

〈論 文〉

시험자료를 이용한 굴삭기의 동역학 해석

유완석** · 김외조* · 이병훈** · 이만형** · 윤경화***

(1993년 8월 23일 접수)

Dynamic Analysis of an Excavator Using Experimental Data

Wan-Suk Yoo, Oe-Jo Kim, Byung-Hoon Lee, Man-Hyung Lee
and Kyeong-Hwa Yoon

Key Words : Excavator(굴삭기), Multibody Dynamics(다물체 동역학)

Abstract

This paper presents dynamic analysis of a hydraulic excavator based on experimental data. A three dimensional multibody model of a hydraulic excavator is modeled for the computer simulation. The hydraulic pressures acting on the cylinders are measured from experiments, and the forces exerting on the cylinders are calculated from the measured pressures. Using these forces, the dynamic analysis of the excavator is carried out to regenerate the motion in the computer simulation. A proper operation scheme is assumed to match the computational result and the experiment. The DADS program is used for the dynamic analysis.

1. 서 론

여러 개의 물체로 이루어진 계(system)의 운동을 해석하는 분야를 다물체동역학(multibody dynamics)이라고 한다. 평면계(planar system)에서의 간단한 문제를 제외한 일반적인 다물체동역학 문제의 해를 구하기 위해서는 컴퓨터를 이용할 수 밖에 없으므로, 다물체동역학을 수치동역학(computational dynamics)라고도 한다. 기계의 운전속도가 고속이거나 부품이 가볍고 軟한 경우에는 부재의 탄성효과를 고려하여야 정확한 해를 얻을수 있는데, 이와 같이 물체의 탄성변형까지 고려한 해석을 탄성다물체동역학(flexible multibody dynamics)라고 부른다. 1970년대 들어와서 다물체동역학 해석프로그램들이 많이 개발되었으며, 대표적인 상용프로그램

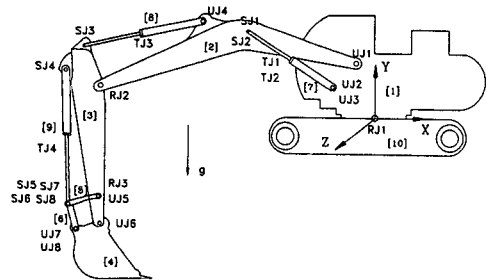
으로 DADS⁽¹⁾와 ADAMS⁽²⁾를 들 수 있다. 본 연구에서는 굴삭기를 여러개의 강체로 이루어진 계로 모델링한 뒤, 굴삭기의 실제 작업으로부터 측정된 유압데이터를 입력시켜 동역학 해석을 수행하였다. 운전자의 숙련도 및 작업 습관 등 구체적인 자료가 주어지지 않은 부분에 대해서는 적당한 시나리오를 만들어 시뮬레이션을 수행한 뒤, 실제의 결과와 비교하였다. 부움(boom)을 상승시키고 하강시키는 작업과 굴삭기 작업부 전체를 선회(swing)시키는 작업에 대해 비교하였으며, 컴퓨터 시뮬레이션을 위해서 DADS 프로그램을 사용하였다.

2. 굴삭기의 모델링

굴삭기 전체 시스템은 Fig. 1과 같이 프레임(frame)과 부움(boom), 아암(arm), 버켓(bucket), 요크(yoke), 커넥팅로드(connecting rod), 부움실린더, 아암실린더, 버켓실린더, 및 하부차체로 구성하였다. 하부차체는 지면(ground)에 고정되어 있

*부산대학교 대학원 생산기계공학과
**정회원, 부산대학교 기계기술연구소
***삼성중공업(주) 종합기술연구소

는 것으로 생각하여 지면과 일체로 가정하였다. 요크와 커넥팅로드는 좌우 하나씩 2개가 있는 것으로



- RJ* : Revolute joint* [4] Bucket
- UJ* : Universal joint* [5] Yoke
- SJ* : Spherical joint* [6] Connecting-rod
- TJ* : Translational joint* [7] Boom cylinder
- [1] Frame [8] Arm cylinder
- [2] Boom [9] Bucket cylinder
- [3] Arm [10] Ground

Fig. 1 Configuration of an excavator

모델링하였고, 부움실린더도 좌우 하나씩 모두 2개가 있는 것으로 모델링하였다. 각각의 실린더는 2개의 물체로 구성하였으며, 두 물체는 병진조인트(translational joint)로 연결하여 서로간에 직진운동만 하도록 하였다. 전체 시스템은 4개의 실린더로부터 생성된 물체 8개, 요크 2개, 커넥팅로드 2개, 프레임, 부움, 아암, 버킷, 및 지면으로 구성된 17개의 물체가 포함되어 있다. 각각의 물체에 대한 질량 및 관성모멘트의 값은 Table 1과 같다.

