달된다. 전달

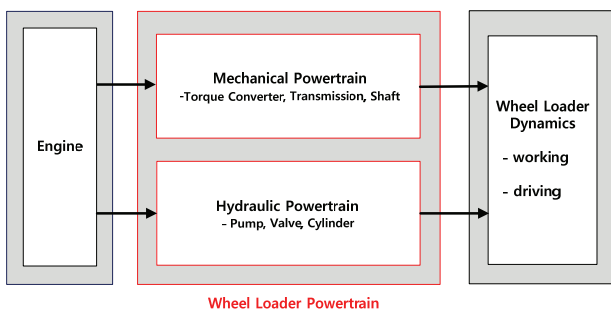


Fig. 1 Wheel Loader Powertrain

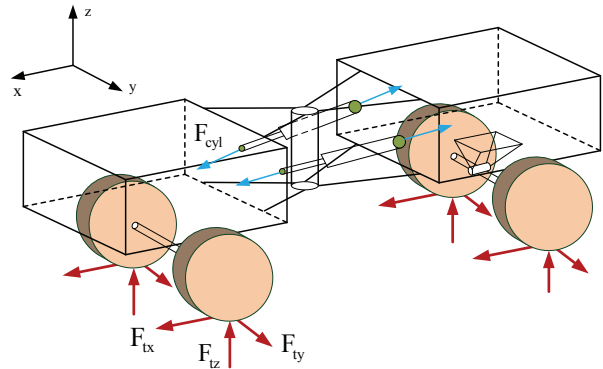


Fig. 2 Free Body Diagram of Wheel Loader

된 토크는 유체의 토크 전달력과 에너지 손실에 의해 결과적인 토크와 에너지를 전달하게 된다. 트랜스미션 각 단에서 기어비에 의해 계산된 토크는 종감속 기어비와 함께 계산되어 각 휠에 전달된다. 전달된 토크에 의해 발생하는 타이어 힘은 비선형 모델인 Dugoff's tire model 이 적용 되어 계산 되었으며, 휠로더의 동역학적 거동이 잘 표현됨을 확인할 수 있었다.<sup>7)</sup> Fig. 2는 휠로더의 자유물체도이며, 휠과 실린더에서 발생하는 힘을 나타낸다.

$F_x$ 는 타이어의 종방향 힘,  $F_y$ 는 횡방향 힘,  $F_z$ 는 수직방향 힘 그리고  $F_{cyl}$ 는 조향 실린더의 힘을 나타낸다. 타이어 모델에서 계산된 힘과 조향 실린더 힘에 의해 휠로더의 수학적 모델을 통한 동역학적 거동을 표현하게 된다. Front 와 Rear body 의 6 자유도를 고려할 수 있는 3D 동역학 모델이 구성 되었으며, 아래 수식 (1), (2) 는 병진과 회전의 6자유도 동역학 수식을 나타낸다. 3차원 동역학 모델이기 때문에 각 회전운동에 대한 Gyroscopic effect 를 표현할 수 있으며, 원인이 되는 힘은 타이어의 종, 횡, 수직방향의 힘과 핀조인트의 반력이 있다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m(a_x + v_z \dot{\theta} - v_y \dot{\psi}) \\ &= F_{tx} + F_{cyl,x} + R_x - F_{drag} \\ \sum F_y &= m(a_y + v_x \dot{\psi} - v_z \dot{\phi}) \\ &= F_{ty} + F_{cyl,y} + R_y \\ \sum F_z &= m(a_z + v_y \dot{\phi} - v_x \dot{\theta}) \\ &= F_{tz} + R_z \end{aligned} \quad (1)$$

$a_x, a_y, a_z$  과  $v_x, v_y, v_z$  는 휠로더의 종방향, 횡방향 그리고 수직방향의 가속도와 속도를 나타내며,  $\dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}$  는 roll, pitch, yaw rate 를 나타낸다.  $F_{cyl}$  는

조향실린더에서 발생하는 힘,  $F_{drag}$  는 휠로더의 주행 시 발생하는 유체의 항력 그리고  $R_{x,y,z}$  는 핀조인트에서 발생하는 반력이다.

