

유압 굴삭기의 전도율 표시장치의 개발

임태형*, 최종환+, 김용석++, 이홍선+++, 양순용++++

Development of Displayer on Tipping-over rate for Hydraulic Excavator

TaeHyeong Lim*, JongHwan Choi+, YongSeok Kim++, HongSeon Lee+++, SoonYong Yang++++

Abstract

This paper deals with tipping over of hydraulic excavator's crane work. If excavator lift too heavy weight, excavator tipped up. This is 38% of whole excavator accidents. In this paper, tipping over load which is maximum load of excavator can lift with displacement of excavator links, real load and tipping over rate are calculated with Zero Moment Point. We designed the tipping-over stability criterion algorithm considering the dynamic characteristics to which ZMP theory is applied and discussed the usefulness of the proposed algorithm compared with the moment equilibrium equation through the simulation and the actual test.

Key Words : Hydraulic Excavator, Tipping-over rate, Zero Moment Point

1. 서론

현재 건설 현장에서는 유압 굴삭기를 이용하여 굴삭 작업뿐 아니라 비교적 가벼운 물체의 크레인 작업도 병행하고 있다. 그러나 국내의 경우 유압 굴삭기를 사용한 크레인 작업은 법으로 못 하게 하도록 규제되어 있다. 그럼에도 불구하고 작업 현장에서는 필요에 의해 불법으로 작업을 하고 있으며 이로 인한 사고가 증가하고 있고, 그 비율이 전체 굴삭기 작업 재해의 약 38%에 이르고 있다.

선진의 경우 작업 현장에서 크레인 기능의 필요성이 높아짐에 따라 국가차원에서 주도를 하고 있으며, 특히 일본의 경우 1980년 초반부터 이동식 크레인 부착형 유압

굴삭기가 개발되었고, 1992년 10월 일본 노동안전 위생법규 제 164호에 의해 크레인 작업의 필요성에 대한 인식이 높아졌으며 일본 크레인 협회에서는 JCA 규격을 1998년 6월에 정식으로 제정하여 현재 굴삭기에 보다 안전하게 크레인 기능을 추가하여 사용하고 있다.

이상과 같이 선진국에서는 제품화되어 많이 활용되고 있으나 현재 국내에서는 안전장치를 부착하지 않고 위험을 감수한 채 건설현장에서 크레인 작업을 하고 있는 실정 이므로 국내에서는 작업현장의 재해를 줄이기 위해서 크레인 작업시 일어날 수 있는 전도율을 법적으로 결정하고 제품화해야 하는 실정이다.

유압 굴삭기의 크레인 작업시 전도 안정도 판별을 위하

* 임태형, 울산대학교 대학원 기계자동차공학과 (bulbaram@mail.ulsan.ac.kr)

주소: 680-749 울산시 남구 무거동 산 29번지

+ 부산대 대학원 지능기계공학과

++ 울산대 대학원 기계자동차공학과

+++ (주)현대중공업 건설장비 사업본부

++++ 울산대 기계자동차공학과

여 Zero Moment Point(ZMP) 이론을 제안하였다. 일반적으로 전도 안정도 판별은 정적인 상태의 모멘트 평형방정식을 적용한다. 이 경우 실제 작업 중에 발생하는 유압 굴삭기의 동적인 특성은 배제되어 있어 동특성에 대한 전도 안정도 판별이 불가능하다. 그러나 ZMP 이론을 적용하면 정적인 특성뿐 아니라 작업 중에 발생하는 동적인 특성도 포함할 수가 있어 유압 굴삭기의 전도 안정성 판별 알고리즘으로 적용 가능할 것으로 예상된다.

ZMP 이론을 적용하여 동특성을 포함한 전도 안정도 판별 알고리즘을 설계하고, 시뮬레이션 및 실차실험을 통하여 제안된 알고리즘의 유용성을 모멘트 평형방정식과 비교, 검토하였다.