해석을 위한 좌표계는 프레임과 지면 사이에 있는 회전조인트에 설치된 관성좌표계(inertial coordinate system)와 각각의 물체의 무게중심에 설치된 국부좌표계(local coordinate system)를 선정하였다. 관성좌표계에 대한 각 부품의 무게중심의 위치는 Fig. 1과 같이 주어진 기하학적 형태로부터 추정하였으며, 각 부품의 질량중심의 위치는 Table 1에 나타낸 바와 같다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 굴삭기의 각 부품은

Table 1 Inertia properties of an excavator

Body Name	Mass (Kg)	Moment of inertia (Kg/m ²)						Center of mass (m)		
		\dot{I}_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{xz}	I_{yz}	X	Y	Z
Frame	15000	8653	24333	18992	1469.4	-215.8	-4611	1.52	0.53	0.0
Boom	2366	618.6	9218.9	9621.6	295.5	-0.7	0.4	-4.06	1.33	0.0
Arm	1101.5	96.4	1691.2	1745.9	183.9	-0.0	0.0	-7.72	-0.47	0.0
Bucket	968.4	461.2	299.1	353.1	-66.2	0.0	4.3	-7.86	-3.49	0.0
Yoke 1	31.2	0.1	2.3	2.3	0.0	0.0	0.0	-8.10	-2.17	0.1
Yoke 2	31.2	0.1	2.3	2.3	0.0	0.0	0.0	-8.10	-2.17	-0.1
Con. Rod 1	62.4	0.2	4.4	4.4	0.0	0.0	0.0	-8.38	-2.47	0.1
Con. Rod 2	62.4	0.2	4.4	4.4	0.0	0.0	0.0	-8.38	-2.47	-0.1
Boom Cy1.1	159.3	1.0	53.1	53.1	0.0	0.0	0.0	-2.42	0.92	0.1
Boom Cy1.2	154.8	1.0	50.8	50.8	0.0	0.0	0.0	-3.11	1.48	0.1
Boom Cy1.3	159.3	1.0	53.1	53.1	0.0	0.0	0.0	-2.42	0.92	-0.1
Boom Cy1.4	154.8	1.0	50.8	50.8	0.0	0.0	0.0	-3.11	1.48	-0.1
Arm Cy1.1	199.3	1.0	81.6	81.6	0.0	0.0	0.0	-5.74	1.79	0.0
Arm Cy1.2	227	1.0	94.7	94.7	94.7	0.0	0.0	-6.73	1.55	0.0
Bucket Cy1.1	105.8	1.0	27.5	27.5	0.0	0.0	0.0	-8.29	-0.56	0.0
Bucket Cy1.2	135.8	1.0	33.9	33.9	0.0	0.0	0.0	-8.39	-1.45	0.0

여러 종류의 조인트로 연결되어 있다. 이러한 조인트는 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 모델에서 기구학적 구속조건식을 만들어 낸다.⁽⁴⁾ 조인트를 잘 선정하여 여러 종류의 조인트로부터 생겨나는 구속조건식들이 서로 독립적(linearly independent) 이어야 잉여구속식(redundant constraint equations)이 생기지 않는다.⁽⁵⁾ 계의 모델링에서 잉여구속식이 생기면 시뮬레이션의 정확성을 얻기가 어려우므로, 본 연구에서는 굴삭기의 조인트를 Fig. 1에 표시한 바와 같이 3개의 회전조인트(revolute joint), 8개의 구면조인트(spherical joint), 4개의 병진조인트, 및 8개의 유니버설조인트(universal joint)로 모델링하여 잉여구속식을 제거하였다. 잉여구속식을 제거하기 위해 다음과 같은 방법으로 조인트를 선정하였다.