$$\begin{aligned} \sum M_x &= I_x \ddot{\phi} + (I_z - I_y) \dot{\theta}_y \dot{\psi}_z \\ &= M_x(F_{tz}) + M_x(F_{ty}) + M_{x,re} \\ \sum M_y &= I_y \ddot{\theta} + (I_x - I_z) \dot{\psi}_z \dot{\phi}_x \\ &= M_y(F_{tz}) + M_y(F_{tx}) + M_{y,re} \\ \sum M_z &= I_z \ddot{\psi} + (I_y - I_x) \dot{\phi}_x \dot{\theta}_y \\ &= M_z(F_{ty}) + M_z(F_{tx}) + M_{z,sa} + M_{z,re} \end{aligned} \quad (2)$$

$m$  은 휠로더의 질량,  $I_x, I_y, I_z$  는 X, Y, Z 축에 회전 관성모멘트,  $M_{x,y,z}, M_{x,y,z,re}$  는 타이어 힘과 핀조인트의 반력에 의해 발생하는 모멘트는 나타낸다. 휠로더의 동역학적 거동을 결정짓는 타이어 힘  $F_{tx}, F_{ty}, F_{tz}$  은 slip ratio ( $\lambda$ )과 slip angle ( $\alpha$ )을 이용하여 표현되며 수식 (3) 에 정의 되었다. Fig. 3은 타이어에서 발생하는 힘과 slip angle ( $\alpha$ )을 나타낸다.

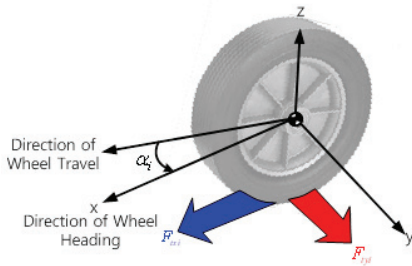


Fig. 4 Tire Forces and Slip angle

$$\begin{aligned} \lambda_{traction} &= \frac{r\omega - V \cos(\alpha)}{r\omega}, \quad \lambda_{brake} = \frac{r\omega - V \cos(\alpha)}{V \cos(\alpha)} \\ \alpha &= \tan^{-1} \left( \frac{v_y}{v_x} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

가속할 때와 감속할 때의 slip ratio 의 수학적 정의는 수식 (3) 과 같이 다르게 적용되며 모델링 되었다. Slip angle 은 휠의 종방향 속도( $v_x$ )와 횡방향 속도( $v_y$ )가 이루는 각도로써 정의되어 조향각과의 관계로 표현될 수 있다. 다물체로 이루어진 휠로더는 Front body 와 Rear body 에 타이어 힘과 실린더 힘에 의한 동역학적 해석이 적용되어 거동을 모사하게 된다. 본 논문에서 Front body 의 yaw angle 을  $\psi_f$ , Rear

body 의 yaw angle 을  $\psi_r$  로 나타내며 휠로더의 조향각은 yaw angle 의 차이로부터 아래수식 (4) 와 같이 계산할 수 있다.

$$\delta = \psi_f - \psi_r \quad (4)$$

휠로더의 동역학적 거동을 해석하기 위해 차량동역학 이론이 Front body 와 Rear body 각각에 적용되었으며, 핀 조인트로 구속되어 있고 실린더에 의해 구동되는 조향 시스템은 수학적으로 6자유도의 구속 조건에 의해 실시간으로 작용 반작용 힘과 모멘트를 계산하여 front와 rear body에 적용 되도록 모델링 되었다. 하지만 본 논문에서는 휠로더의 차체각과 휠 각이 항상 같기 때문에 슬립각이 무시할 수 있을 정도로 작다는 가정을 통해 동역학 모델을 단순화 하였으며, 핀조인트의 반력은 강성을 이용하여 표현하였다. Front body 의 핀조인트 위치와 Rear body 에서의 핀조인트 위치의 차이에 의해 표현되는 작용 반작용력은 아래 수식 (5) 와 같이 표현될 수 있으며,  $k_{pin}$  는 핀조인트 강성이다.

$$\begin{aligned} F_{x,r} &= -k_{pin} \Delta x - C_{pin} \frac{\Delta x}{\Delta t} \\ F_{y,r} &= -k_{pin} \Delta y - C_{pin} \frac{\Delta y}{\Delta t} \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 5는 핀 조인트에 의해 연결되는 휠로더의 Front, Rear body 그리고 실험데이터와 비교, 검증으로 도출된 강성과 댐핑계수에 의한 힘이 표현 되었고, 동역학적 거동을 해석하였다.

