creative commons
COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학석사학위논문

자동 굴착기 시스템의 모델 기반 제어 알고리즘 개발

Development of Model-Based Control Algorithm for Automatic Excavator System

울 산 대 학 교 대 학 원

기 계 자 동 차 공 학 과

전 필 수

자동 굴착기 시스템의 모델 기반 제어 알고리즘 개발

지 도 교 수 박 기 서

이 논문을 공학석사학위 논문으로 제출함

2024년 02월

울 산 대 학 교 대 학 원

기 계 자 동 차 공 학 과

전 필 수

전필수의 공학석사학위 논문을 인준함

심 사 위 원 장 이병룡 (인)

심 사 위 원 안경관 (인)

심 사 위 원 박기서 (인)

울 산 대 학 교 대 학 원

2024 년 02월

석 사 학 위 논 문

국문요약

건설 장비 분야에서의 자동화 기술은 작업의 효율성과 정확성을 높이는 중요한 역할을 한다. 본 연구는 자동화의 한 측면으로써 모델 기반 제어 기술을 설계하여 자동 굴착기의 굴착 작업에 이를 적용한다. 본 논문은 일반적인 proportional-integral-derivative (PID) 제어기와 제안된 모델 기반 제어기의 성능 차이를 확인한다. 이를 통해 센서 소음이 존재하는 상황에서도, 모델 기반 제어기가 굴착 작업의 효율을 향상시키는데 어떻게 기여할 수 있는지 소개한다. AmeSim 시뮬레이션을 통해 두 제어기의 제어 성능을 비교하고, 그 결과를 분석하여 모델 기반 제어의 이점을 강조하고자 한다. 이로써 건설 장비 자동화 분야에 더 나은 제어 전략을 제시하고 미래 건설 산업에 기여하고자 한다.

목 차

1. 서 론 1
2. 역기구학 3
2.1 역기구학 모델 3
2.2 굴착기 역기구학 모델 3
2.3 초기값 세팅 6
3. 모델 기반 제어 8
3.1 제어 기법 8
3.2 전달함수 추정법 (Transfer Function Estimation) 8
3.3 최소자승법 (Least Squares Method) 9
3.4 최소자승법 파라미터 추정 9
3.5 시뮬레이션을 사용하여 파라미터 도출 10
3.6 모델 기반 제어 15
3.7 제어기 설계 16
4. 시스템 모델링 19
4.1 유압 실린더 19
4.2 복동 실린더 20
4.3 유압 실린더 종류 21
4.4 유압 실린더 시뮬레이션 모델 23
5. 시뮬레이션 결과 27
6. 결 론 40
참 고 문 헌 41

그림 목차

Fig. 1 Worldwide unmanned construction machinery market size 1
Fig. 2 Boom inverse kinematics model 4
Fig. 3 Arm inverse kinematics model 5
Fig. 4 Bucket inverse kinematics model 5
Fig. 5 Initial Angle 7
Fig. 6 Overall control architecture 8
Fig. 7 Parameter estimation 10
Fig. 8 Parameter verification with Simulink simulation 11
Fig. 9 Boom transfer function parameter estimation 12
Fig. 10 Boom least square parameter estimation 12
Fig. 11 Arm transfer function parameter estimation 13
Fig. 12 Arm least square parameter estimation 13
Fig. 13 Bucket transfer function parameter estimation 14
Fig. 14 Bucket least square parameter estimation 14
Fig. 15 Gamma value 15
Fig. 16 PID controller 16
Fig. 17 Model based controller 17
Fig. 18 Pneumatic cylinder 19
Fig. 19 Hydraulic cylinder 20
Fig. 20 Single-acting cylinder and Double-acting cylinder 21
Fig. 21 Tie-rod cylinder 22
Fig. 22 Jig cylinder 22
Fig. 23 Rotary cylinder 23
Fig. 24 Hydraulic cylinder model 24
Fig. 25 Hydraulic cylinder cross-section 25

Fig. 26 Conventional PID controller result in boom cylinder (movement1) 28
Fig. 27 Proposed model-based controller result in boom cylinder (movement1) 28
Fig. 28 Conventional PID controller result in arm cylinder (movement1) 29
Fig. 29 Proposed model-based controller result in arm cylinder (movement1) 29
Fig. 30 Conventional PID controller result in bucker cylinder (movement1) 30
Fig. 31 Proposed model-based controller result in bucket cylinder (movement1) 30
Fig. 32 Conventional PID controller result in boom edge motion (movement1) 31
Fig. 33 Proposed model-based controller result in boom edge motion (movement1) 31
Fig. 34 Conventional PID controller result in arm edge motion (movement1) 32
Fig. 35 Proposed model-based controller result in arm edge motion (movement1) 32
Fig. 36 Conventional PID controller result in bucket edge motion (movement1) 33
Fig. 37 Proposed model-based controller result in bucket edge motion (movement1) 33
Fig. 38 Conventional PID controller result in boom cylinder (movement2) 34
Fig. 39 Proposed model-based controller result in boom cylinder (movement2) 34
Fig. 40 Conventional PID controller result in arm cylinder (movement2) 35
Fig. 41 Proposed model-based controller result in arm cylinder (movement2) 35
Fig. 42 Conventional PID controller result in bucker cylinder (movement2) 36
Fig. 43 Proposed model-based controller result in bucket cylinder (movement2) 36
Fig. 44 Conventional PID controller result in boom edge motion (movement2) 37
Fig. 45 Proposed model-based controller result in boom edge motion (movement2) 37
Fig. 46 Conventional PID controller result in arm edge motion (movement2) 38
Fig. 47 Proposed model-based controller result in arm edge motion (movement2) 38
Fig. 48 Conventional PID controller result in bucket edge motion (movement2) 39
Fig. 49 Proposed model-based controller result in bucket edge motion (movement2) 39

표 목차

Table 1 Inverse kinematic parameter values 6

Table 2 Boom hydraulic cylinder parameter values 25

Table 3 Arm hydraulic cylinder parameter values 26

Table 4 Bucket hydraulic cylinder parameter values 26

1. 서 론

최근 건설기계 산업들은 4차 산업혁명 시대에 맞춰 건설기계 무인화와 자동화 기술 활성화를 추진하는 추세이다. 건설기계 무인화 및 자동화 기술을 활성화하려는 계획은 4차 산업혁명 시대에 건설산업을 혁신하고 고도로 기술화된 솔루션을 도입하는 목표를 달성하기 위한 중요한 노력이다. 이러한 추세는 다양한 이유로 중요하며 여러 가지 이점을 제공한다. 건설산업은 종종 노동력 부족 문제를 경험하며, 무인화와 자동화 기술은 이를 해결하는 데 도움을 줄 수 있다. 자동화된 기계와 로봇은 반복 작업 및 노동 집약적인 작업을 수행하며, 인력 부족 문제를 완화한다. 건설현장에서의 안전 사고는 중요한 문제다. 자동화 기술을 통해 공사 현장에서 발생하는 위험을 줄일 수 있으며, 무인화된 기계는 인간 작업자에 비해 일상적인 위험을 피하고 정확하게 작업할 수 있다. 무인화와 자동화 기술은 공사 비용을 절감할 수 있다. 기계는 효율적으로 작업하고 오류를 줄이며, 따라서 프로젝트 비용을 줄일 수 있다. 무인화된 기계는 높은 정밀도로 작업을 수행할 수 있다. 이는 건설 프로젝트의 품질을 향상시키고 프로젝트 완료일을 예측 가능하게 한다. 다른 국가에서 이미 건설기계 무인화와 자동화를 적극적으로 도입하고 있으며, 한국이 이 분야에서 기술을 개발하고 적용함으로써 국제적인 경쟁에서 유리한 위치를 확보할 수 있다. 4차 산업혁명은 기술 혁신과 지속 가능한 개발을 중시하며, 건설산업의 무인화와 자동화는 이러한 목표를 달성하는 데 도움이 될 것이다. 이러한 기술의 도입과 정책은 건설산업을 혁신적으로 변화시킬 것으로 예상되며, 노동력, 안전, 비용 효율성, 품질 등 다양한 측면에서 이점을 제공할 것으로 기대된다.

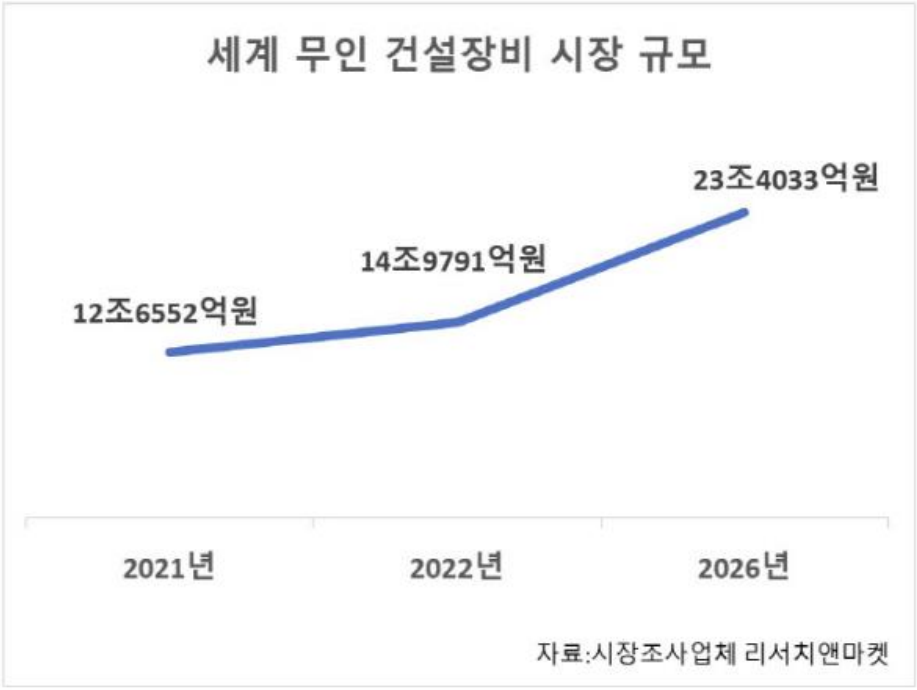

Fig. 1 Worldwide unmanned construction machinery market size

건설 장비에서 자동화의 발전은 작업에 있어서 편의성 향상을 가장 큰 목표로 한다. 이는

자동차 및 이동식 건설 기계를 포함한 다양한 영역에 걸쳐 운송 효율성의 향상을 이끌어낸다. 자동화를 위한 제어 개념은 작업 조정을 위한 상태 기계와 모든 운동 축의 분산되고 강력한 추적 제어를 위한 오프셋 없는 모델 예측 제어(MPC)로 구성된 가상 드라이버를 기반으로 연구가 진행 중이다[1]. 또한, 시스템의 유압 회로를 수정하지 않고 압력 및 붐 각도 변환기 설치로 유사한 기계에 일반화 및 적용하는 등 로더 및 굴착기를 위한 보다 효율적인 자동화 시스템을 개발하기 위한 연구가 진행 중이거나 이미 시장에서 양산화가 이루어지고 있다[2]. 슈퍼커패시터를 적용한 하이브리드 굴삭기의 여러 구조를 보여주고 제안된 동력 제어 알고리즘이 에너지원과 부하 간 동력과 에너지의 균형을 이룰 수 있으며, 알고리즘을 검증하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션과 엔진 다이나모 시험을 수행한 선행 연구도 보여진다[3]. 자동화된 모델을 사용할 경우, 엔지니어는 에너지 관리 전략 및 시스템 접근 방식을 다양하게 수립하기에 매우 용이해 진다. 이러한 건설기계 시스템의 자동화 작업의 원활한 작동을 보장하기 위해서는 정확한 제어 시스템이 필수적이다.

자동 굴착 작업의 제어 정확도를 향상시키기 위해선, 내부에서 발생하는 센서 소음에 대한 강건성을 높이는 것이 중요하다. 예를 들면 굴착 작업중 발생하는 센서 소음은 자동 굴착 작업 중 측정값을 왜곡하여 원하는 결과와는 다른 큰 오차를 발생시킬 수 있기 때문이다.

본 논문에서는 유압 굴착기의 굴착 작업에 대한 자동제어를 소개한다. 본 연구는 모델 기반 제어기를 활용하여 기존에 통상적으로 쓰이는 proportional-integral-derivative (PID) 제어기에서 겪는 문제점들을 해결하고 보완하고자 한다[4]. 모델 기반 제어기는 제어 대상 모델의 구성을 역으로 활용함으로써, 빠른 제어 응답성을 구현한다.

두 제어기의 결과값들을 비교하기 위해 채택한 시뮬레이션 방법으로서, 정교한 유압 시스템 모델링에 널리 활용되는 AmeSim 소프트웨어를 활용하고자 한다. 기존의 PID 제어기와 제안하는 모델 기반 제어기는 AmeSim에서 설계된 동일한 유압 굴착기 모델에 각각 연결됨으로써, 오직 제어기의 타입에 따른 자동 굴착기의 제어 성능을 비교 분석하고자 한다.