먼저 전체 시스템을 프레임과 부움, 부움과 아암, 및 아암과 버켈의 세 부분으로 나누고, 프레임과 부움이 연결되어 있는 부분을 Fig. 2와 같이 물체수가 6개인 계로 생각한다. 프레임을 고정시키고, 좌우 2개의 부움실린더마다 병진조인트를 설정하고, 나머지 조인트는 회전조인트로 모델링하면서, 부움실린더의 구동조건식 2개를 고려하면 계의 자유도 수는 -7이 된다. 7개의 잉여구속조건을 줄여서 자유도가 0이 되도록 하기 위해 회전조인트들을 다음과 같이 다른 조인트로 바꿔 나간다. 각각의 부움실린더 양단을 유니버설조인트(universal joint)와 구면조인트(spherical joint)의 조합으로

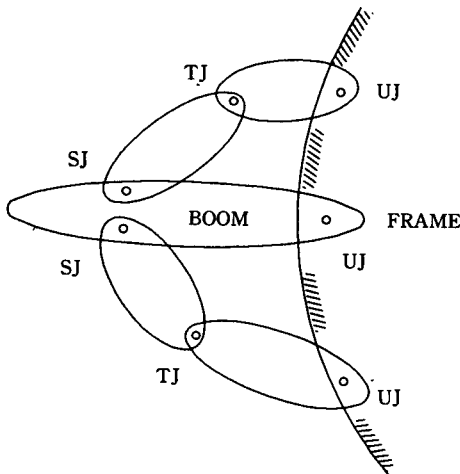


Fig. 2 Joint selection among frame, boom and boom cylinder

모델링 하여, 부움실린더의 축(axial) 방향의 회전운동을 구속하면서 6개의 잉여구속식을 줄였다. 다음으로, 부움과 프레임을 유니버설조인트로 연결하여 나머지 1개의 잉여구속식을 제거하여, 실린더의 구동조건식을 고려할 때 자유도가 0인 시스템으로 만들었다. 조인트의 종류에 따른 구속조건식의 숫자 및 구속식의 수학적 표현은 참고문헌⁽⁶⁾에 잘 설명되어 있다. 부움과 아암 및 아암과 버켈 부분에 대해서도 같은 방법으로 조인트를 선정하였다.

3. 운동방정식 유도 및 해석방법

DADS 프로그램에서는 3차원 운동의 해석을 위한 회전좌표로 오일러 매개변수(euler parameters)를 사용하고 있는데, 오일러 매개변수를 사용하면 다음과 같은 구속식이 생긴다.^(4,5)

$$\Phi_i^e = P_i^T P_i - 1 = 0 \tag{1}$$

조인트에서 생겨나는 기구학적 구속조건식(kinematic constraint equation) $\Phi^K(p)$, 구동조건을 표시하는 구동조건식(driving constraint equation) $\Phi^D(q, t)$, 및 오일러 매개변수 구속식 $\Phi^P(q)$ 을 합한 계 전체의 구속식은 다음과 같다.

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi^K(q) \\ \Phi^D(q, t) \\ \Phi^P(q) \end{bmatrix} = 0 \tag{2}$$

식(2)를 시간에 대해 미분하면 다음과 같은 속도 관계식이 얻어진다.

$$\Phi_q \dot{q} = -\dot{\Phi} \tag{3}$$

여기서, Φ_q 는 구속방정식 Φ 를 좌표 q 에 대해 편미분한 자코비안행렬(Jacobian matrix)이다. 식(3)을 시간에 대하여 미분하여 식(4)와 같은 가속도 관계식을 얻는다.

$$\Phi_q \ddot{q} = -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} - 2\Phi_{qt} \dot{q} - \Phi_{tt} = \gamma \tag{4}$$

식(4)와 같은 구속조건을 만족시키기 위해 라그랑지곱수(Lagrange multiplier)를 도입하여 운동방정식을 기술하면 다음과 같은 미분 대수방정식(differential algebraic equation)으로 표시된다.⁽⁶⁾

$$\begin{aligned} M\ddot{q} + \Phi_q^T \lambda &= Q_A \\ \Phi_q^T \ddot{q} &= \gamma \end{aligned} \tag{5}$$

여기서, λ 는 라그랑지곱수이며, Q_A 는 일반력 벡터이다.