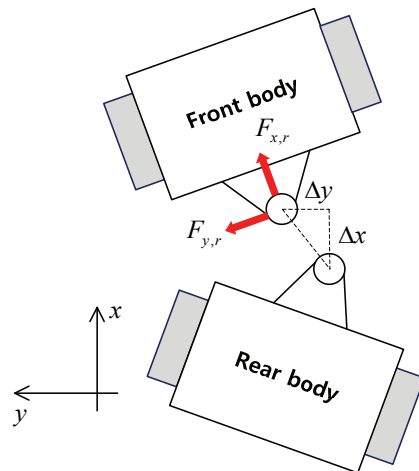


Fig. 5 Pin Joint and Action/Reaction Forces

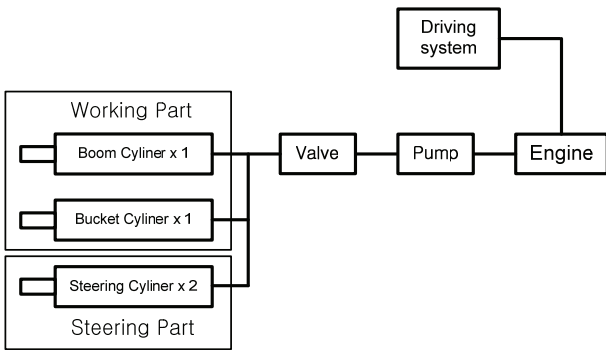


Fig. 6 Hydraulic Powertrain

휠로더의 작업장치부는 붐, 버킷, 벨 크랭크 그리고 틸트로 구성되어 있으며, 유압시스템에서 전달된 동력을 이용하여 실린더 힘이 붐과 버킷을 회전시켜 작업을 수행한다. 본 논문에서 제안된 작업장치부 동역학 모델은 실시간으로 각 단품의 상대위치에 따른 회전관성을 계산하고, 자중 및 작업부하와 함께 회전 각 가속도를 계산하여 단품의 링크 구조에 의한 구속 조건을 통해 위치가 계산되도록 구성 되었다. Fig. 6 는 개략적인 유압 동력 전달계를 나타낸다.

유압시스템은 펌프, 밸브 그리고 실린더로 구성되어 있으며, 엔진과 연결되어 있는 펌프는 엔진의 부하로 작용한다. Main Control Valve (MCV) 를 통해 붐과 버킷 실린더 그리고 조향 실린더로 유입되는 유량을 조절하며, 밸브의 개구면적은 실수치를 이용하여 맵 기반으로 모델링 되었다. 엔진으로부터 전달되는 동력은 토크컨버터와 유압시스템으로 동력을 전달할 수 있도록 펌프와 함께 연결 되어있으며, 동력 차단장치가 없기 때문에 작업 및 조향이 이루어지지 않을 시 펌프의 부하는 동력 손실로써 계산될 수 있다. 본 논문에서는 특정 작업상황에 대하여 시뮬레이션을 통해 주행부와 유압부의 동력분배 및 흐름 그리고 손실에 대하여 분석하고, 이를 통해 향후 효율증대의 가능성을 제시하였다. 다음장은 휠로더의 주된 작업인 V상차 작업에 대하여 기술하고, V상차 작업을 수행할 수 있는 운전자 모델 개발에 기술 하였다.

### 3. V상차 작업 및 운전자 모델

#### 3.1 V상차 작업

휠로더의 대표적인 작업 패턴은 V상차 작업이다. V상차 작업의 주 목적은 재료의 이동이며, 작업시간 및 기준시간에 대한 재료의 이동량 등은 휠로더의 생산성 및 공사효율의 평가 시 중요한 지표가 된다. 이와 더불어 합리적인 에너지 효율 및 흐름 분석을 위

해 가상의 휠로더 동역학 시뮬레이션 모델과 V상차 작업을 모사할 수 있는 운전자 모델 개발이 필요하다. 본 논문에서는 실험 데이터 분석을 통해 V상차 작업 패턴을 분석하고 이를 바탕으로 개발된 운전자 모델을 이용하여 가상의 V 상차 작업에 대한 동력흐름을 분석하였다. Table 1은 V상차 작업을 4개의 Stage 로 나누고 각 단계별 작업 패턴을 표현하였다.