본 논문은 5개의 섹션으로 구성된다. 2장에서는 굴착기의 기구학 모델을 설명하고, 3장에서는 모델 기반 제어기 설계 과정 및 최소자승법을 사용한 파라미터 추정 방법이 다루어진다. 4장에서는 제어 대상을 소개하고 5장에서는 AmeSim의 유압 실린더 모델링 및 제안된 모델 기반 제어기와 기존 PID 제어기의 동작 거동을 비교하는 시뮬레이션 결과가 제시된다. 마지막으로 6장에서는 결론과 함께 본 논문을 마무리한다.

2. 역기구학

2.1 역기구학 모델

역기구학은 로봇공학, 컴퓨터 그래픽스, 건설기계 분야에서 사용되는 수학적 및 계산적인 접근 방식으로, 원하는 엔드-이펙터 위치에 도달하기 위해 기계 시스템의 관절 구성을 결정하는데 사용된다. 더 간단히 말하면 이것은 순방향 기구학의 반대 개념이다.

순방향 기구학은 관절 각도와 길이를 기반으로 엔드-이펙터(일반적으로 로봇의 손이나 도구)의 위치와 방향을 계산하는 과정이다. 관절 각도와 결과적인 공간 위치 간의 관계를 설명한다.

역기구학은 반면에 특정 위치와 방향에 엔드-이펙터를 놓기 위해 필요한 관절 각도를 결정하는 것을 포함한다. 순방향 기구학의 반대 문제에 대한 해결책을 찾는 작업이다.

역기구학 문제는 특정 위치에 대해 여러 해결책이 있거나 아예 해결책이 없을 수 있기 때문에 순방향 기구학보다 복잡할 수 있다. 로봇공학에서 역기구학을 해결하는 것은 로봇 팔을 제어하여 특정 지점에 도달하게 만드는 데에 있다.

굴착기에서의 역기구학은 굴착기의 각 부분이나 관절의 움직임을 제어하고, 특히 굴착기의 버켓이 원하는 지점에 정확하게 위치하도록 하는 것과 관련이 있다. 굴착기는 대개 다양한 지형에서 토사를 파거나 이동하는데 사용되므로, 역기구학은 굴착기의 효율적이고 정확한 운영을 보장하는 데 중요한 역할을 한다. 굴착기에서의 역기구학은 버켓이 원하는 위치에 정확하게 도달하고 원하는 방향으로 효과적으로 이동할 수 있도록 하는데 중요하다. 이는 토사를 채취하고 이동하는 데 있어서 효율성과 정확성을 보장한다. 굴착기는 다양한 관절을 가지고 있으며, 역기구학은 각 관절의 움직임을 조절하여 굴착기의 전체 동작을 최적화한다. 이는 굴착기의 안전한 운영과 성능을 유지하는 데에 기여한다. 또한 작업 중에 안정적으로 움직이고 작동하기 위해서는 하중 분포와 안정성이 고려되어야 한다. 역기구학은 굴착기의 각 부분이나 관절에 가해지는 힘과 모멘트를 고려하여 안전하고 효율적인 작업을 가능케 한다. 이러한 역기구학적 원리들은 굴착기 제조사와 운용자들이 굴착기를 설계하고 조작할 때 고려해야 하는 중요한 측면이다.

2.2 굴착기 역기구학 모델

굴착기 역기구학을 제시하는 근본적인 이유는 원하는 굴착 궤적을 미리 선택하는데 직관적이기 때문이다. 굴착기 운전자는 작업중 유압 실린더가 인장 될 길이를 계산하기 어렵다. 때문에, 버킷이 놓일 위치를 육안으로 파악하는데 각 파트의 끝단을 어느 곳에 놓을지 알면 작업은 수월해진다.

굴착기는 크게 붐, 암, 버킷 세 개의 작동 파트를 포함한다[5]. 이들 각각의 부분은 그 자체의 독립적인 액추에이터로서 기능한다[6]. Fig. 2에 나타낸 기하학적 특성 및 고정 파라미터를 고려하여 붐 끝단 위치(B)를 결정하기 위한 수학적 모델은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

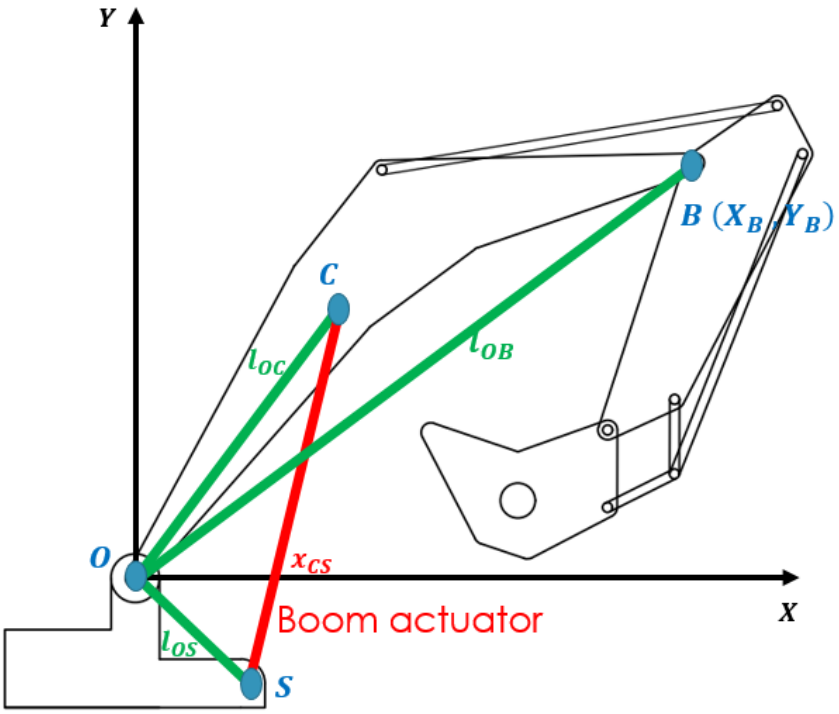

Fig. 2 Boom inverse kinematics model

$$\angle YOB = \angle YOC + \angle COB \tag{1}$$

$$\angle YOC = \frac{\pi}{2} - (\angle COS - \angle XOS) \tag{2}$$

$$\angle COS = \cos^{-1}\frac{l_{OC}^2 + l_{OS}^2 - x_{CS}^2}{2 \cdot l_{OC} \cdot l_{OS}} \tag{3}$$

$$\angle YOB = \frac{\pi}{2} - (\cos^{-1}\frac{l_{OC}^2 + l_{OS}^2 - x_{CS}^2}{2 \cdot l_{OC} \cdot l_{OS}} - \angle XOS) + \angle COB \tag{4}$$

$$(X_B, Y_B) = \left(l_{OB} sin(\angle YOB),\ l_{OB} sin(\angle YOB)\right). \tag{5}$$

붐 끝단(B)의 위치는 x_{CS}로 표시된 붐 액추에이터의 길이를 조정함으로써 결정된다.

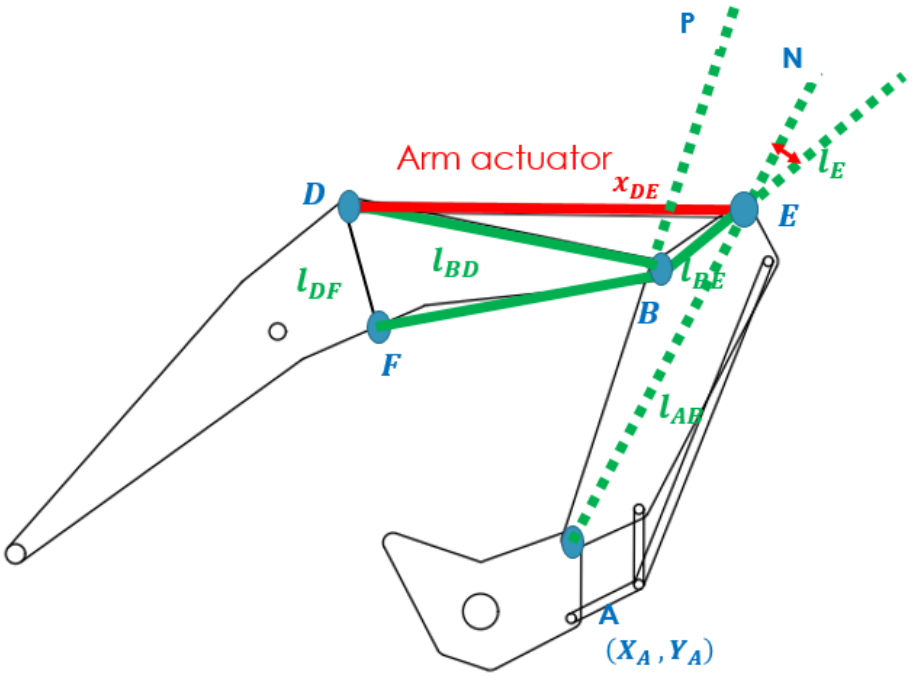

Fig. 3 Arm inverse kinematics model

Fig. 3에 도시된 기하학적 특성과 고정 파라미터를 고려한 암 끝단(A)의 위치를 결정하기 위한 수학적 모델은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\angle DBE = cos^{-1}\frac{l_{BE}^2+l_{BD}^2-x_{DE}^2}{2l_{BE}l_{BD}} \tag{6}$$

$$\angle FBE = \angle DBE + sin^{-1}\frac{l_{DF}}{l_{BD}} \tag{7}$$

$$(X_A, Y_A) = \begin{pmatrix} X_B + l_{AB}\cdot \sin(\angle YOB + \angle FBE), \\ Y_B + l_{AB}\cdot cos(\angle YOB + \angle FBE) \end{pmatrix} \tag{8}$$

암 끝단(A)의 위치는 x_{DE}로 표시되는 암 액추에이터의 길이를 조정함으로써 계산된다.

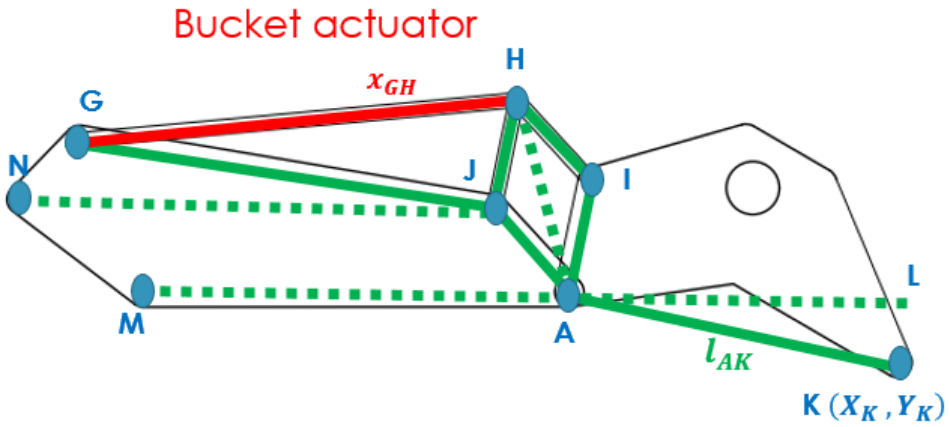

Fig. 4 Bucket inverse kinematics model

마지막으로 Fig. 4에서는 버킷 끝단(K)의 위치를 결정하기 위한 수학적 모델은 다음과 같이

설계된다.

$$\angle GJH = cos^{-1}\frac{(l_{HJ}^2+l_{GJ}^2-x_{GH}^2)}{2l_{HJ}l_{GJ}} \quad (9)$$

$$\angle HJA = 2\pi - \angle GJA - \angle GJH \quad (10)$$

$$l_{AH} = \sqrt{l_{HJ}^2 + l_{AJ}^2 - 2l_{HJ}l_{AJ}cos(\angle HJA)} \quad (11)$$

$$\angle HAJ = \angle HAI = cos^{-1}\frac{l_{AJ}^2+l_{AH}^2-l_{HJ}^2}{2l_{AJ}l_{AH}} \quad (12)$$

$$\angle KAL = \angle JAL + 2\angle HAJ + \angle IAK - \pi \quad (13)$$

$$X_K = X_A + l_{AK}\cdot sin(\angle YOB + \angle FBE + \angle KAL) \quad (14)$$

$$Y_K = Y_A + l_{AK}\cdot cos(\angle YOB + \angle FBE + \angle KAL) \quad (15)$$

버킷 끝단 K의 위치는 x_{GH}로 표시되는 버킷 액추에이터의 길이에 따라 변하게 된다.