절대좌표계(absolute coordinate system)을 사용하는 DADS 프로그램(DADS version 6.5)에서는 초기조건(initial condition)으로 주어지는 q_0 가 식(2)를 만족하는지를 확인한다. 사용자가 입력한 초기조건이 정확하여 식(2)가 만족되면 컴퓨터 모델링과 입력자료가 맞는 것으로 판단하여 계가 구성된다. 만약 초기조건에 잘못이 있어 식(2)가 만족되지 않으면, 식(2)가 만족되도록 좌표 q_0 값을 바꾼다. 다음으로 좌표 q 와 속도 \dot{q} 를 사용하여 식(5)의 선형방정식을 풀어 가속도 \ddot{q} 를 구한다. 초기속도 및 초기가속도를 적분하여 다음시간(time step)의 위치 및 속도를 구한다. 적분으로부터 얻어진 위치 및 속도가 각각 식(2) 및 식(3)을 만족하는지 확인하고, 만족되면 식(5)를 풀어서 가속도를 구한다. 구해진 속도와 가속도를 적분하여 다음 시간의 위치 및 속도를 구하며, 이 과정을 반복하여 원하는 시간까지의 응답을 얻어낸다.

4. 시험자료를 이용한 시뮬레이션

굴삭기의 실제 시험에서 측정된 운동과 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 비교해 보기 위하여 다음과 같은 방법으로 시뮬레이션을 수행하였다. 시험에서 얻어진 유압실린더 및 유압모터의 유압데이터로부터 작동하는 힘을 계산한 다음, 이를 식(5)의 일반력 Q_A 로 입력시켜 굴삭기 전체의 운동을 분석하였다. 시험에서 측정되지 않는 조건들에 대해서는 실제의 운전조건과 비슷한 시나리오를 만들어서 시뮬레이션을 수행하였다. 부음을 상승시키고 하강시키는 부음의 단독작동과 굴삭기를 선회시키는 운동에 대해 분석하였다.

4.1 부음의 단독작동

부음의 상승 및 하강작업으로부터 측정된 부음실린더의 유압데이터가 Table 2에 표시되어 있다.

부음실린더의 유압데이터로부터 부음실린더에 작용하는 힘의 계산은 주어진 압력에 작용면적을 곱하여 산출하였다. 한 예로 부음의 상승에 대한 Case1의 부음실린더에 작용하는 힘은 다음과 같이 계산된다.

○공급측

$$\begin{aligned} \text{실린더직경} \quad D_L &= 0.16 \text{ m} \\ \text{작용면적} \quad A_L &= 3.14 \times (0.16)^2 / 4 \text{ m}^2 \\ \text{작용유압} \quad P_L &= 115 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2 \\ \text{공급측 힘} \quad F_L &= 23110.4 \text{ Kg} \end{aligned}$$

○배수측

$$\begin{aligned} \text{실린더직경} \quad D_S &= 0.105 \text{ m} \\ \text{작용면적} \quad A_S &= 3.14 \times \{ (0.16)^2 - (0.105)^2 \} / 4 \text{ m}^2 \\ \text{작용유압} \quad P_S &= 5 \times 10^4 \text{ Kg/m}^2 \\ \text{공급측 힘} \quad F_S &= 572.1 \text{ Kg} \end{aligned}$$

○실린더에 작용하는 힘

$$\begin{aligned} F_{total} &= F_L - F_S \\ &= 22538.3 \text{ Kg} \\ &= 220875 \text{ N} \end{aligned}$$

Case 2와 Case 3에 대해서도 같은 방법으로 부음실린더에 작용하는 힘을 계산하였으며, 계산된 힘을 Table 3에 나타내었다.

4.1.1 부음의 상승

부음상승의 해석에서 초기위치는 버켈은 최대로 오무리고, 아암은 최대로 펴고, 버켈 끝이 지면과 닿도록 부음의 위치를 조정하였다. 6초 동안에 초기위치로 이동하는 것으로 가정하고, 초기압력 (13

Table 2 Experimental data for boom operation

Operation		Case 1			Case 2			Case 3		
Part	Motion	Time (sec)	Pressure (kg/cm ²)		Time (sec)	Pressure (kg/cm ²)		Time (sec)	Pressure (kg/cm ²)	
			Supply	Drain		Supply	Drain		Supply	Drain
Boom	Elevation	3.8	115	5	3.72	120	15	3.6	125	25
	Descent	2.8	120	60	2.72	100	40	3.1	130	80

kg/cm²) 으로부터 부움을 드는데 필요한 힘(154700 N)까지 공급측 유압을 올리는 시간을 0.06초로 생각하였으며, 들고난 뒤부터 Table 2에 나타난 힘만큼 실린더 힘을 키우는데 0.2초가 더 소요되는 것으로 가정하였다. 이 후로는(6.26초 이후) Table 3에 나타난 힘을 계속해서 가했을 때, 부움은 다음과 같은 운동을 하게 된다.