2. 유압 굴삭기의 모델링

2.1 작업장치의 위치 제적

유압 굴삭기의 크레인 작업시 작업장치의 운동을 표현하기 위해서 Fig 1과 같이 좌표계를 설정한다.

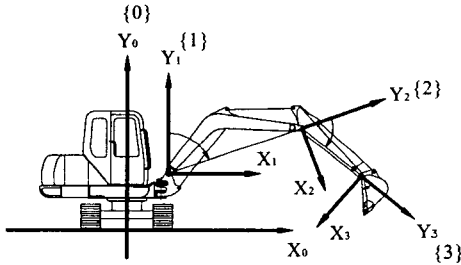


Fig. 1 Coordinates of Excavator

붐, 암, 버킷으로 이루어진 작업장치의 끝단 위치 제적은 다음과 같이 작업장치의 각변위 함수로 표현된다.

$$\begin{aligned} \text{Boom} : x_b &= L_b \sin(\theta_b), y_b = L_b \cos(\theta_b) \\ \text{Arm} : x_a &= x_b + L_a \sin(\theta_b + \theta_a) \\ y_a &= y_b + L_a \cos(\theta_b + \theta_a) \\ \text{Bucket} : x_k &= x_a + L_k \sin(\theta_b + \theta_a + \theta_k) \\ y_k &= y_a + L_k \cos(\theta_b + \theta_a + \theta_k) \end{aligned} \quad (1)$$

2.2 작업장치의 무게중심 제적

Fig. 2는 유압 굴삭기 작업장치에 대한 무게중심 제적을 유도하기 위한 상세도를 나타내고 있다.

유압 굴삭기의 각 부분의 무게중심은 각변위의 함수로서 다음과 같이 표현된다.

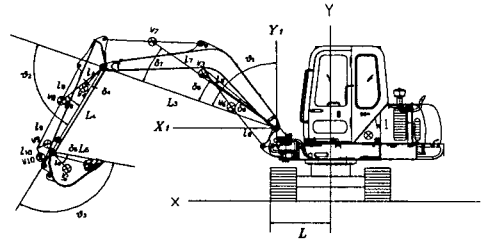


Fig. 2 Schematic of center of each mass

2.2.1 Frame

상, 하부 프레임의 무게중심은 상수이다.

$$x_{1g} = C, y_{1g} = C, x_{2g} = C, y_{2g} = C \quad (2)$$

2.2.2 Boom

$$x_{3g} = l_3 \sin(\theta_b - \delta_3), y_{3g} = l_3 \cos(\theta_b - \delta_3) \quad (3)$$

2.2.3 Arm

$$\begin{aligned} x_{4g} &= x_b + l_4 \sin(\theta_b + \theta_a - \delta_4) \\ y_{4g} &= y_b + l_4 \cos(\theta_b + \theta_a - \delta_4) \end{aligned} \quad (4)$$

2.2.4 Bucket

$$\begin{aligned} x_{5g} &= x_a + l_5 \sin(\theta_b + \theta_a + \theta_k - \delta_5) \\ y_{5g} &= y_a + l_5 \cos(\theta_b + \theta_a + \theta_k - \delta_5) \end{aligned} \quad (5)$$

2.2.5 Boom Cylinder

$$x_{6g} = X_{axis} + x_{6g}, y_{6g} = Y_{axis} + y_{6g}$$

$$x_{6g} = l_6 \sin(\theta_1 - \delta_6 - \alpha)$$

$$y_{6g} = l_6 \cos(\theta_1 - \delta_6 - \alpha)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{l_{61}^2 + l_{63}^2 + l_{62}^2}{2l_{61}^2 l_{63}^2} \right)$$

$$l_{63}^2 = l_{61}^2 + l_{62}^2 - 2l_{61} l_{62} \cos(2\pi - A + \delta_6 - \theta_1) \quad (6)$$

2.2.6 Arm Cylinder

$$x_{7g} = l_7 \sin(\theta_1 - \delta_7), y_{7g} = l_7 \cos(\theta_1 - \delta_7) \quad (7)$$