굴착기 운전자가 희망하는 붐, 암, 버킷 각각의 끝단 위치 정보가 주어지면, 본 2장에서 소개되는 굴착기 기구학 모델의 역변환을 통하여 붐, 암, 버킷 각각의 액추에이터의 길이가 얼마나 필요한지를 역으로 도출할 수 있다. Table 1에는 위의 굴착기 기구학 모델의 파라미터들이 본 논문에서는 어떠한 값을 가지는지 자세하게 나타낸다.

Table 1 Inverse kinematic parameter values

Symbol	Values [unit]
l_{OC}	3.57097 [m]
l_{OB}	7.2705 [m]
l_{OS}	1.3474 [m]
$\angle XOS$	46.353 [deg]
$\angle COB$	22.6782 [deg]
l_E	0.1 [m]
l_{BE}	0.165 [m]
l_{BD}	0.98 [m]
l_{DF}	0.1 [m]
$\angle PBE$	37.266 [deg]
l_{GJ}	3.044 [m]
$\angle GJN$	10 [deg]
$\angle JAM$	47 [deg]
$\angle IAK$	89 [deg]

2.3 초기값 세팅

AmeSim 프로그램에서 사용된 기구학적 모델은 기계적 부분과 유압 실린더들이 연결되고 링크로 고정되어있기 때문에 초기값을 잘못 넣었을 시 의도한 값과는 다르게 나올 수 있다. 예를 들면

Fig. 5에서 보이는것과 같이 부호의 방향, 실린더의 초기 변위, 각 조인트의 초기 각도가 있다.

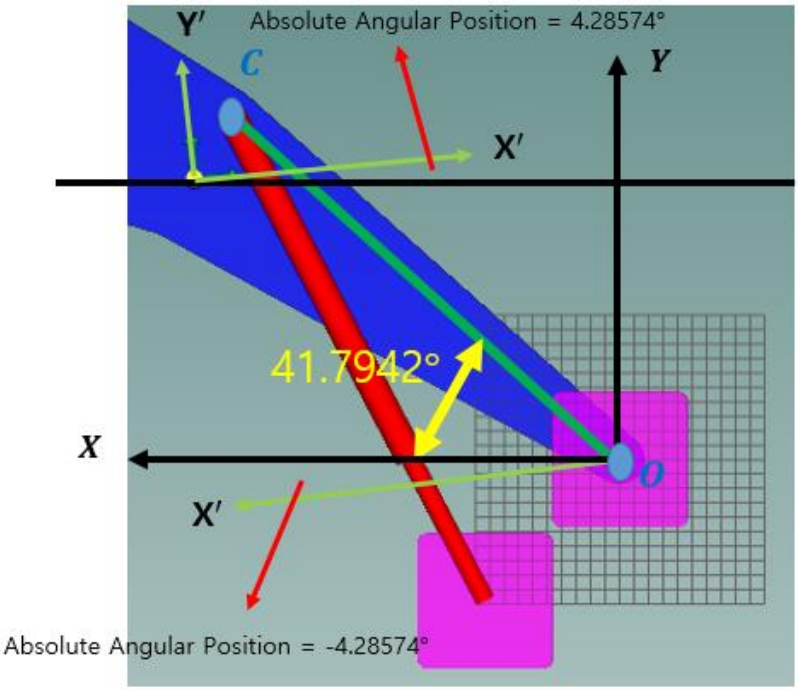

Fig. 5 Initial Angle

여기서 O는 굴착기에서 절대 좌표의 원점이면서 동시에 붐의 회전축이기도 하다. 그러므로 초기값을 완벽하게 지정해야 버킷에서 각도오차를 최소화 시킬 수 있다.

3. 모델 기반 제어

3.1 제어 기법

모델기반제어기를 애초에 만든 이유는 PID제어기보다 성능면으로써 월등하기 때문이다[7]. 구체적으로는 반응속도와 진동을 줄여주는 역할을 한다. 제작 과정에서 피드백 제어와 피드포워드 제어의 합으로 만들어 지는데 이는 서로 상호보완 하는 역할을 한다. 피드포워드항만 뒀을때 센서값은 reference의 형상은 따라가지만 직선형태로 나타나고 reference와 비교했을때 정확하지도 않다. 이는 피드포워드항에 있는 m b k값이 AmeSim에 플랜트와 정확히 일치하지 않기 때문이다. 이를 보완하기위해 피드백제어를 사용한다.

피드백제어를 사용함으로써 피드포워드만 사용했을 때에 발생하는 에러를 잡아주고, 피드백(PID)만 사용했을 때에 reference를 따라잡기위해 비례이득을 키웠을 때 발생하는 에러를 피드포워드로 미리 줄여줄 수 있는 상호보완관계를 가진다. 이로인해 피드백제어에서 사용되는 p gain은 피드포워드 제어를 통해 수치를 올릴 부담이 줄어든다.

피드포워드항은 실린더역학을 구성하는 식을 역으로 제어기안으로 넣어줌으로써 센서값에서 나오는 반응속도를 끌어올릴 수 있다[8].

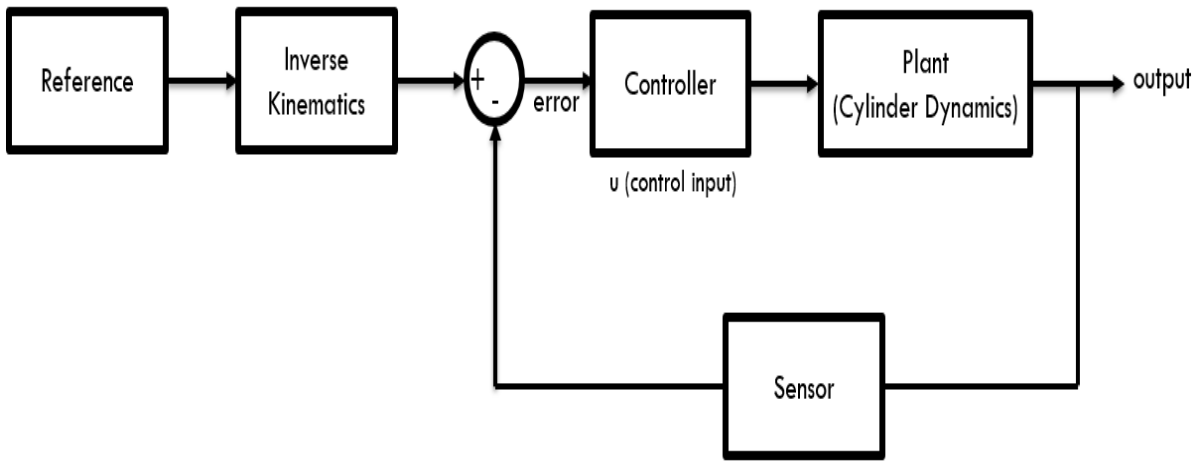

Fig. 6 Overall control architecture

Fig. 6에서 제안된 전체적인 아키텍처는 시스템의 전체 제어 전략을 보여준다. 먼저 붐, 암, 버킷의 각각의 끝점 위치 reference가 2장에서 소개된 역기구학(inverse kinematics) 모델에 전달된다. 이후 실린더 액추에이터 내부의 피스톤의 변위 명령으로 변환된다.

다음으로 모델 기반 제어기는 제어 입력 신호 u를 계산하기 위해, 실린더 피스톤의 명령 변위와 실린더 피스톤의 실제 변위 사이의 차이를 활용한다. 마지막으로, 제어 입력 신호 u는 시스템 내에서 플랜트 역할을 하는 실린더에 전달된다.

3.2 전달함수 추정법 (Transfer Function Estimation)

실린더 파라미터를 추정하기 위해서 우선 두가지 방법이 고려되었다. 최소자승법과 전달함수법이다. 전달함수 추정은 시스템의 입력과 출력 간의 관계를 나타내는 수학적 모델을 결정하는 과정이다. 이 프로세스는 데이터 수집으로 시작되어 실험, 측정 또는 시뮬레이션을 통해 입력과 출력 데이터를 수집하고 데이터 획득 이후 모델 선택 단계에서는 시스템 물리학이나 이전 지식을 기반으로 전달함수 구조를 선택한다. 그런 다음 수집한 데이터를 사용하여 선택한 전달함수 모델의 매개변수를 추정하는 파라미터 추정이 수행되며, 이는 주로 최적화 알고리즘을 사용하여 이루어진다. 추정된 전달함수의 예측과 실제 시스템 출력 간의 차이를 최소화하기 위함이다. 모델 검증 단계에서는 추정된 전달함수의 예측을 추정에 사용되지 않은 추가 데이터와 비교하여 모델이 일반화되는지 확인한다. 추정된 전달함수가 만족스럽지 않으면 모델 구조를 개선하거나 추가 데이터를 사용하여 추정 프로세스를 반복해야 할 수 있다. 주파수 응답 분석은 Bode 플롯과 같은 기법을 통해 다양한 주파수에서 시스템 동작을 이해하는 데 사용된다. 추정 방법의 선택은 시스템의 특성과 사용 가능한 데이터에 따라 달라지며, 특정 요구 사항에 따라 주파수 응답 분석, 단계 응답 분석 또는 시간 영역 분석이 적용될 수 있다. 특히 비선형성이나 불확실성이 있는 복잡한 시스템의 경우, 고급 식별 기술 및 시스템 식별 소프트웨어가 더 정교한 분석에 사용된다.

3.3 최소자승법 (Least Squares Method)

최소자승법은 데이터 포인트와 모델 사이의 잔차(예측 오차)를 최소화하여 모델 매개변수를 추정하는 통계적 방법이다. 이 방법은 데이터에 잡음(무작위 오차)이 포함된 경우에 많이 사용된다. 일반적으로, 최소자승법은 선형 회귀 분석에 적용되며, 주어진 데이터에 가장 잘 맞는 직선(또는 다차원 평면)을 찾는데 사용된다. 목표는 실제 데이터와 모델 예측 간의 제곱 오차의 합을 최소화하는 모델 매개변수를 찾는 것이다.

최소자승법은 데이터 분석에서 파라미터 추정을 위해 사용되는 방법 중 하나다. 이 방법은 데이터와 모델 간의 차이, 즉 잔차의 제곱을 최소화하여 모델 파라미터를 추정한다. 주로 회귀 분석에서 활용된다. 최소자승법을 사용할 때의 순서로는 우선, 모델을 설정한다. 모델은 입력과 파라미터 간의 관계를 나타내며, 이를 통해 출력을 예측한다. 다음으로 목적 함수를 정의한다. 목적 함수는 모델의 예측과 실제 데이터 간의 차이를 나타내며, 최소자승법에서는 이 차이의 제곱을 최소화하려는 목표가 있다. 그리고 목적 함수를 최소화하는 파라미터를 찾는다. 이는 경사하강법, 최적화 알고리즘, 또는 다른 수치적인 방법을 사용하여 수행된다. 마지막으로 추정된 파라미터를 사용하여 모델을 평가하고, 필요한 경우 추가적인 검증을 수행한다. 최소자승법은 데이터에 가장 잘 맞는 모델을 찾는 실용적이고 강력한 방법으로, 특히 노이즈가 있는 데이터에서 신뢰성 있게 파라미터를 추정하는 데 사용된다.

3.4 최소자승법 파라미터 추정

본 논문에서는 최소자승법을 사용했으며 제안하는 모델 기반 제어 알고리즘은 실린더 질량, 저항, 강성 계수들로 조합된 실린더 역학 방정식을 기반으로 설계된다. 실린더 역학 방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{d} = v \tag{16}$$

$$\dot{v} = -\frac{b}{m}v - \frac{k}{m}d + \frac{1}{m}u \tag{17}$$

여기서 실린더 내부의 피스톤 변위는 d, 속도는 v로 나타낸다. 실린더의 질량 계수는 m, 저항 계수는 b, 강성 계수는 k로 나타낸다. 위의 식을 상태 공간 방정식으로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$[\dot{d} \quad \dot{v}]=[v \quad d \quad u]\begin{bmatrix}1 & -\frac{b}{m}\\ 0 & -\frac{k}{m}\\ 0 & \frac{1}{m}\end{bmatrix} \tag{18}$$

상태 공간 방정식은 계산을 위해 단순화된 변수를 사용하여 표현 가능하다.

$$Y = ZA \tag{19}$$

$$Y = [\dot{d} \quad \dot{v}],\ Z = [v \quad d \quad u],\ \mathrm{A} = \begin{bmatrix}1 & -\frac{b}{m}\\ 0 & -\frac{k}{m}\\ 0 & \frac{1}{m}\end{bmatrix}.$$

실린더의 질량, 저항, 강성 계수 파라미터들을 결정하기 위해, 최소자승법을 이용한 파라미터 추정을 채택한다.

$$\hat{A} = \arg\left(min\|Y - Z\hat{A}\|^2\right) \tag{20}$$

최종적으로 최소자승법이 적용된 파라미터 행렬 $\hat{A}$는 다음과 같이 계산된다.

$$\hat{A} = (Z^T Z)^{-1} Z^T Y \tag{21}$$

보다 효율적인 데이터 정렬을 위해 AmeSim 프로그램에서 얻은 데이터를 엑셀로 수치화 시켰다. 수치화 시킨 데이터는 각각 샘플링 시간으로 분배되는데 여기서 시간, 힘, 거리, 속도, 가속도 순서로 정렬되어 MatLab 프로그램에서 계산된다. 계산된 데이터는 MatLab Simulink 프로그램을 통해 검산한다.