(1) Case 1 ; 6.26초부터 220875 N을 계속해서 작용시키면 3.01초 만에 최고위치에 도달하나, 최고위치에서 멈추지 않고 계속 돌아간다.

(2) Case 2 ; 6.26초부터 219510 N을 계속해서 작용시키면 3.04초 만에 최고위치에 도달하나, 최고위치에서 멈추지 않고 계속 돌아간다.

(3) Case 3 ; 6.26초부터 218144 N을 계속해서 작용시키면 3.08초 만에 최고위치에 도달하나, 최고위치에서 멈추지 않고 계속 돌아간다.

실제적인 작동에서는 부움이 최고의 위치에 도달하여 멈추기 위해서는 각속도가 0이 되어야 할 것이므로, 계속해서 일정한 힘이 가해지는 것이 아니라 최고 높이 근처에 가까워지면 운전자가 공급측 유량을 줄임으로써 댐핑력(damping force)를 부가하는 것으로 생각하였다. 또한, 실린더 끝부분의 체적변화에 따라 배수측의 압이 높아짐에 따른 쿠션(cushion) 힘이 작용할 것으로 생각하여, 다음과 같은 작동 시나리오를 만들어 시뮬레이션 해 보았다.

(1) 부움실린더가 완전히 뺀 상태 (실린더의 최대길이 3.675 m)에 도달하기 전, 스트로크의 85% 만큼 진전했을 때부터(실린더길이 3.42 m) 다음과 같은 댐핑이 작용한다.

$$F_{damping} = \text{댐핑계수 } c * \text{실린더의 속도 } V$$

$$\text{댐핑계수 } c = 4.0 * 10^{8} * (DL)^3$$

여기서, DL = 현재의 실린더길이 - 3.420

(2) 부움실린더가 완전히 뺀 상태 (실린더의 최대길이 3.675 m)에 도달하기 6.5 cm 전부터 쿠션 힘이 다음과 같이 작용한다.

$$F_{cushion} = 5.20 * 10^7 * (XL)^2$$

여기서, XL = 현재의 실린더길이 - 3.610

계수 $5.20 * 10^7$ 은 $XL = 0.065$ 일 때 쿠션에 의한 힘이 배수측 압력이 400 kg/cm²일 때 생기는 힘과 같도록 계수를 조정하였다. 이러한 가정하에서 6초 동안에 초기위치로 이동한 뒤 부움을 상승시킨 결

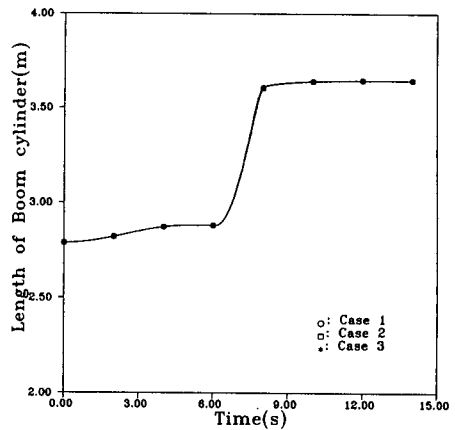


Fig. 3 Length of the boom cylinder (boom elevation)

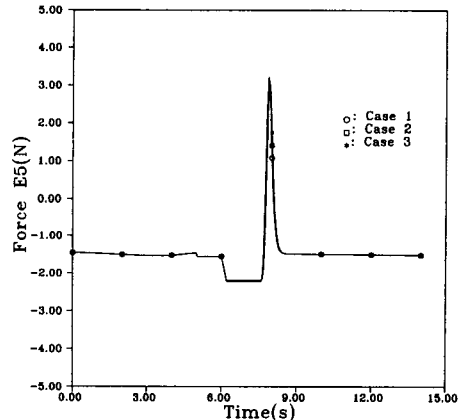


Fig. 4 Force acting on the boom cylinder (boom elevation)

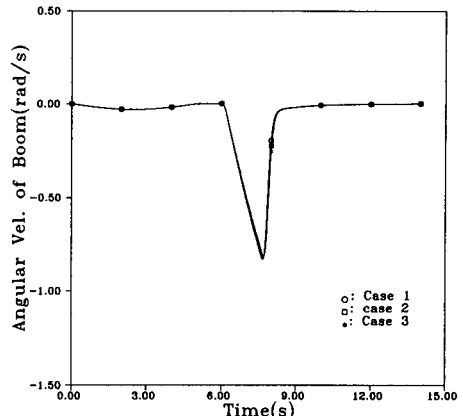


Fig. 5 Angular velocity of the boom cylinder (boom elevation)