2.2.7 Bucket Cylinder

$$\begin{aligned} x_{8g} &= x_b + l_8 \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_8) \\ y_{8g} &= y_b + l_8 \cos(\theta_1 + \theta_2 - \delta_8) \end{aligned} \quad (8)$$

2.2.8 Bucket Link

$$\begin{aligned} x_{9g} &= x_b + l_9 \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_9) \\ y_{9g} &= y_b + l_9 \cos(\theta_1 + \theta_2 - \delta_9) \end{aligned} \quad (9)$$

2.2.9 Control Rod

$$x_{10g} = x_b + l_{10} \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_{10})$$

$$y_{10g} = y_b + l_{10} \cos(\theta_1 + \theta_2 - \delta_{10}) \quad (10)$$

2.2.10 Weight

$$\begin{aligned} x_{mg} &= x_b + l_{11} \sin(\theta_1 + \theta_2 + \delta_{11}) \\ y_{mg} &= y_b + l_{11} \cos(\theta_1 + \theta_2 + \delta_{11}) \end{aligned} \quad (11)$$

3. 전도 안정도 판별 알고리즘

3.1 Zero Moment Point

Zero Moment Point(ZMP)는 대상 시스템의 하부체 바닥의 기준 좌표계에 대하여 시스템의 관성력, 중력, 외력 등에 의한 모멘트의 합이 zero인 평면상의 점이라 정의한다.

Fig. 3에서 임의의 점 P에 대하여 D'Alembert 법칙을 적용하여 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\sum_i (r_i - p) \square m_i (\ddot{r}_i + g - \ddot{p}) + \rho_c \square m \ddot{p} + \sum_i T_i - \sum_j M_j - \sum_k (s_k - p) \square f_k = M_p$$

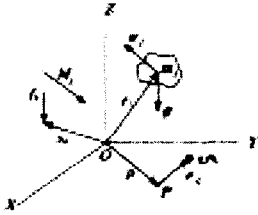


Fig. 3 Rigid body system

임의의 점 P에 대한 질량중심의 위치벡터는 식 (12)와 같고 P가 ZMP라고 하면 위치벡터 $p = p_{zmp} = [x_{zmp}, y_{zmp}, 0]^T$ 이고 모멘트의 합은 $M_p = [0, 0, M_z]^T$ 가 된다.

$$\rho_c = \frac{1}{m} \sum_i m_i (r_i - p) \quad (12)$$

외부에서 모멘트와 힘이 작용하지 않는다고 가정하면 ZMP에 대한 성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_{zmp} &= \frac{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) x_i - \sum_i m_i \ddot{x}_i z_i}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z)} \\ y_{zmp} &= \frac{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z) y_i - \sum_i m_i \ddot{y}_i z_i}{\sum_i m_i (\ddot{z}_i + g_z)} \end{aligned} \quad (13)$$

3.2 ZMP를 적용한 전도율 연산

ZMP를 적용한 안정성 해석은 임의의 안정영역을 설정하고 ZMP가 설정된 영역을 벗어나면 불안정하고, 영역 내에

존재하면 안정성을 유지하게 된다. 안정영역은 작업 환경에서 외란 등을 고려하지 않은 영역으로 정의하고 외란 등을 고려한 안정영역은 유효 안정영역으로 정의한다.

유압 굴삭기의 크레인 작업시 ZMP 이론에 의한 안정영역은 유압 굴삭기가 지지되고 있는 하부체 바닥면이 된다. 작업 환경에서 발생하는 외란을 고려할 경우 유효 안정영역은 유압 굴삭기 하부체 바닥면 내부로 한정된다.