Table 1 Stage 별 작업

Stages	Working
Stage - 1	Bucket Up
Stage - 2	Boom Up
Stage - 3	Boom Up + Bucket Down
Stage - 4	Boom Down + Bucket Up

Stage - 1 에서는 재료를 담기 위한 직진주행과 함께 버킷을 들어올리는 작업이 이루어지고, Stage - 2 에서는 운전자가 예상하는 지점까지 후진과 함께 붐을 들어 올린다. 이때 운전자는 브레이크 입력 없이 자연감속에 의해 휠로더를 감속 시킨다. Stage - 3 에서는 트럭에 재료를 내리기 위해 조향과 함께 트럭으로 진입하며, 트럭의 앞에서 버킷을 내리며 재료를 내린다. Stage - 4 에서는 새로운 V상차 작업의 시작을 위해 초기 위치로 복귀하며 붐은 내리고 버킷은 올리며 초기 작업장치 상태로 돌아온다. Fig. 7 는 이러한 V상차 작업을 Stage 별로 표현한 것이며, 가상의 V 상차 작업입력을 인가하기 위한 운전자 모델은 기 개발된 이벤트 기반 운전자 모델을 활용하여 시뮬레이션을 수행 하였다.<sup>6)</sup>

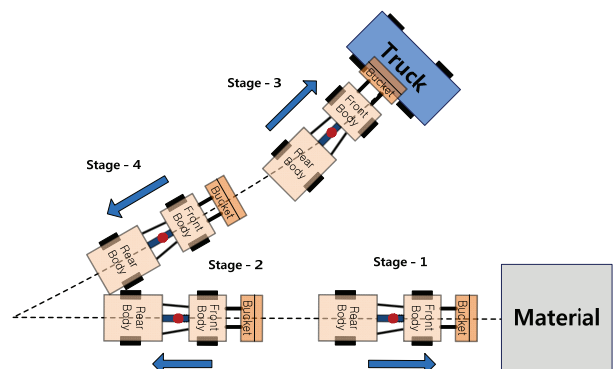


Fig. 7 V Pattern Working Cycle

#### 3.2 운전자 모델

적용된 운전자 모델은 휠로더의 상태로 정의되는 조건들을 이벤트로 정의하여 일정 조건이 발생 되어



야 다음 작업 입력이 인가됨으로 연속적으로 입력이 인가 되도록 구성 되었다. 실험 데이터 분석을 통해 이벤트 발생 시점 및 전후 조건을 도출하였으며, 작업자는 숙련된 운전자의 반복되는 실험 데이터를 활용 하였다. 주행부 입력은 일반 차량과 동일한 스톱틀, 브레이크 그리고 조향입력이 있으며, 실제 운전자의 데이터 분석을 통해 작업 시 스톱틀, 브레이크 입력 패턴 및 조향 입력 패턴을 도출 하였다. 일반적으로 작업 시 운전자는 스톱틀을 최대로 조작하며, 브레이크는 원하는 목적지에서 정지하기 위해 최적의 값으로 조작하는 것을 실험 데이터 분석을 통해 알 수 있었다. 조향입력은 운전자의 특성에 따라 다르지만 일반적으로 원하는 목적지에 도달하기 위해 운전자는 2~5 Hz 의 진동수로 조향입력을 변경하는 것을 확인할 수 있었다. 그러므로 가상의 브레이크 및 조향입력을 모사하기 위해 2 가지 최적제어 이론 Linear Quadratic Regulator (LQR) 와 Model Predictive Control (MPC) 가 적용되었다. <sup>11), 12)</sup> 개발된 운전자 모델 입력 중 스톱틀 입력은 V 상차 작업 시 운전자는 풀스톱틀 입력으로 V상차 작업이 이루어짐을 확인 하였고, 브레이크 입력은 예상되는 위치에서 정지하기 위한 최적의 브레이크 입력을 인가하고 있음을 확인할 수 있었다. 그러므로 운전자의 브레이크 입력을 모사하기 위하여 최적제어 이론 Linear Quadratic Regulator (LQR) 이 적용 되었으며, 수식 구성을 위한 상태변수는 아래 수식 (6) 와 같다.