3.5 시뮬레이션을 사용하여 파라미터 도출

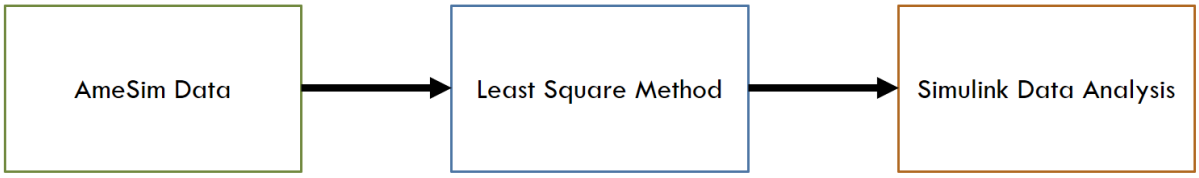

Fig. 7 Parameter estimation

파라미터 추정은 위와 같은 순서로 진행된다. 첫번째로 AmeSim 프로그램에서 얻은 굴착기

시뮬레이션 동작을 수치적 데이터로 바꾼다. 얻어진 데이터를 MatLab 프로그램에서 만든 최소자승법 로직을 통하여 파라미터를 찾아낸다. 마지막으로 Simulink 프로그램은 MatLab에서 파라미터를 찾기 위해 사용한 최소자승법 로직을 역방향으로 계산해서 기존에 있던 AmeSim 데이터와 유사한 수치데이터를 뽑아낸다. Simulink에서는 최소자승법을 사용해서 찾은 질량계수(m), 저항계수(b), 탄성계수(k)를 입력해서 만든 전달함수를 사용해서 AmeSim에서 도출한 데이터와 비교 분석한다. 여기서 말하는 검증을 위한 전달함수와 앞에 언급한 전달함수 추정법은 관계가 없고, 혼용 될 수 있으니 유의해야 한다.

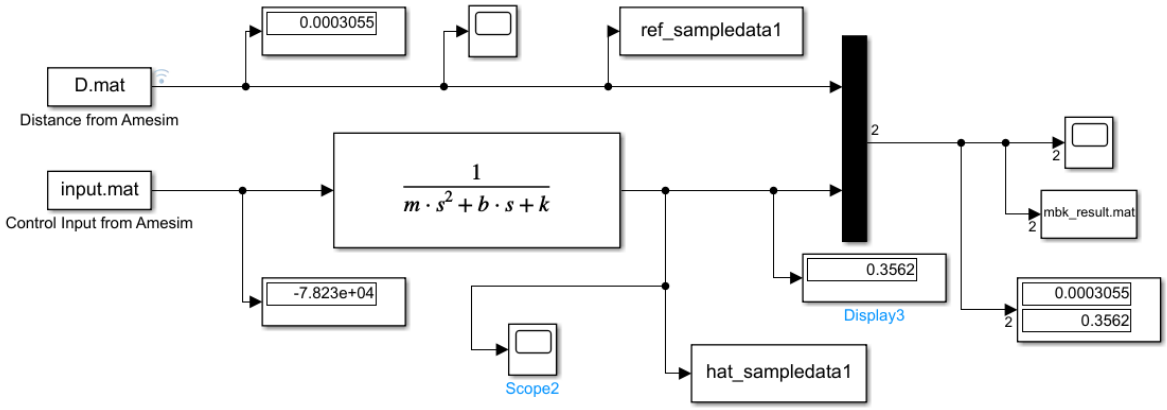

Fig. 8 Parameter verification with Simulink simulation

Fig. 8과 같이 Simulink 시뮬레이션으로 검증을 한 내용이 아래 사진으로 기제 되어있다. Fig. 9~ Fig.14 까지 시뮬링크 프로그램을 사용한 데이터 해석을 나타내고 있다. Fig. 9, Fig. 11, Fig. 13까지 전달함수 추정법을 사용한 파라미터를 나타내고, Fig. 10, Fig. 12, Fig. 14까지는 최소자승법을 사용하여 추정된 파라미터를 나타낸다.