3.2.1 전도하중

2장에 기술한 유압 굴삭기의 수학적 모델을 바탕으로 ZMP 이론을 적용하여 전도하중을 구하면 다음과 같다.

$$m_i = \frac{\sum_{i=1}^{10} m_i (\ddot{y}_{ig} + g) - \sum_{i=1}^{10} m_i \ddot{x}_{ig} y_{ig} - x_{zmp} \sum_{i=1}^{10} m_i (\ddot{y}_{ig} + g)}{x_{zmp} (\ddot{y}_{mg} + g) + x_{mg} \ddot{y}_{mg} - (\ddot{y}_{mg} + g) x_{mg}} \quad (14)$$

여기서 m_i 와 x_i, y_i 는 각 작업장치의 질량과 위치 좌표값, x_{mg}, y_{mg} 는 부하의 위치 좌표값, g 는 중력가속도다.

3.2.2 인양하중

봄 실린더는 유압 굴삭기 본체의 지지점에서 인양하중과 작업장치의 하중을 지지하고 있다. 지지력을 고려하여 인양하중을 연산하기 위해서는 봄 조인트를 기준으로 모멘트 평형방정식을 적용한다.

인양하중 식은 다음과 같다.

$$W = \frac{F_b L_b - \sum_{i=3}^{10} m_i x_{ig}}{x_{mg}} \quad (15)$$

여기서 $F_b = P_h A_h - P_r A_r$, $L_b = l_{61} \sin(\alpha)$ 이고 P_h, P_r 은 봄 실린더의 헤드측, 로드측 압력, A_h, A_r 은 헤드측, 로드측의 수압면적이다.

3.2.3 전도율

전도율은 전도하중과 인양하중의 비로서 유압 굴삭기의 전도가 일어나는 비율을 백분율로 나타낸다.

4. 시뮬레이션 및 실차실험

전도율 연산을 위해 제안된 ZMP 이론을 검증하기 위해 시뮬레이션과 실차실험을 수행하였는데 조건은 Fig. 4에 나타난 것처럼 하중을 유압 굴삭기에 매단 채로 지면과 수평으로 작업장치를 펼치는 것으로 하였고 하중은 0.5, 1 [ton]을 이용하였다. 또한 유압 굴삭기의 구조상 트랙에 대해 운전석이 직각일 때(측면) 지면과 닿는 면적이 가장 적기 때문에 이 경우가 가장 취약한 경우이므로 측면에서의 전도율

을 구하였다. 시뮬레이션 및 실차실험의 대상은 현대중공업의 5톤급 R555M이다.

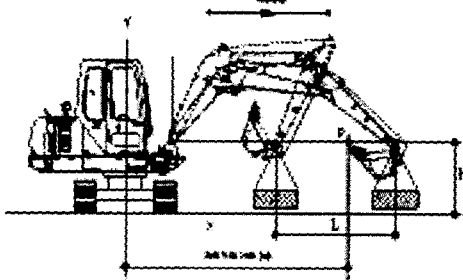


Fig. 4 Schematic of Crane work

4.1 시뮬레이션

시뮬레이션은 기존에 전도율을 연산하기 위해 쓰이고 있는 모멘트 평형방정식과 ZMP 결과를 비교하였다.

Fig. 5은 시뮬레이션에서의 작업 개요, Fig. 6은 모멘트 평형방정식과 ZMP를 이용한 결과이다.