과를 Fig. 3~Fig. 5에 나타내었다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 약 3초 정도 경과후 부움은 최고로 들리며, 이 때 실린더의 길이는 거의 최대길이가 된다. 실린더 힘을 나타낸 Fig. 4를 보면 6초 이후에 일정한 힘으로 부움을 상승시키고, 실린더의 최대길이 부근에 도달하면 댐핑력과 쿠션힘이 반대방향으로 크게 작용하는 것을 볼 수 있다. 부움의 가속도를 나타낸 Fig. 5를 보면 부움이 상승하면서 음의 방향으로 가속도가 증가하다 댐핑력과 쿠션힘이 들어오면서 가속도는 거의 0(zero)으로 되어 부움은 정지하게 된다. 위의 예에 대한 애니메이션 중의 몇 프레임을 Fig. 6에 나타내었다. Case 1, Case 2, 및 Case 3에 따른 유압의 차이가 크지 않으므로, 각 경우의 결과는 차이가 없다.

4.1.2 부움의 하강

부움을 최고로 상승시킨 자세(정지상태)로부터 그대로 부움을 하강시켰다. 압력데이터로부터 부움 하강시 부움실린더에 작용하는 힘의 계산은 부움상승시와 같이 하였으며, 계산된 힘은 Table 3에 나타나 있다. 부움을 최고높이에 두고 Table 3에 있는 힘을 계속해서 부가하면 다음과 같은 시뮬레이션 결과를 얻는다.

Case 1 & Case 3 : 초기위치에 머물러 있는데 필요한 부움 실린더의 힘은 154280 N인데, 169054 N (Case 1) 166322 N (Case 3)의 힘이 작용하여 부움이 내려오지 않는다.

Case 2 : 152090 N의 힘이 작용하여 겨우 움직인다.

실제의 작동에서는 초기부터 Table 3에 나타난 힘이 일정하게 가해지지는 않을 것으로 생각하여 다음과 같은 작동 시나리오를 만들어 시뮬레이션해 보았다.

(1) 하강을 시작한 후 0.1초 동안에 공급측 유압을 8 kg/cm²까지 뺀다.

(2) 압력을 뺀 상태로 0.1초 동안 지속한다. 이 때 부움은 빠른 속도로 하강한다.

(3) 0.4초 동안에 Table 2의 유압으로 공급측 압을 올린다.

(4) 올린 유압 Table 2의 부움하강시 유압 값으로 2.0초 동안 지속한 후,

(5) 하강하는 부움을 멈추기 위해 부움실린더의 힘을 154700 N으로 낮춘다.

(6) 하강하기 위한 스트로크의 85%만큼 진전했을 때부터(실린더길이 3.0 m)

다음과 같이 댐핑이 작용한다.

$$F_{damping} = \text{댐핑계수 } C \times \text{실린더의 속도 } V$$

$$\text{댐핑계수 } C = 4.0 \times 10^8 \cdot (DL)^3$$

여기서, DL=3.0-현재의 실린더길이

위와 같은 시나리오로 부움을 하강시켰을 때의 결과를 Fig. 7~Fig. 9에 나타내었다. 하강을 멈추었을 때 부움실린더의 길이는 2.87 m정도이며(Fig. 7), 실린더의 힘의 변화는 Fig. 8과 같다. 초기위치인 작업부를 완전히 든 상태에서 부움이 하강하기 시작하면서 압축력이 크게 줄어드는 것을 볼 수 있고, 이후 2초 동안 일정한 힘으로 유지되다가 큰

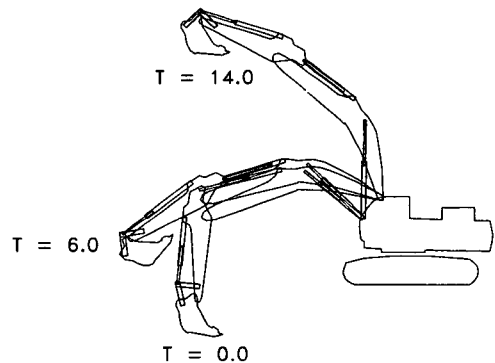


Fig. 6 Three frames of the animation (boom elevation)