$$\begin{aligned} e_1 &= x_t - x_w \\ e_2 &= \dot{x}_t - \dot{x}_w \end{aligned} \quad (6)$$

$x_w$  는 휠로더의 위치,  $x_t$  는 타켓의 위치 그리고  $e_1, e_2$  은 상대위치, 속도를 나타낸다. 수식 (7) 의 Performance Index 를 최소화하기 위해 성형 상태공간 방정식을 표현하면 수식 (8) 과 같이 표현된다.

$$J = \int_0^{\infty} (\bar{e}^T Q \bar{e} + \bar{u}^T R \bar{u}) dt \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} \ddot{x}_w + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \ddot{x}_t \quad (8)$$

$Q, R$  매트릭스는 Performance Index 를 최소화 할 때 상태변소의 비중을 결정하는 Weighting matrix 이다. Performance Index 를 최소화하는  $\ddot{x}_w$  도출하여 최적의 가속도 값을 계산 후 브레이크 입력을 인가할 수 있도록 모델링 되었다. V 상차 작업 내에서 Stage - 3,4 는 원하는 위치로의 조향이 필요하며, 앞서 언급된 운전자의 조향 경향성을 반영하고 최적의 조향각을 도출하기 위해 Model Predictive Control (MPC) 이론이 적용 되었다. MPC 는 현재의 상태변수와 Process Model 을 이용해 예측되는 상태에 의한 목적함수를 최소화하는 이론이다. Process model 을 구성하기 위한 선형모델은 아래 수식 (9) 과 같다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_y \\ \dot{e}_y \\ e_w \\ \dot{e}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{A_1}{v_x} & -A_1 & \frac{A_2}{v_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{A_3}{v_x} & -A_3 & \frac{A_4}{v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_y \\ \dot{e}_y \\ e_w \\ \dot{e}_w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_1 \\ 0 \\ B_2 \end{bmatrix} \delta + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -v_x + \frac{A_2}{v_x} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{A_4}{v_x} & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi}_d \\ \ddot{\psi}_d \end{bmatrix} \quad (9)$$

$e_y, e_w$  는 휠로더와 목적지로 진입하기 위한 reference straight line 에 대한 횡방향과 각도 오차를 의미한다. 오차율을 포함한 4개의 상태변수로 이루어진 상태공간 모델은 휠로더의 타이어 강성을 포함하고 있다. 본 논문에서는 기존의 휠로더 동역학 모델링 및 검증에 대한 논문을 바탕으로 실차실험 데이터로부터 도출된 타이어 강성을 이용하여 선형모델을 구성하였고, 수식 (8) 의  $A_1, A_2, A_3, A_4$  과  $B_1, B_2$  는 본 논문의 Appendix 에 기술 되었다. Fig. 8 는 상태변수의 정의를 나타내고 있다.

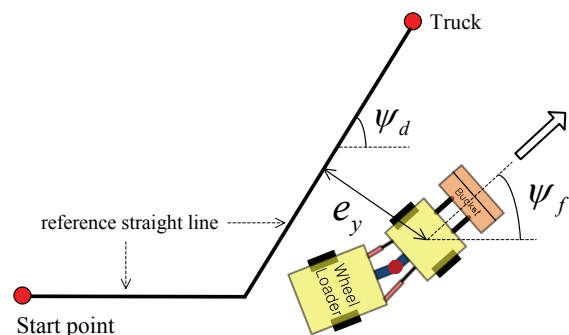


Fig. 8 Definition of Error States

MPC 를 구성하기 위해 Performance Index 를 아래 수식 (9) 와 같이 정의하고 Vector Space 형태로

N-step 예측되는 결과들을 수식 (10) 과 같이 quadratic form 으로 표현 하였다. Performance Index 를 최소화하는 N 개의 최적 Input  $\delta$  의 도출은 Quadratic Programming (QP) 기법을 이용하여 도출 하였으며, 메틀랩에서 제공하는 Solver 를 이용하였다.