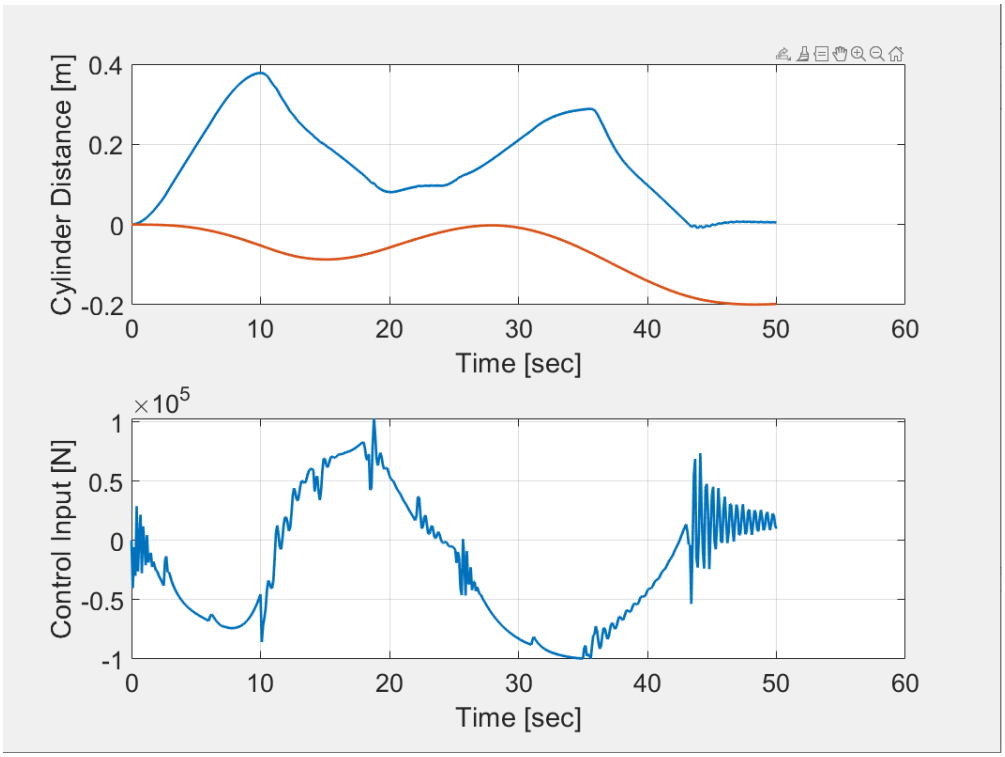

Fig. 9 Boom transfer function parameter estimation

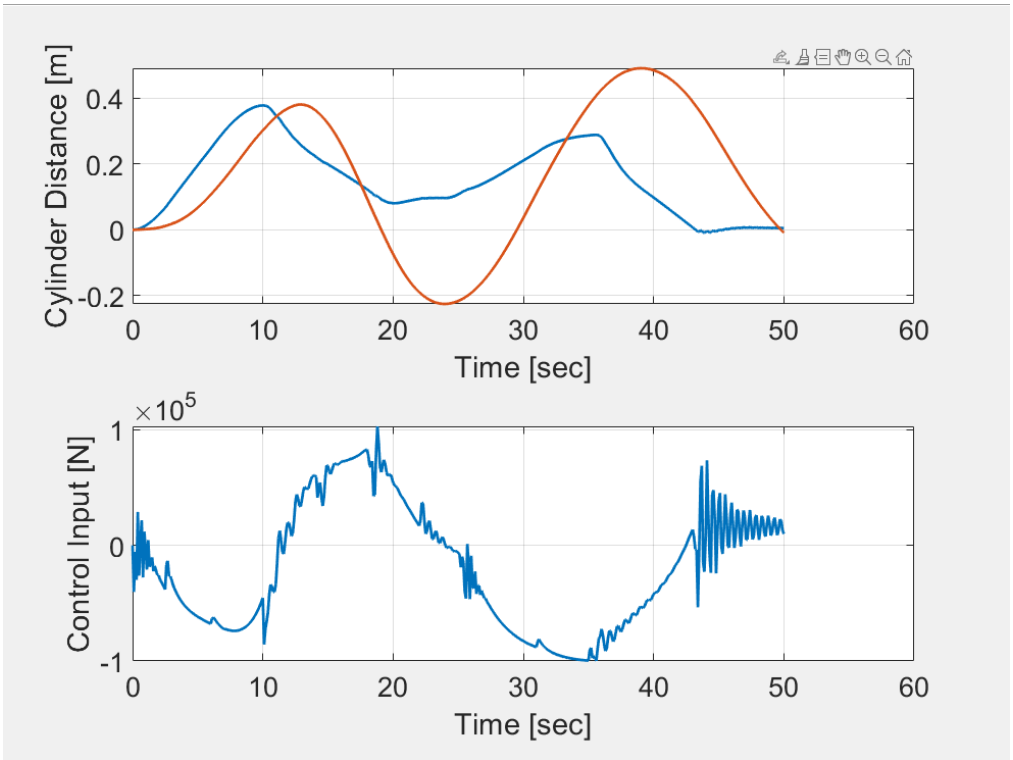

Fig. 10 Boom least square parameter estimation

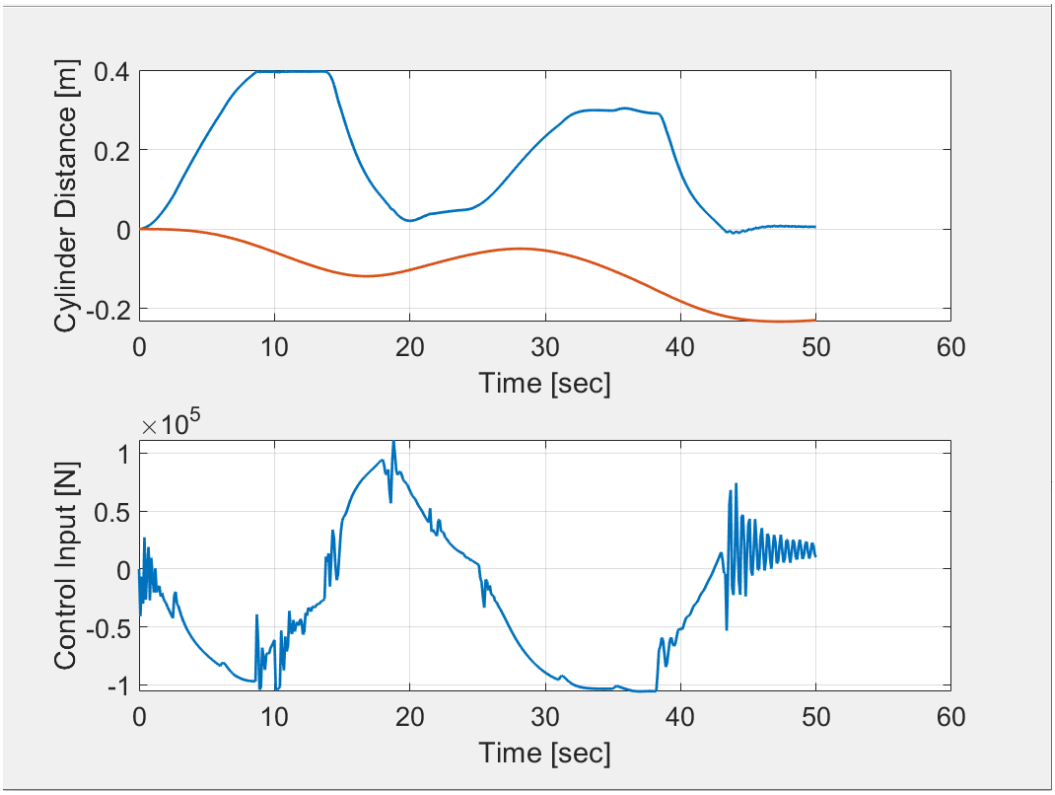

Fig. 11 Arm transfer function parameter estimation

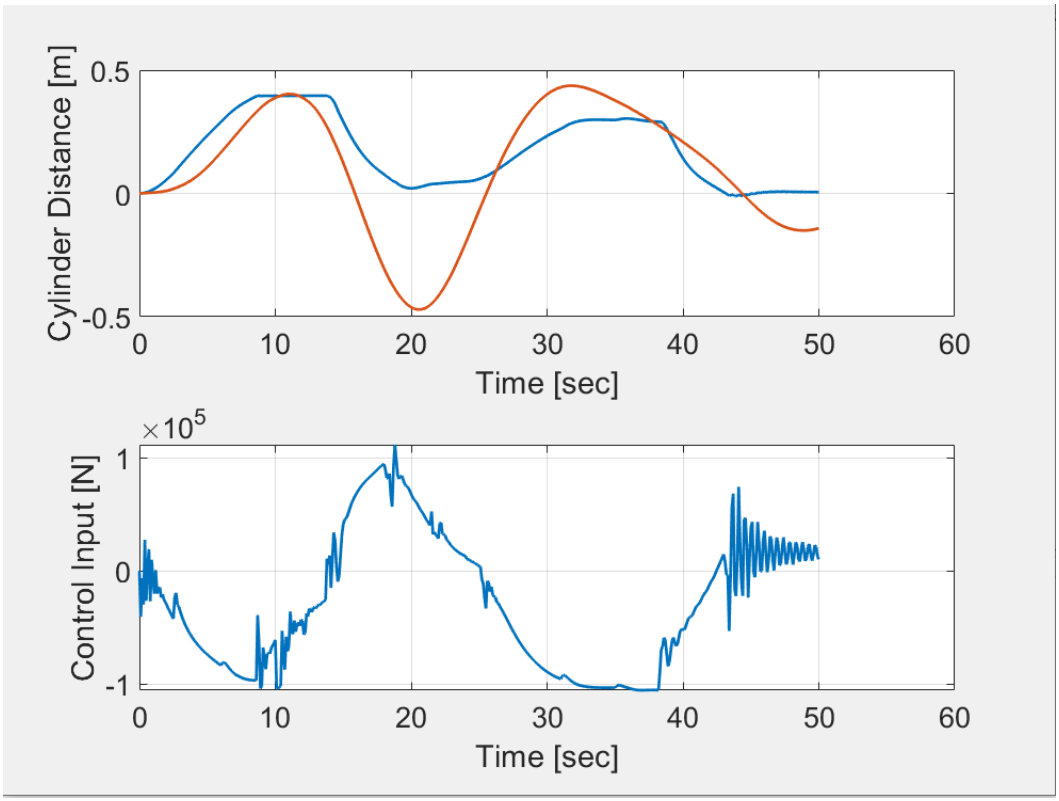

Fig. 12 Arm least square parameter estimation

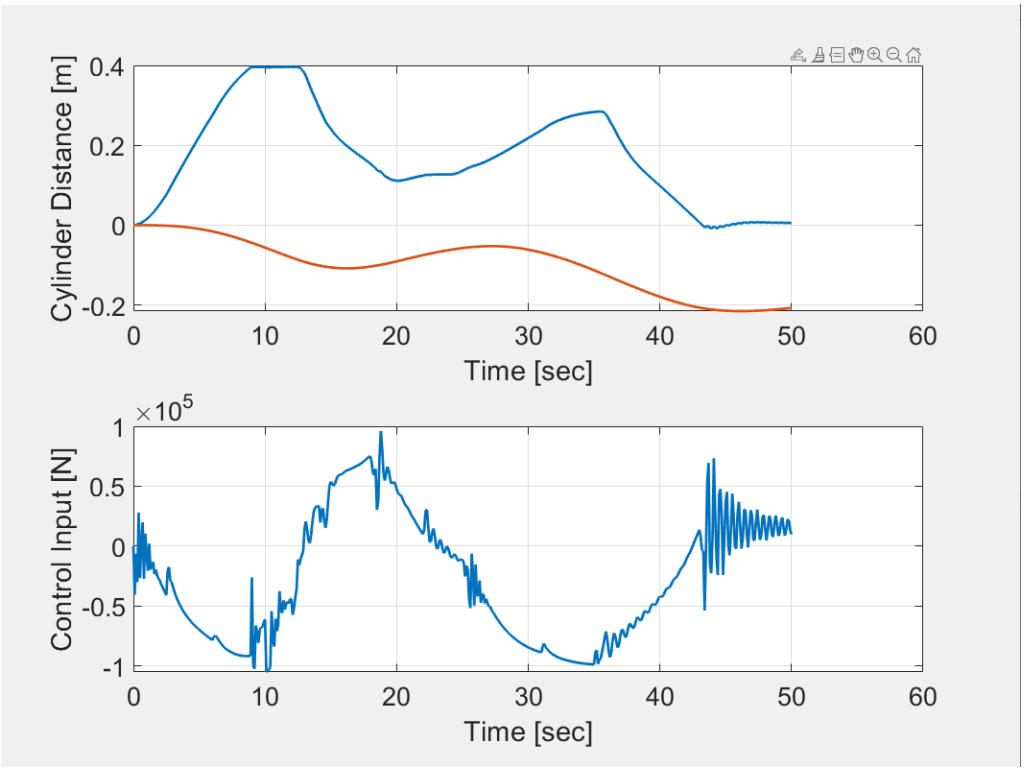

Fig. 13 Bucket transfer function parameter estimation

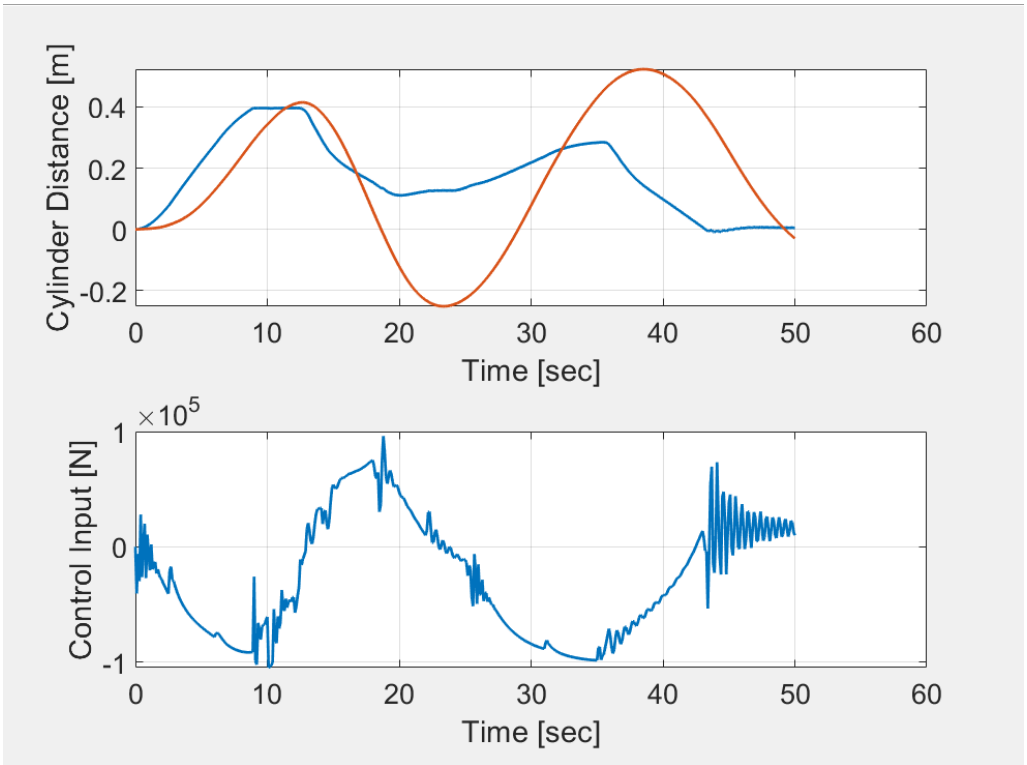

Fig. 14 Bucket least square parameter estimation

그림에서 파란선은 AmeSim 프로그램에서 실린더 변위의 센서값이고 붉은선은 MatLab 프로그램에서 검산된 전달함수 추정법과 최소자승법을 검증한 데이터다. Fig. 9, Fig. 11, Fig. 13 각각

붐, 암, 버킷에서 전달함수 추정법을 사용한 그래프에서 나타나듯 AmeSim 프로그램에서 측정한 센서값과는 유사하지 않다. 하지만, Fig. 10, Fig. 12, Fig. 14 각각 붐, 암, 버킷에서 보여지는 결과는 AmeSim에서 측정한 변위와 유사한 것을 확인했다. 결과와 같이 파라미터를 추정 하기위해 사용된 두가지 방법 중 최소자승법이 더 유용한 것을 확인했다.

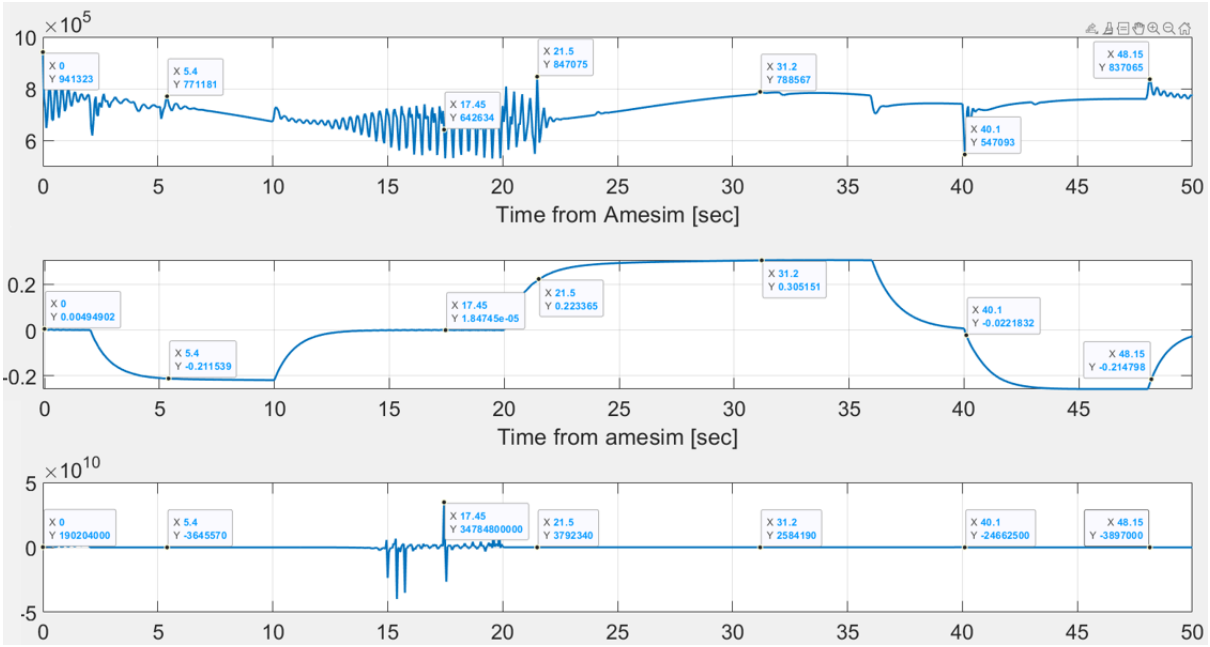

Fig. 15 Gamma value

마지막으로, 모델 기반 제어기의 최종 계산에 들어가는 γ(gamma)값을 찾으면 제어기에 들어가는 수식을 완성 시킬 수 있다. 자세한 수식은 제어기 설계 과정에서 다루었다. **Fig.** 15는 3가지 그래프를 동반하는데 위에서부터 아래로 각각 제어 힘 F, 제어신호 u 그리고 F를 u로 나눈 그래프다. 아래에서 계수를 뽑아내어 검산을 통해 제어기에 필요한 γ(gamma) 계수를 찾아냈다.

3.6 모델 기반 제어

모델 기반 제어는 동적 시스템에 대한 컨트롤러를 설계하기 위해 수학적 모델을 활용하는 제어 시스템 공학에서 중요한 방법론이다[9]. 핵심 개념은 시스템의 동작에 대한 정확한 수학적 표현을 만들어내는 것으로, 이것이 원하는 성능을 얻기 위해 시스템을 조작하는 컨트롤러의 기반을 형성한다[10].

일반적인 프로세스는 시스템 모델링으로 시작되며, 여기서는 수학적 방정식을 통해 시스템의 동적 특성을 캡처한다. 이 모델은 물리 법칙, 경험적 관찰 또는 실험 데이터로부터 유도될 수 있다. 이 모델의 정확성은 이후의 제어 설계를 위한 기반을 형성하므로 중요하다. 다음으로 컨트롤러 설계가 진행되며, 여기서는 수학적 모델을 기반으로 컨트롤 알고리즘을 개발한다[9, 10]. 비례-적분-미분 (PID), 상태 공간 제어, 또는 보다 고급화된 방법 등의 제어 전략이 사용되어 안정성, 성능 및 외부 입력에 대한 반응성을 보장한다.

시뮬레이션 및 분석은 MBC에서 중요한 역할을 한다. 엔지니어들은 가상 환경에서 설계된 컨트롤러의 성능을 테스트하여 시스템이 다양한 입력, 간섭 및 조건에 대해 얼마나 잘 반응하는지를 평가한다. 이 단계에서는 최적의 현실 성능을 위해 컨트롤러 매개 변수를 세밀하게 조정할 수 있다[11]. 시뮬레이션 결과에 만족하면, 설계된 컨트롤러를 실제 시스템에 구현한다. 이 구현은 컨트롤 알고리즘을 마이크로컨트롤러 또는 프로그래밍 가능한 논리 컨트롤러 (PLC)와 같은 특정 하드웨어에 맞게 변환하는 것을 포함한다[12].