Table 3 Boom cylinder forces for boom operation

Operation		Case 1		Case 2		Case 3	
Part	Motion	Time (sec)	Force (N)	Time (sec)	Force (N)	Time (sec)	Force (N)
Boom	Elevation	3.8	220875	3.72	219510	3.6	218144
	Descent	2.8	169054	2.72	152090	3.1	166322

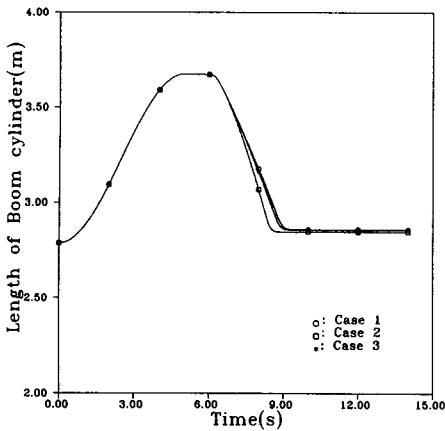


Fig. 7 Length of the boom cylinder (boom descent)

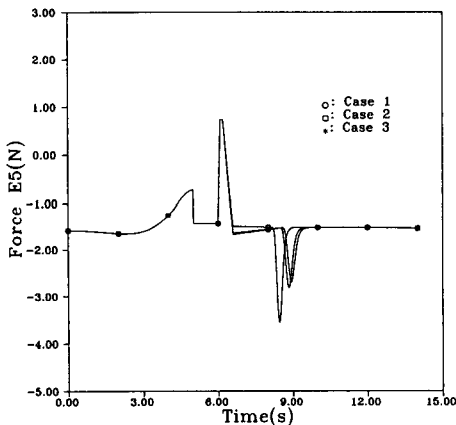


Fig. 8 Force acting on the boom cylinder (boom descent)

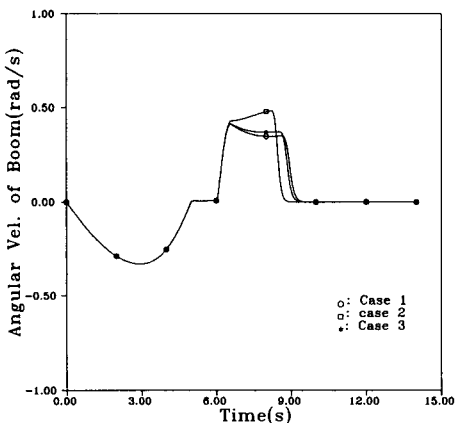


Fig. 9 Angular velocity of the boom cylinder (boom descent)

댐핑력으로 실린더에 압축력을 부과하여 부음을 정지시키는 것을 볼 수 있다. 부음의 각속도를 살펴 보면 6초 동안 부음은 초기위치인 최고위치로 이동하기 때문에 음의 각속도를 가지며, 하강을 위한 유압이 작용하면 부음의 하강과 함께 각속도는 양의 값이 되며, 이후 2초 동안 안정기를 거쳐 댐핑력에 의해 각속도는 0(zero)으로 되어 부음은 정지한다. (Fig. 9) Table 3에서 볼수 있듯이 Case 1과 Case 3은 힘의 차이가 크지 않으므로, 두 경우의 결과는 차이가 없다. Case 2는 힘이 조금 작아서 부음의 하강이 Case 1에 비해 약간 빠르다.

4.2 선회동작

선회(swing)에 대한 초기 자세는 팔(arm)은 최대한으로 펴고, 버켓은 완전히 오무린 상태에서, Fig. 1에 나타낸 UJ 1 조인트와 UJ 6 조인트의 수직높이가 같도록 조정된 상태이다. 이와 같은 자세에서 정지하고 있는 굴삭기에 Fig. 10과 같은 유압이 유압모터에 작용될 때의 선회를 해석해 보았다. 선회토크의 크기는 선회토크를 만드는 유압모터에 입력되는 유압에 비례한다고 가정하였으며, 유압이 260 Kg/cm²일때 선회토크가 10300 Kg/m인 것으로 기준을 설정하여 비례상수를 구하였다. 또한 브레이크 토크는 같은 크기의 유압에 대해 선회토크와 같은 것으로 가정하였으며, 선회작업에 대한 선회토크 및 브레이크토크의 변화는 Fig. 10에 나타나 있다.