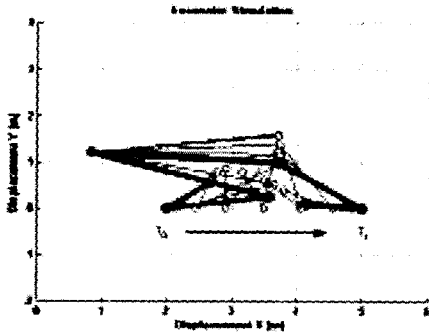


Fig. 5 Schematic of crane work in simulation

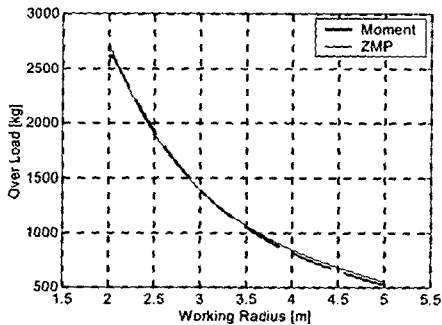


Fig. 6 Results of Tipping-over load by simulation

4.2 실차실험

4.2.1 0.5톤

Fig. 4와 같이 실차실험을 0.5[ton]의 하중으로 수행한 결과는 다음과 같다. Fig. 7은 하중이 배달되는 작업장치 끝단의 위치의 Fig. 1의 {0}좌표계에 대한 나타난 결과, Fig. 8은 전도하중과 인양하중, Fig. 9는 전도율이다.

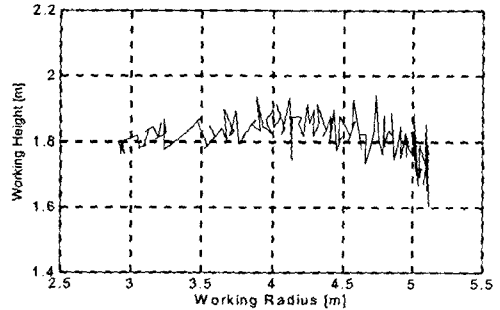


Fig. 7 Displacement of Attachment End-0.5[ton]

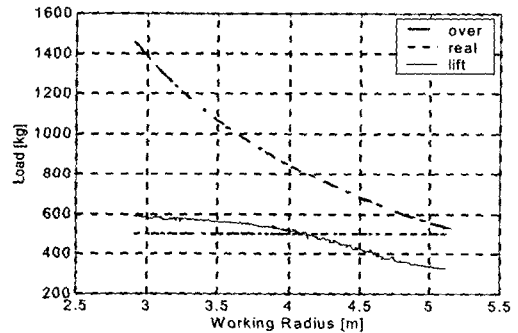


Fig. 8 Tipping-over load & Real load-0.5[ton]

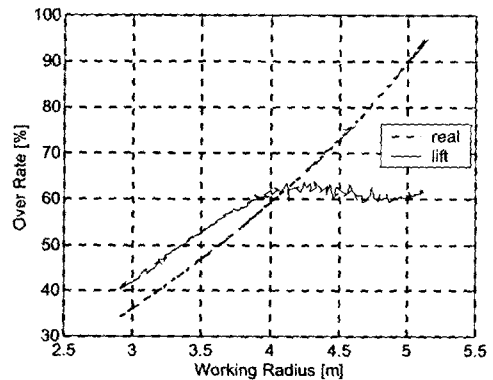


Fig. 9 Tipping-over rate-0.5[ton]

4.2.2 1톤

Fig. 4와 같이 실차실험을 1[ton]의 하중으로 수행한 결과는 다음과 같다. Fig. 10은 하중이 매달리는 작업장치 끝단의 위치의 Fig. 1의 {0}좌표계에 대한 나타난 결과, Fig. 11은 전도하중과 인양하중, Fig. 12는 전도율이다.

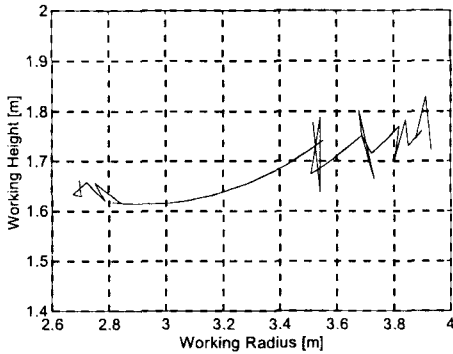


Fig. 10 Displacement of Attachment End-1[ton]