MBC의 중요한 측면은 적응성이다. 실제 시스템의 응답은 불확실성이나 변동적인 상황으로 인해 모델에서 벗어날 수 있다[13]. 그 결과로 피드백을 통한 모니터링이 이루어지며, 필요한 경우 컨트롤러를 계속 조정하고 모델을 업데이트한다. 이러한 적응성은 시스템이 변화함에 따라 컨트롤러가 효과적으로 작동하도록 보장한다. MBC는 성능 향상, 강건성 및 특정 기준에 대한 제어 전략을 맞춤 화할 수 있는 여러 이점을 제공한다. 그러나 정확한 모델링의 필요성과 실제 시스템에서의 불확실성 처리[14]와 같은 도전적인 측면도 존재한다. 이러한 도전에 대처하기 위해 관측된 동작을 기반으로 실시간으로 컨트롤러를 조정하는 적응 제어 기술이 종종 사용된다.

3.7 제어기 설계

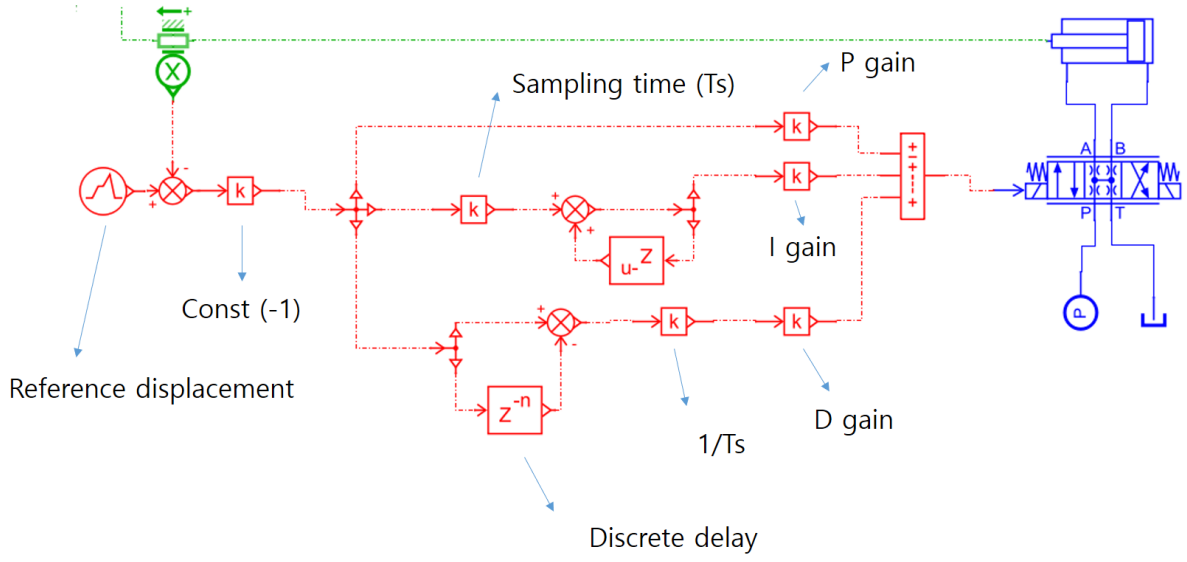

Fig. 16 PID controller

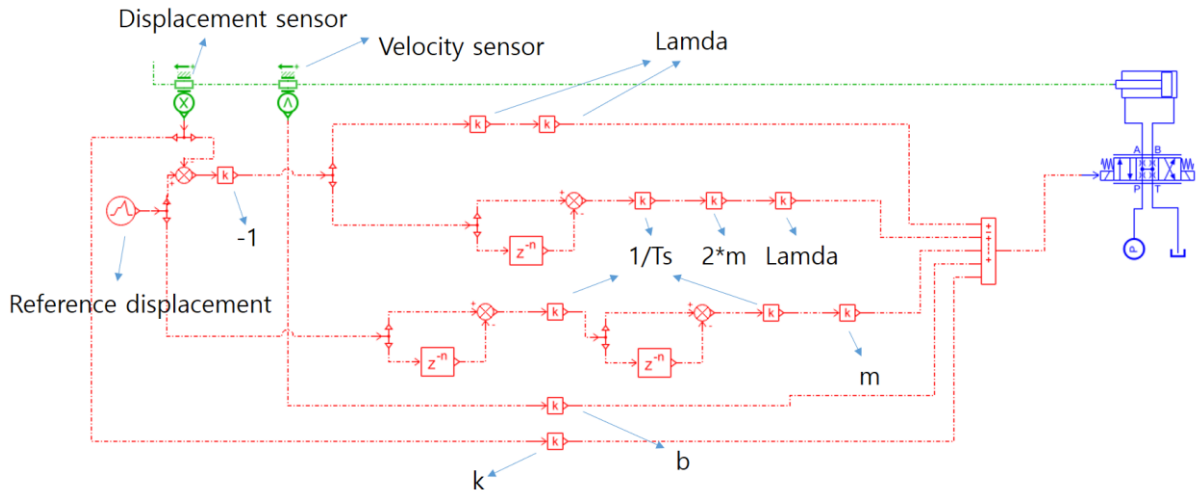

Fig. 17 Model based controller

Fig. 16 그리고 Fig. 17에서 보이듯이 PD제어기와 MB제어기의 차이는 실린더의 방정식을 반영하여 제어기에 추가적으로 들어가는 것이라고 볼 수 있다.

프로그램에서 초기값은 유압 부분과 기계적부분에 각각 반영돼서 나타나는데 두 부분 모두 통일시켜야 프로그램상에서 오류가 없다. AmeSim에서 실린더 참조 변위는 붐, 암, 그리고 버킷 각각 x01, x02, x03로 나타나는데 실제 거리는 각각 0.11m, 0.39m, 1.35m 이다.

제어 알고리즘에서 사용되는 제어 오차는 다음과 같이 나타난다.

$$e = \mathrm{d}_r - d \tag{22}$$

제어 오차는 일반적으로 실린더 피스톤의 변위 명령 d_r과 실린더 피스톤의 실제 변위 d 사이의 차이로 정의된다.

$$s = \dot{\mathrm{e}} + \lambda \mathrm{e} \tag{23}$$

s로 표시된 슬라이딩 변수는 제어 시스템을 모델링하는데 사용되며, 제어 오차의 도함수와 제어 오차에 제어 게인 λ을 곱한 것의 합으로 계산된다.

$$\dot{\mathrm{e}} + \lambda \mathrm{e} = s \tag{24}$$

제안된 변수 s가 시간이 지남에 따라 0으로 수렴하는 경우 $(\dot{s} + \lambda s \to 0)$, 이는 제어 오차 e도 0으로 수렴함을 의미한다.

$$\ddot{e} + 2\lambda\dot{\mathrm{e}} + \lambda^2 e = 0 \tag{25}$$

마지막으로 피드백 제어 알고리즘에 대한 미분방정식을 구성할 수 있으며, 이 때 유압 실린더에서의 제어 힘 F를 갖는 실린더 동역학 방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\ddot{\mathrm{e}} = \ddot{d}_r - \dot{v} = \ddot{d}_r - (-\tfrac{k}{m}d - \tfrac{b}{m}\dot{d} + \tfrac{1}{m}F) \tag{26}$$

$$\ddot{d}_r + \tfrac{k}{m}d + \tfrac{b}{m}\dot{d} - \tfrac{1}{m}F + 2\lambda\dot{\mathrm{e}} + \lambda^2 e = 0 \tag{27}$$

실린더 제어 힘은 다음과 같이 정의할 수 있다:

$$F = m\ddot{d}_r + b\dot{d} + kd + 2m\lambda\dot{\mathrm{e}} + m\lambda^2 e \tag{28}$$

제어 입력 u가 -1 ~ +1 범위 내에서 활성화되기 위해 실린더 파라미터 γ과 함께 포화 작업을 적용시킨다.

$$u = sat\left(\frac{F}{\gamma}\right) = sat\left(\frac{m\ddot{d}_r + b\dot{d} + kd}{\gamma} + \frac{2m\lambda\dot{e} + m\lambda^2 e}{\gamma}\right) \quad (29)$$

피드포워드 항은 변위 센서로부터 실린더 속도 및 변위 데이터를 실시간으로 수신받아서, 모델 기반 제어기의 피드포워드 작용을 가능하게 한다. 최종 제어 입력 u 는 (29)의 피드백 및 피드포워드 항을 모두 조합하여 생성된다. 이러한 모델 기반 제어기는 Fig. 4에 도시된 전체 아키텍처를 기반으로 설계된다.

4. 시스템 모델링

4.1 유압 실린더

본 논문에서 소개되는 시스템의 제어 대상인 플랜트는 유압실린더이다. 유압실린더는 유압 시스템에서 사용되는 장치로, 유압유의 유체 에너지를 기계적인 에너지로 변환하여 다양한 기계적 작업을 수행하는데 쓰인다[15]. 유압실린더는 일반적으로 유압 펌프나 유압 발생부에서 발생한 압력을 받아 피스톤을 움직여 물체를 밀거나 당겨 이동시키는 역할을 한다.

구체적으로 말하면, 유압실린더는 유압유의 압력을 활용하여 피스톤을 움직여 기계적인 에너지로 변환된다. 이러한 움직임은 튜브, 헤드커버, 로드커버, 피스톤, 피스톤 로드, 더스트 씰, 로드 패킹, 피스톤 패킹, 웨어링 등 다양한 부품들의 조합에 의해 이루어진다[16].

여기서 튜브의 경우 실린더의 모든 부품을 감싸주면서 피스톤 움직임의 방향성을 정해주는 역할을 하며 헤드커버와 로드커버는 실린더 양쪽을 덮는 뚜껑 역할을 한다. 피스톤의 경우 실린더 튜브 안에서 왕복 운동을 하는 원판 모양의 부품이며 고압의 유압유가 피스톤을 밀면서 유체가 가진 힘이 기계적인 힘으로 변환하게 된다. 피스톤 로드의 경우 피스톤에 고정 되어있는 부품으로 피스톤에 의해 변환된 기계적인 힘을 외부로 전달하는 역할을 담당하고 있다. 마지막으로 패킹 부품들은 유압유가 실린더 외부로 유출되지 않게 막아주는 밀봉 역할을 하는데 피스톤 패킹의 경우 헤드축 및 로드 축에 공급된 유압유가 반대편 공간으로 넘어가는 것을 방지하며 로드패킹은 로드 축에 공급된 유압유가 피스톤 로드의 외곽이나 로드커버 사이를 통해 외부로 세어나가는 것을 막아준다. 또한 더스트 씰은 외부로부터 이물질의 침입을 방지하여 로드 씰을 보호하는 역할을 하며 웨어링은 실린더 튜브와 피스톤 사이 금속과 금속 면이 접촉하여 마모되는 것을 방지하는 역할을 한다.