$$\min_{\bar{u}} J = \bar{y}^* Q \bar{y} + \bar{u}^* R \bar{u} \quad (10)$$

여기서 수식 (10) 의 변수와 매트릭스는 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \bar{y} &= [y(k+1) \cdots y(k+N)]^* \\ \bar{u} &= [u(k) \cdots u(k+N)]^* \\ Q &= \text{diag}(\bar{Q}(k+1) \cdots \bar{Q}(k+N)) \\ R &= \text{diag}(\bar{R}(k+1) \cdots \bar{R}(k+N)) \end{aligned}$$

$$\min_{\bar{u}} \frac{1}{2} \bar{u}^* H \bar{u} + f^* \bar{u} \quad \text{subject to } D \bar{u} \leq G \quad (11)$$

$Q, R$  매트릭스는 수식 (7) 에서의 매트릭스와 다른 매트릭스이지만 weighting 을 나타내는 매트릭스 로써 같은 기호로 사용 되었다. 수식 (10) 의 Performance Index 로부터 N 개의 최적값  $\bar{u}$  를 계산하고, 첫번째 최적값을 휠로더의 조향 입력으로 인가면서 원하는 거동을 얻게 된다. 매트릭스  $D, G$  는 입력값에 대한 제한 조건과 입력의 변화율에 대한 제한 조건을 나타내는 매트릭스이다. 정의된 선형 모델에서의 입력값  $\bar{u}$  는 휠로더의 조향각  $\delta$  으로서 실제 휠로더의 최대 조향각과 조향 변화율이 상,하한 값으로 적용하여 계산 되었다.

#### 4. 시뮬레이션 결과

본 논문에서 개발된 휠로더 동역학 시뮬레이션 모델과 운전자 모델 그리고 부하모델을 이용하여 V상차 작업 1 Cycle 에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과를 통해 V상차 작업에 대한 기계 동력 전달장치와 유압 동력전달 장치로의 동력 전달 및 배분을 분석하였다. Fig. 9 는 가상의 운전자 입력에 대한 결과를 나타내며, 작업부와 조향 입력은 Remote Control Valve 의 압력을 입력으로 인가 되었다.