Fig. 10의 유압데이터로부터 구한 토크를 사용하여, 6초 동안에 초기위치로 이동하여 정지한 이후, 3.2초 동안에 선회토크를 가한 후 3.25초 동안에 브레이크를 작동시키는 동작을 시뮬레이션 한 결과 6.45초 동안에 프레임은 165.0° 선회한 뒤 정지하였다. 시간에 따른 프레임의 각속도를 그림 Fig. 11에 나타내었다. 브레이크토크가 가해지기 전(시

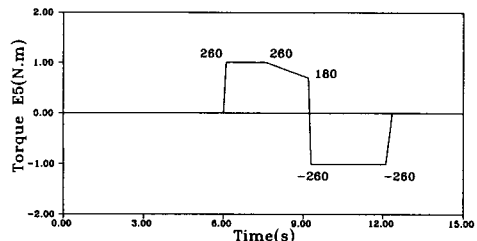


Fig. 10 Hydraulic pressure and corresponding swing torque

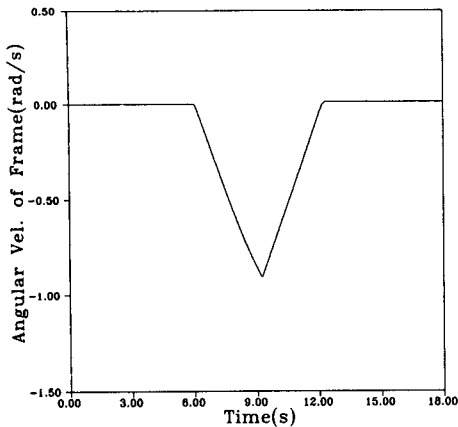


Fig. 11 Angular velocity of the frame during swing operation

간 $t=9.2$ 초)에 88.7° 를 선회하였으며, 브레이킹 토크가 가해지는 동안에 76.3° 더 선회하였다. Fig. 11의 각 속도로부터 기울기를 그려 보면 선회시 프레임의 각 가속도는 0.3 rad/sec^2 으로 나타나는데, 이는 실제 시험의 결과와 잘 일치 하였다.

5. 결 론

굴삭기를 3차원 다물체계의 강체로 모델링하고 각 연결조인트와 부품의 모델링을 수행한 뒤, 시험자료를 이용한 부움의 작동과 선회작업을 시뮬레이션 하면서 3차원 모델의 유용성을 확인하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 연구에서 제시한 굴삭기의 3차원 모델링의 타당성이 확인되었으므로, 같은 형태의 굴삭기를 해석하고자 할 때는 본 연구에서 제시한 조인트의 조합으로 모델링하면서 치수만 바꾸면 될 것으로 생각한다.

(2) 시험자료를 이용한 시뮬레이션에서 정확한 결과를 얻기 위해서는 동작의 시작과 끝 부분에서

생기는 힘의 변화를 정확히 알아야 하나, 본 연구에서는 이러한 조건들을 가정하여 시나리오를 만든 다음 시뮬레이션을 수행한 결과, 시험치와 근사한 결과를 얻을 수 있었다.

(3) 좀 더 정밀한 결과를 얻기 위해서는 시험데이터와 시뮬레이션의 결과가 잘 맞아지도록 댐핑계수, 유량감소의 효과 등에 따른 여러가지 계수들을 조정(tuning)할 필요가 있다고 사료된다. 이러한 조정과정을 거치고 난 뒤에 얻어진 컴퓨터 시뮬레이션 모델은 시험의 조건을 잘 반영할 것이므로, 이를 이용하면 시험량을 상당히 줄일 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 三星重工業(주)에서 부산대학교 기계기술연구소 차량메카트로닉스연구회에 지원한 연구비에 의해 수행된 연구결과의 일부이며, 지원해 주신기관에 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) DADS (Dynamic Anlysis and Design System), Computer Aided Design Software Incorporated, Iowa, U.S.A.
- (2) ADAMS (Automated Dynamic Analysis of Mechanical System), Mechanical Dynamics Incorporated, U.S.A.
- (3) 유완석, 이병훈, 1993년, "굴삭기의 도로 시뮬레이션 및 연결부의 반력계산," 삼성중공업 제2차년도 최종보고서, 부산대학교 기계기술연구소.
- (4) Nikravesh, P. E., 1988, *Computer Aided Analysis of Mechanical Systems*, Prentice-Hall.
- (5) Haug, E. J., 1989, *Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems*, Allyn and Bacon.