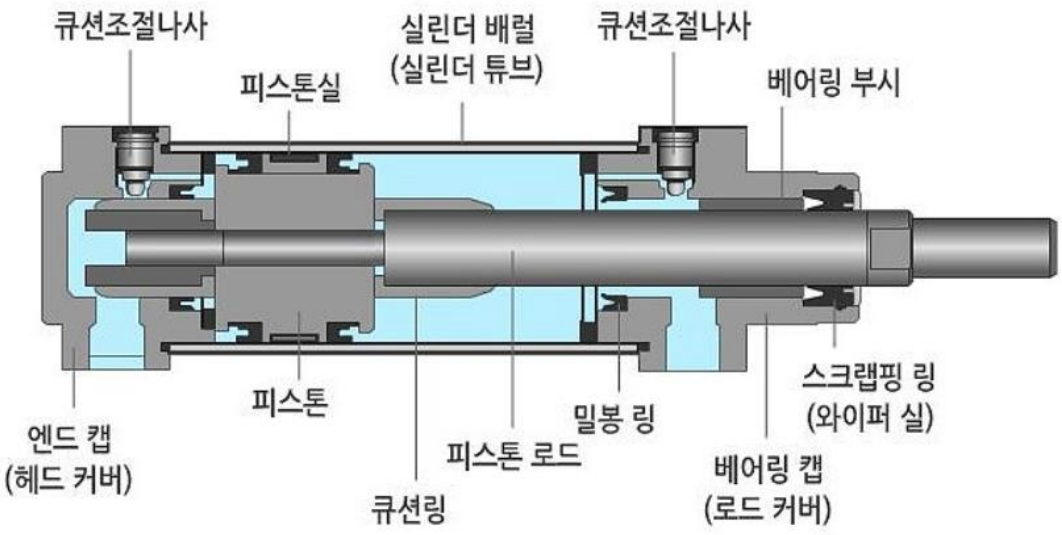

Fig. 18 Pneumatic cylinder

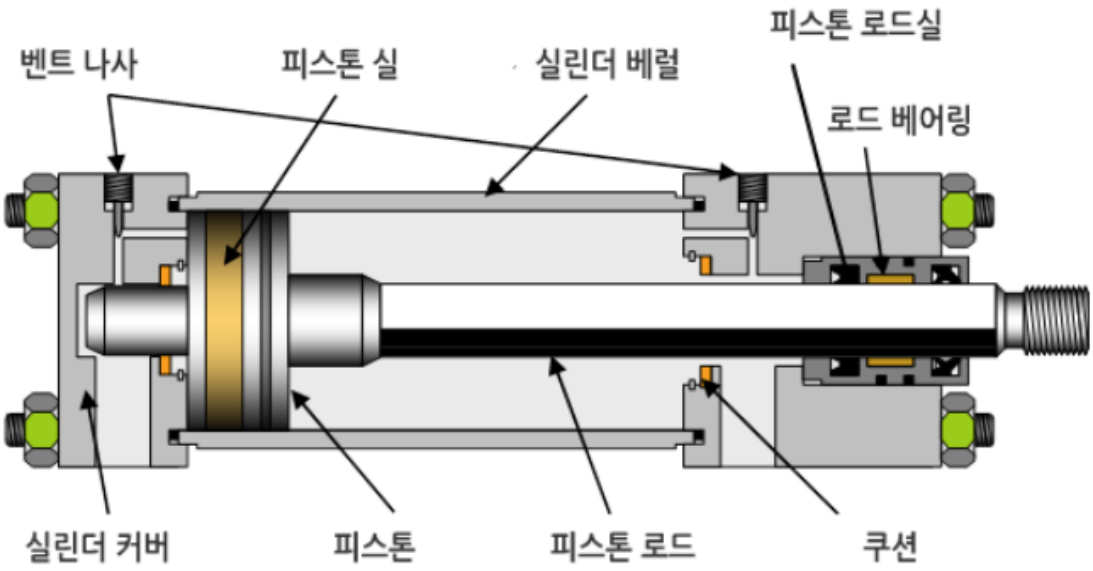

Fig. 19 Hydraulic cylinder

유압 실린더를 보면 공압 실린더와 구조가 거의 비슷한 것 같지만 두 실린더 사이에는 몇 가지 차이가 있다. 유압 실린더와 공압 실린더는 사용 유체가 다르기에 각 유체의 알맞게 제작된다. 유압 실린더는 압축공기를 사용하는 공압 실린더와 다르게 고압의 유압유를 사용한다. 따라서 두 실린더는 사용하는 압력 범위가 다른데 공압 실린더는 최대 10 bar의 압력을 사용하고 유압 실린더는 최대 210 bar 정도를 사용하는 것이 일반적이다. 즉 유압 실린더는 공압 실린더에 비해 사용 압력이 훨씬 높다. 이러한 이유로 유압 실린더는 공압 실린더에 비해 훨씬 높은 압력을 견디는 구조를 가져야 하기에 우선 튜브, 헤드커버, 로드커버, 피스톤, 피스톤로드 등의 부품들이 전부 철강 재질로 제작된다. 유압 실린더에 비해 상대적으로 낮은 압력을 사용하는 공압실린더는 일반적으로 튜브 헤드커버, 로드커버 등의 구성품을 알루미늄 합금 재질로 제작하게 된다. 이때 철강 재질은 알루미늄 재질에 비해 강도가 3에서 4배 정도 높기에 유압유가 가진 높은 압력을 견디기 좋지만 비중 또한 3배 정도 크기에 유압 실린더가 공압 실린더에 비해 무게도 많이 나가게 된다. 또한 두 실린더는 패킹 구조에서도 차이를 보이게 되는데 앞서 말했듯이 유압 실린더는 공압 실린더에 비해 상대적으로 고압을 견뎌야 하기에 패킹이 상대적으로 견고하게 제작이 되며 공압 실린더에 패킹은 급유를 하지 않는 무급유 환경에서 작동할 수 있도록 제작이 되어 있다. 이처럼 유압 실린더는 고압의 유압유를 견디며 작 사용하기 위한 구조를 가지고 있다.

4.2 복동 실린더

마지막으로 복동 실린더 기준 유압 실린더는 일반적으로 방향을 제어하기 위해 4포트 밸브를 이용하고 공압 실린더는 5포트 밸브를 이용한다는 특징이 있다. 공압 실린더의 경우 사용한 압축 공기를 대기 중으로 그대로 방출하면 되기에 주입 포트 1개 방향 전환을 위한 포트 2개 압축 공기를 방출하는 포트 2개 총 5개의 포트로 밸브가 이루어져 있다. 하지만 유압 실린더의 경우

유압유를 그대로 방출하면 안되며 유압 탱크로 다시 돌려보내야 한다. 따라서 주입포트 1개 방향 전환을 위한 포트 2개 유압 탱크로 돌아가는 포트 한 개, 총 4개의 포트로 밸브가 이루어져 있다. 이처럼 유압 실린더는 유압유를 사용하기에 공압 실린더와 다른 특징을 나타내게 된다.

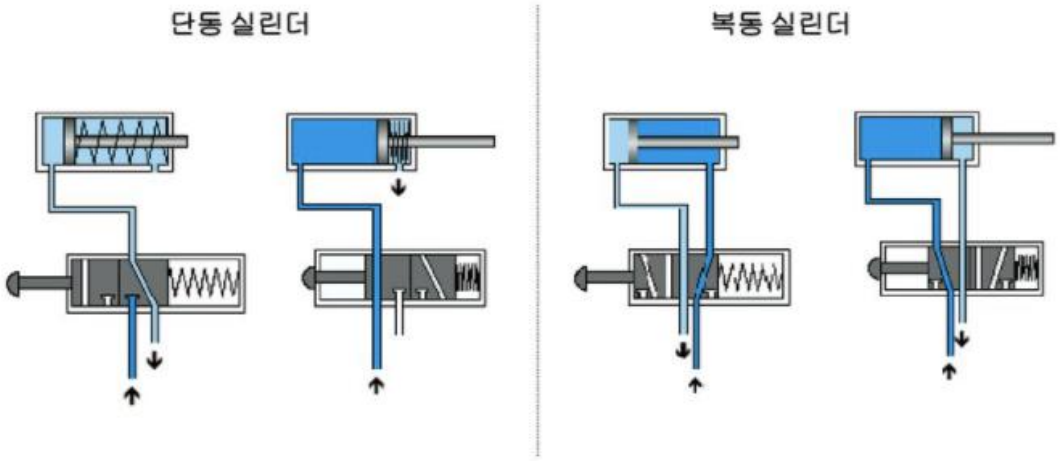

Fig. 20 Single-acting cylinder and Double-acting cylinder

유압 실린더 오토 스위치 사용법 실린더를 자동 제어하기 위해서 보통 피스톤의 위치를 감지하는 센서를 활용하며 이러한 센서를 오토 스위치라고 한다. 여기서 오토 스위치는 유공압 실린더 내부의 피스톤에 장착된 자석의 자력을 감지하여 피스톤의 위치를 파악하고 실린더를 제어하는데 튜브를 탄소강으로 제작하는 일반적인 유압 실린더의 경우 자성체인 탄소강이 피스톤에 부착된 자석의 자력을 흩뜨려서 오토 스위치의 자력을 전달할 수가 없기에 오토 스위치를 사용할 수 없다. 이러한 경우 유압 실린더에 튜브를 비자성 스테인레스 스틸 재질로 제작하면 오토 스위치를 사용할 수 있게 된다. 따라서 유압 실린더를 오토 스위치로 제어하길 원하는 경우 튜브 재질을 비자성 스테인리스 스틸로 제작하면 된다. 또한 유압 실린더마다 유압 실린더 사용 압력 예시 견딜 수 있는 압력이 다르기에 사용되는 압력 범위를 파악하면 실린더를 선택하는데 도움이 될 수 있다.

유압 실린더 사용 용도로 유압 실린더는 큰 힘이 작용해야 하는 기기의 주로 사용되며 광범위한 산업에서 찾아볼 수 있다. 유압 실린더는 굴착기 불도저 지게차 등 중장비 분야 자동차의 브레이크 항공기 조종 선박 조타기 등의 운송기기 분야 단조 주조 절단 등 금속 가공 분야 밀링 드릴링 연삭기 등 공작기기 분야 로봇 사출기 인쇄기 로켓 등 여러 산업 분야의 사용된다. 이러한 유압 실린더는 다양한 산업에 사용되기에 다양한 형태로 제작되고 있다.

4.3 유압 실린더 종류

Fig. 21 Tie-rod cylinder

첫째 표준형 실린더 일반적인 타이로드에 의해 조립된 실린더로 여러 크기의 튜브 내경 제품이 생산된다.

Fig. 22 Jig cylinder

둘째 박형 실린더 축방향 길이가 종래의 길이보다 짧아 좁은 공간에서도 무리없이 설치가 가능한 구조를 가지고 있다.

Fig. 23 Rotary cylinder

셋째 회전 실린더 고정자가 실린더 바디의 고정되어 회전운동을 실현하는 실린더로 90도 혹은 180도 회전각도의 제품을 상황에 맞게 선택 가능하다. 넷째 텔레스코픽 실린더 실린더 행정이 다단으로 설계되어 일반 실린더보다 긴 스트로크를 구현할 수 있기에 긴 스트로크가 필요한 어플리케이션에 사용한다. 그 외에 제철용 실린더 저유압 실린더 등 여러 형태의 유압 실린더들이 존재하게 된다.

4.4 유압 실린더 시뮬레이션 모델

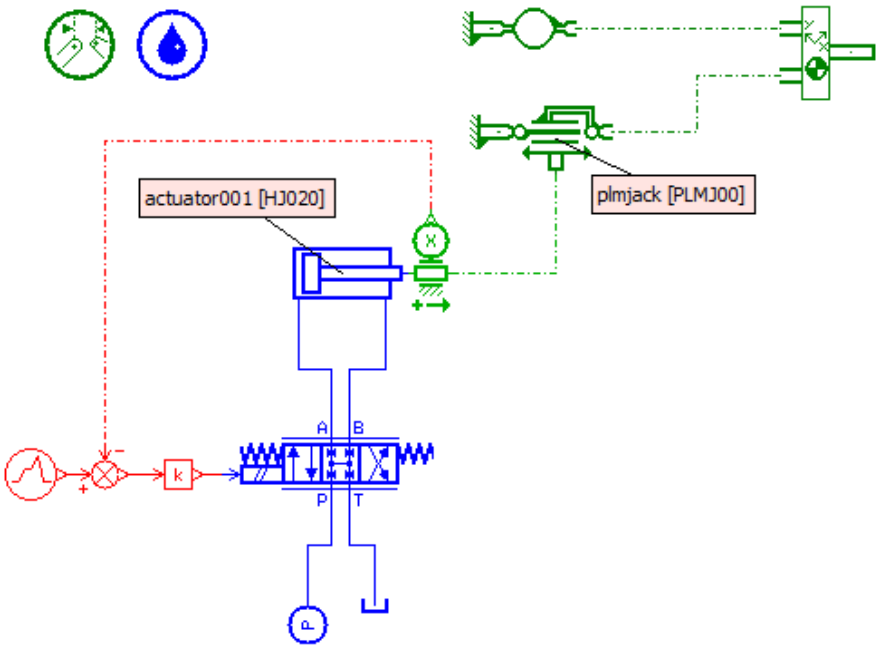

Fig. 24 Hydraulic cylinder model

그림에서 보이는 모델은 AmeSim 프로그램에서 설계한 유압 모델이다 붉은색은 제어신호, 푸른색은 유압, 초록색은 기계적인 부분으로 구성된다. AmeSim 프로그램은 자동차, 항공우주, 에너지 및 기타 공학 분야를 포함한 다양한 산업 분야에서 시스템을 모델링하고 시뮬레이션 하는데 사용된다.

주요 특징 및 기능으로 기계, 전기, 유압, 열 등 여러 물리 도메인을 포함하는 시스템을 모델링하고 시뮬레이션 할 수 있다. 또한, AmeSim 프로그램은 유압 시스템을 시뮬레이션 하는데 적합하여 유압 굴삭기와 같은 응용 분야에 관련이 있으며, 유체 전력 구성 요소를 모델링하고 유압 시스템의 동작을 연구할 수 있다. 본 프로그램을 채택한 가장 중요한 이유로는 제어 시스템의 시뮬레이션을 지원하여 엔지니어가 전체 시스템 컨텍스트에서 제어 전략의 성능을 분석하고 최적화할 수 있다.