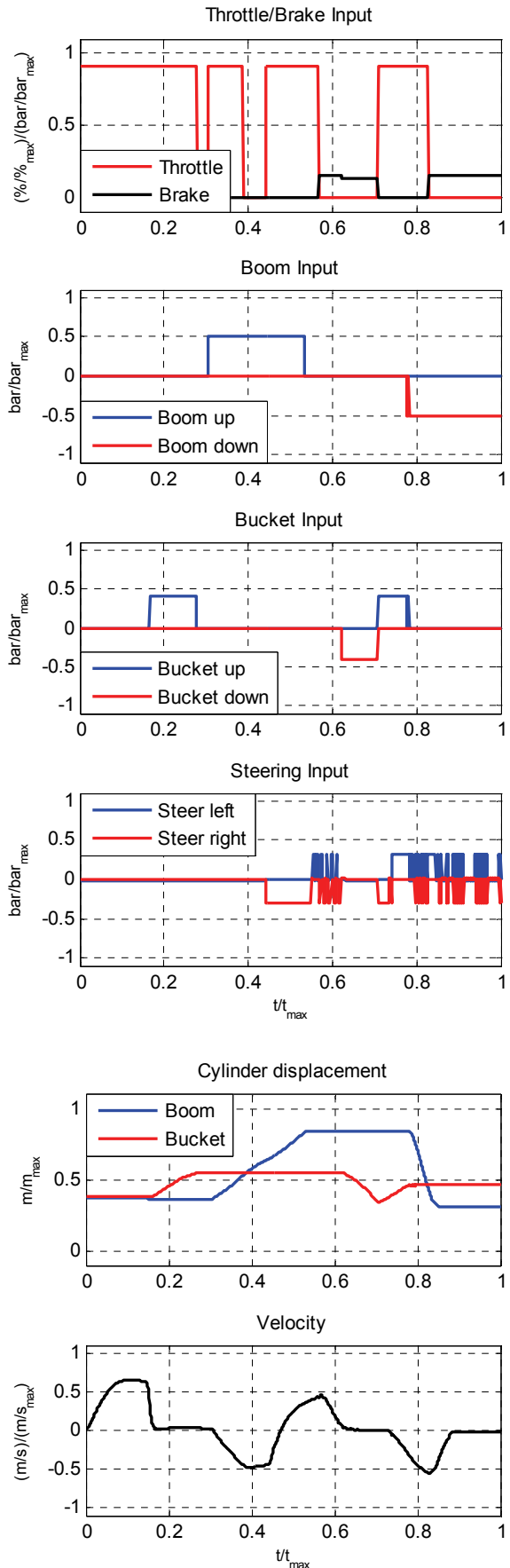


Fig. 9 Driver Inputs and Dynamic Behavior

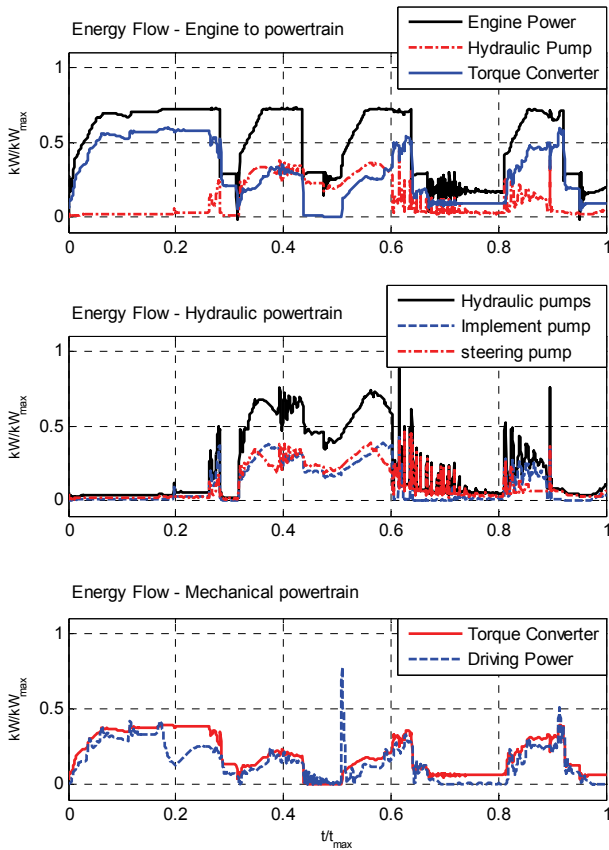


Fig. 10 Energy Split

시뮬레이션 결과를 통해 운전자 모델에 의한 조향 입력이 시뮬레이션 시 설정된 5 Hz 입력으로 stage - 3 과 4에서 인가됨과 동시에 이로 인한 휠로더의 동적거동을 확인할 수 있었다. Fig. 10은 시간에 대한 주행부와 유압부의 동력분배와 동력전달 효율 및 손실을 분석한 시뮬레이션 결과이다. 모든 시뮬레이션 결과는 노멀라이징 되었다.

시뮬레이션 결과 주행부와 작업부로의 동력전달 비율에 대한 분석 및 예측이 가능했고, 주행부 토크 컨버터와 작업부 펌프에서의 동력전달 성능을 시간영역에서 해석 및 분석할 수 있었다. 이를 통해 유압시스템의 펌프효율은 95% 이상이며, 토크컨버터의 에너지 효율은 약 70% 로 30%의 손실률을 보였다. 주행부 동력전달계 요소 중 토크컨버터의 에너지 손실이 가장 크고, 가속 그리고 재료를 담기 위해 진입하는 시점에서 손실이 크다는 것을 확인할 수 있다.

### 5. 결 론

본 논문에서는 개발된 휠로더 동역학 시뮬레이션 모델과 운전자 모델을 통해 가상의 V상차 작업을 시뮬레이션하여 작업 시 휠로더의 주행 및 작업 시스템

에 대한 동력흐름 분석을 수행 하였다. V상차 작업에 대한 실험데이터 분석을 통해 실제 운전자의 조작 패턴을 분석하고, 가상의 시뮬레이션을 통해 V상차 작업에 대한 동역학적 거동 분석 및 동력전달 성능에 대하여 분석해 볼 수 있었다. 향후 객관적이고 합리적인 운전자 모델개발 및 휠로더 동역학 시뮬레이션 모델 개발이 필요하며 이를 통해 작업과 주행이 동시에 이루어지는 휠로더의 주행부와 작업장치부로의 동력전달 및 배분상태를 예측함으로써 생산 전 동력전달 효율 및 배분을 가상으로 평가해 최적설계가 가능해질 것으로 기대된다.