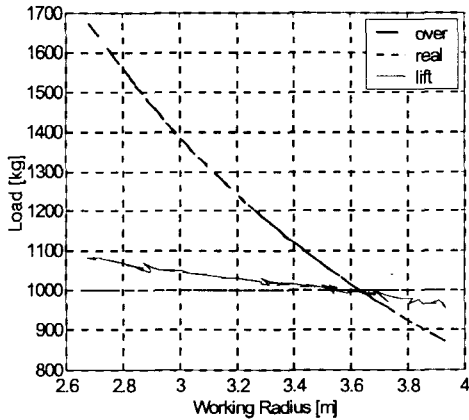


Fig. 11 Tippin-over load & Real load-1[ton]

5. 결론

정적인 상태의 모멘트 평형방정식을 적용하고 있는 전도 하중 연산 알고리즘에 비해 정적인 요소와 동적인 요소를 모두 포함할 수 있는 ZMP 이론의 적용을 제안하였고 시뮬레이션을 통하여 적용 가능성을 확인하였다.

실차 실험에서는 암 끝단부에 부하 0.5[ton]을 매달고 이동시키면 최대 작업반경 내에서 안정 상태를 유지할 수 있었으나 부하 1[ton]에서는 작업반경의 70% 내에서만 안정

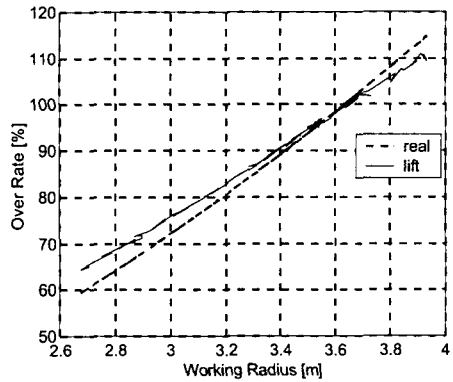


Fig. 12 Tipping-over rate-1[ton]

상태를 유지하였고 부하의 동적 요소가 전도 안정성에 미치는 영향을 시각적으로 확인하였다. 또한 전도하중에 의한 전도 발생 예상지점 근처에서 실제 굴삭기 차체가 지면에서 이탈되는 현상을 확인하였다.

후기

본 연구는 과학기술부-한국과학재단 지정 울산대학교 기계부품 및 소재 특성 평가 연구 센터, (주)현대중공업의 지원에 의한 것입니다.

참고 문헌

- (1) K. Sorao, T. Murakami, and K. Ohnishi, Unified Approach to ZMP and Gravity center Control in Biped Dynamic Stable Walking, AIM97, 1997.
- (2) T. Morita, Y. Sakawa, "Modeling and Control of a Power Shovel", 計測自動 制御學會論文集 Vol.22, No.1, 1986.
- (3) S.Y.Yang etc. "A Study on Trajectory Tracking Control of Field Robot", ICASE, Vol8, No.9, 2002.
- (4) Masatoshi Hatano, Tsuyoshi Ohsumi, Haruki Obara and Mamoru Minami, "Stability Control for Mobile Manipulators Using Criteria Based on Reaction -1st Report, Modeling, Comparison with ZMP Criteria and Effects of Stability Comparison", 일본로봇 학회지, Vol. 21 No.1, pp 63~71, 2003.

(5) 양순용, 안경관, 김승수, 최종환, 임태형, 손구영, “크레인 기능 부착형 지능형 유압 굴삭기 시스템 개발”, 1차년도 최종보고서, 2003. 3.

(6) Qiang HUANG, Shigeki SUGANO, “Manipulator Motion Planning for Stabilizing a Mobile- Manipulator”, IEEE, 1995.

(7) A. Ghasempoor, N. Sepehri, “A Measure of Stability for Mobile Manipulators with Application to Heavy-Duty Hydraulic Machines”, ASME, Vol.120, 1998.

(8) T. Yoshimura, K. Etokoro, “A Simulation Study of Leveling Control by Hydraulic Shovels”, 日本機械學會論文集 編 卷 号 1992.

(9) 크레인 기능 굴삭기(20톤) 운전자 매뉴얼 & 취급설명서, SHIN CATERPILLAR MISUBISHI. LTD.