### 후 기

본 연구는 현대중공업, 한국기계연구원, 2013 년도 3단계 두뇌한국 21 플러스 사업 그리고 서울대학교 정밀 기계설계 공동연구소의 후원 하에 작성 되었으며, 이에 관계자 분들께 깊은 감사 드립니다.

### References

- 1) M D Worley and V La Saponara "A simplified dynamic model for front-end loader design" Journal of Mechanical Engineering Science 2008 222:2231 DOI : 10.1243/09544062JMES688.
- 2) Kim., O. J., Yoo., W. S., Lee., B. H., Lee., M. H., Yoon., K. H., 1993, "Three Dimensional Modeling and Inverse Dynamic Analysis of An Excavator," Trans. of KSME, Vol.17, No.8, pp.2043~2050
- 3) Yoo., W. S., 2003, "Development of SimulationSystem using Flexible Multibody Dynamics," Technical Report, RIMT (Research Institute of Mechanical Technology), Pusan National University, Pusan, Korea
- 4) Oh., K. S., Kim., H. G., Ko., K. E., Kim., P. Y., Yi., K. S., 2013, "Development of Load Model for Analysis of Wheel Loader Dynamic Characteristic," Trans. of KSME, Vol.6, pp. 43~44
- 5) Filla, R, "An Event-driven Operator Model for Dynamic Simulation of Construction Machinery" The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Sweden, 2005.

- 6) Oh., K. S., Kim., H. G., Ko., K. E., Kim., P. Y., Yi., K. S., 2013, “ Development of Wheel Loader V-Pattern Operator Model for Virtual Evaluation of Working Performance,” Trans. of KSME
- 7) Oh., K. S., Yoon., S. J., Kim., H. G., Ko., K. E., Yi., K. S., 2013, “Development and Validation of Wheel Loader Simulation Model,” Trans. of KSME, Vol.5, pp.601~607.
- 8) Ericsson, A. and Slattengren, J.(2000) "A model for predicting digging forces when working in gravel or other granulated material". 15th European ADAMS User's Conference, Rome, Italy.
- 9) Kiencke, U., Majjad,R. and Kramer, S.(1999) "Modeling and performance analysis of a hybrid driver model". Control Engineering Practice,Vol. 7,No. 8, Aug 1999,pp 985-991.
- 10) Jamzadeh, F.; Hsieh, T.; Struthers, K. "Dynamic Simulation Modeling For Heavy Duty Automatic Transmission Control Development", SAE Technical Paper Series, 92241, 1992.
- 11) AY Ungoren, H Peng. "An adaptive lateral preview driver model", Vehicle System Dynamics:International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 43:4, 245-259, DOI:10.1080/00423110412331290419, 2005.
- 12) R. A. Hess and A. Modjtahedzadeh "A Control Theoretic Model of Driver Steering Behavior", International Conference on Systems, Models and Media in Human-Machine Systems, 1990.

### Appendix

$$A_1 = -\frac{2 \cdot (C_f + C_r)}{m}, A_2 = -\frac{2 \cdot (l_f \cdot C_f - l_r \cdot C_r)}{m}$$

$$A_3 = -\frac{2 \cdot (l_f \cdot C_f - l_r \cdot C_r)}{I_z}, A_4 = -\frac{2 \cdot (l_f^2 \cdot C_f + l_r^2 \cdot C_r)}{I_z}$$

$$B_1 = \frac{2 \cdot C_f}{m}, B_2 = \frac{2 \cdot l_f \cdot C_f}{I_z}$$

$m$  : wheel loader mass

$C_f$  : lateral stiffness of front tire

$C_r$  : lateral stiffness of rear tire

$l_f$  : distance to front axle from mass center

$l_r$  : distance to rear axle from mass center