그 외에도 열 시스템을 모델링하는 능력이 포함되어 있어 엔지니어가 구성 요소 및 시스템의 열적 행동이나 자동차 산업에서 동력 전송 시뮬레이션, 항공우주 산업에서 항공기 시스템 모델링, 에너지 부문에서 발전 시스템 시뮬레이션 등에서 흔히 사용된다[17]. 그리고, 시스템 디자인을 유효성 검증하고 매개 변수를 최적화하며 전반적인 시스템 성능을 향상시키기 위해 본 프로그램을 선택하였다.

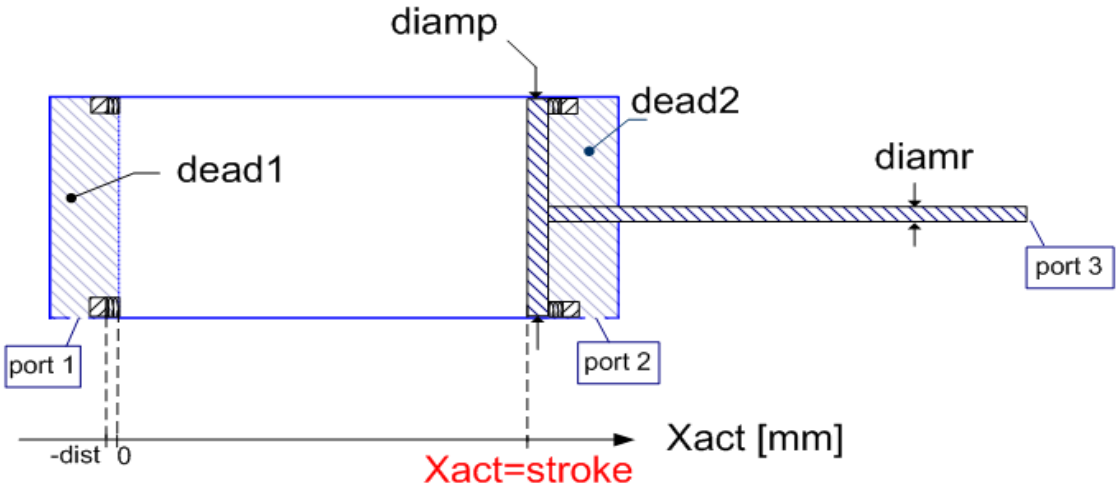

Fig. 25 Hydraulic cylinder cross-section

제어대상으로 사용 되는 플랜트 모델 중 AmeSim 프로그램상에서 채택한 모델은 HJ020이다. 이 모델은 고정된 몸체를 가진 이중 유압 챔버 단일 로드 잭, 액추에이터 또는 실린더라고 불린다. 모델은 피스톤의 양쪽 볼륨의 압력 동역학, 점성 마찰 및 피스톤을 통과하는 누설을 포함한다.

시뮬레이션 조건으로는 축 포트 3번에는 다른 모델에 의해 외부 속도와 변위가 공급되어야 하며 힘이 출력된다. 2개의 유동 포트는 입력으로 유량을, 출력으로 압력을 공급해야 한다.

연산용 파라미터에 의하면 잭은 두 가지 모드로 사용될 수 있는데, 만약 "초기 변위 사용 모드"로 설정된다면 포트 3번에 연결된 외부 구성 요소의 초기 변위는 무시되며 초기치 설정은 피스톤 내부에서 수행된다. "초기 변위 미사용 모드"로 설정하면 포트 3번에 연결된 외부 구성 요소에 의해 초기 변위가 결정된다. 굴착기의 기하학적 조건을 반영하기 위해 시뮬레이션에서 구성한 방법은 "초기 변위 미사용 모드"로 설정했다.

액추에이터들은 통상적으로 극단적인 위치들에서 제어된 감속을 제공하도록 설계된다. 이를 허용하기 위해, 스프링 레이트가 완전히 유효한 엔드스톱 변형이 사용된다. 이는 극단적인 위치들에서 감속 거리의 조정을 허용한다. 스프링 비율이 너무 높게 설정되면, 시뮬레이션 실행은 매우 느릴 수 있다.

Table 2 Boom hydraulic cylinder parameter values

Title	Values [unit]
Pressure at port 1	189.382 [bar]
Pressure at port2	151.336 [bar]
Piston diameter	350 [mm]
Rod diameter	220 [mm]
Length of stroke	1.8 [m]
Dead volume at port 1 end	50 [cm^3]
Dead volume at port 2 end	50 [cm^3]
Viscous friction coefficient	100000 [N/(m/s)]

Leakage coefficient	$0.05 * 0$ [L/min/bar]
Spring rate at endstops	$1e + 06$ [N/mm]
Damping coefficient on endstops	$9e + 06$ [N/(m/s)]
Deformation on endstops at which damping rate is fully effective	0.0001 [mm]

Table 3 Arm hydraulic cylinder parameter values

Title	Values [unit]
Pressure at port 1	25.8812 [bar]
Pressure at port2	169.745 [bar]
Piston diameter	180 [mm]
Rod diameter	125 [mm]
Length of stroke	1.7 [m]
Dead volume at port 1 end	50 [cm^3]
Dead volume at port 2 end	50 [cm^3]
Viscous friction coefficient	100000 [N/(m/s)]
Leakage coefficient	$0.05 * 0$ [L/min/bar]
Spring rate at endstops	$1e + 06$ [N/mm]
Damping coefficient on endstops	$1e + 06$ [N/(m/s)]
Deformation on endstops at which damping rate is fully effective	0.001 [mm]

Table 4 Bucket hydraulic cylinder parameter values

Title	Values [unit]
Pressure at port 1	61.7118 [bar]
Pressure at port2	121.794 [bar]
Piston diameter	210 [mm]
Rod diameter	130 [mm]
Length of stroke	1.33 [m]
Dead volume at port 1 end	50 [cm^3]
Dead volume at port 2 end	50 [cm^3]
Viscous friction coefficient	100000 [N/(m/s)]
Leakage coefficient	$0.05 * 0$ [L/min/bar]
Spring rate at endstops	$1e + 06$ [N/mm]
Damping coefficient on endstops	$1e + 06$ [N/(m/s)]
Deformation on endstops at which damping rate is fully effective	0.001 [mm]

5. 시뮬레이션 결과

자동제어 시스템에 널리 사용되는 일반적인 PID 제어기와 본 논문에서 제안되는 모델 기반 제어기는 동일한 AmeSim 굴착기 시뮬레이션 모델과 각각 연결된다. 붐, 암, 버킷의 실린더 변위 센서 파트들에 각각 -0.25 m ~+ 0.25m 범위의 랜덤 센서 소음이 동일하게 적용된다. PID 제어기와 제안된 모델 기반 제어기 모두 비슷한 양의 피드백 제어 입력량을 가지도록 제어기 게인 튜닝이 이루어진다. 붐, 암, 버킷의 실린더 액추에이터 변위 제어 결과는 Fig. 26 ~ Fig. 31과 Fig.38~Fig.43에 각각 소개된다. 설정된 시뮬레이션 시간 50초 동안 1회의 굴착 작업에 해당되는 붐, 암, 버킷의 작동 과정이 포함된다. 시뮬레이션 상의 샘플링 시간은 0.05초로 설정되고. 두가지의 다른 참조 각도를 사용한 움직임에 적용된다. Fig. 26, Fig. 28, Fig. 30 및 Fig. 38, Fig. 40, Fig. 42의 PID 제어기를 활용한 실린더 변위 제어 결과와 비교하여서, Fig. 27, Fig. 29, Fig. 31 및 Fig. 39, Fig. 41, Fig. 43에서의 모델 기반 제어기는 센서 소음에 대한 향상된 제어 강건성을 보여주고 있다.

특히 Fig. 26과 Fig. 38의 붐에서의 PID제어기에 비교한 Fig. 27과 Fig. 39의 모델 기반 제어기는 20~30초 동안의 과도 상태 구간에서 응답속도는 빠르고 진동의 크기는 줄어든 각도 제어 결과를 보여준다.

또한 Fig. 28과 Fig. 40의 PID 제어기에 비교한 Fig. 29과 Fig. 41의 모델 기반 제어기에서도 마찬가지로, 전체적으로 진동의 크기가 감소한 것을 확인할 수 있다.

Fig. 30과 Fig. 42의 버킷에서의 PID제어기에 비교한 Fig. 31과 Fig. 43의 모델 기반 제어 결과에서는 0~20초의 과도 상태 구간에서 응답속도는 빠르고 진동 크기 값은 줄어듬을 확인할 수 있다.

Fig. 32~Fig. 37과 Fig. 44~Fig. 49까지는 시뮬레이션 시간 50초동안 굴착기의 조인트로 연결된 붐, 암, 그리고 버킷의 각 끝단 좌표를 X-Y좌표 평면 상에 도시한것이다. Fig. 32, Fig. 34, Fig. 36 및 Fig. 44, Fig. 46, Fig. 48은 PID 제어기가 부착된 굴착기를 시뮬레이션 했고, Fig. 33, Fig. 35, Fig. 37 및 Fig. 45, Fig. 47, Fig. 49은 모델 기반 제어기가 부착된 굴착기를 시뮬레이션한 결과다. 각 좌표는 극좌표를 사용해서 도출하였다.

Fig. 32, Fig. 33와 Fig. 44, Fig.45는 육안으로 봤을 때 진동이 보이지 않는다, 하지만 실제로는 노이즈를 받아 진동하고 있는 상태이다. 즉, 회전축인 붐 조인트가 굴착기에 부착되어 1가지 방향의 궤적만 그리고 있기 때문이다.

Fig. 34, Fig. 35 및 Fig. 46, Fig. 47인 암 부분에서 Fig. 34와 Fig. 46는 PID 제어기에서는 0~10초와 5~50초 구간에서 사이 진동이 많이 발생한 것을 확인 할 수 있다. 반면, Fig. 35와 Fig. 47에서 모델 기반 제어기에서는 PID 제어기에서 보여지는 극심한 진동은 보이지 않는 것을 확인했다.

Fig. 36, Fig. 48 과 Fig. 37, Fig. 49인 버킷 부분에서 Fig. 36과 Fig. 48 PID 제어기에서는 버킷이 굴착하는 구간인 20~30초 사이에서 진동이 크게 발생한 것을 확인 할 수 있다. Fig. 37과 Fig. 49 모델 기반 제어기에서는 PID 제어기와는 다르게 굴착구간에서 진동이 완화된 것을 확인 할 수 있다.

대체적으로 좌표평면에서 색이 진하게 보이는 구간은 해당 구간에서는 움직임이 많은 것이므로 이는 진동이 많은 것 이라고 볼 수 있다.

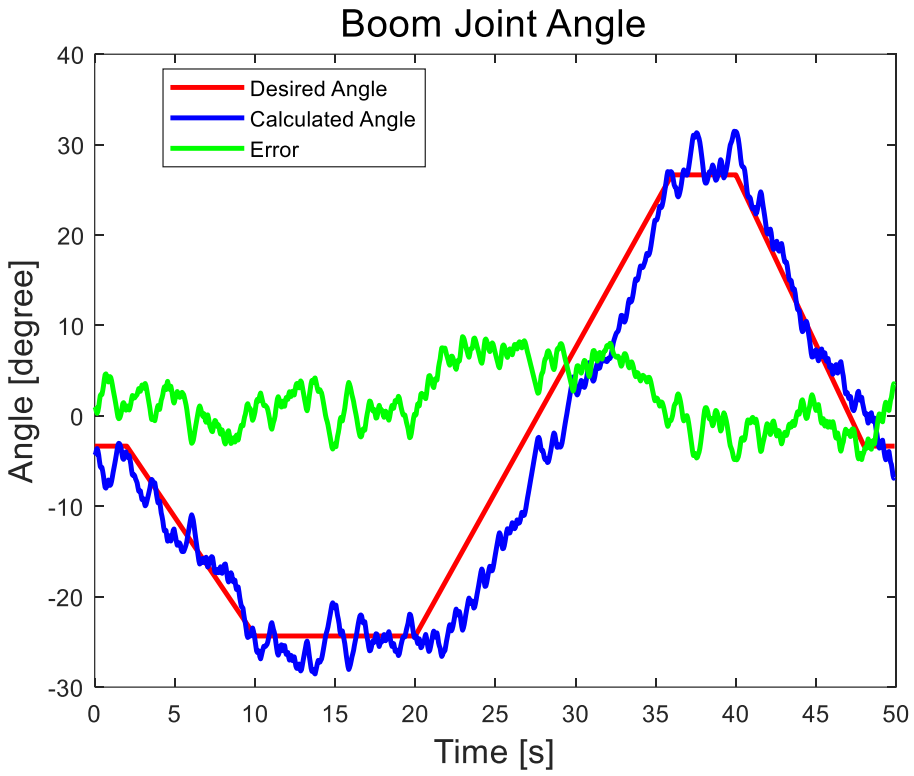

Fig. 26 Conventional PID controller result in boom cylinder (movement1)

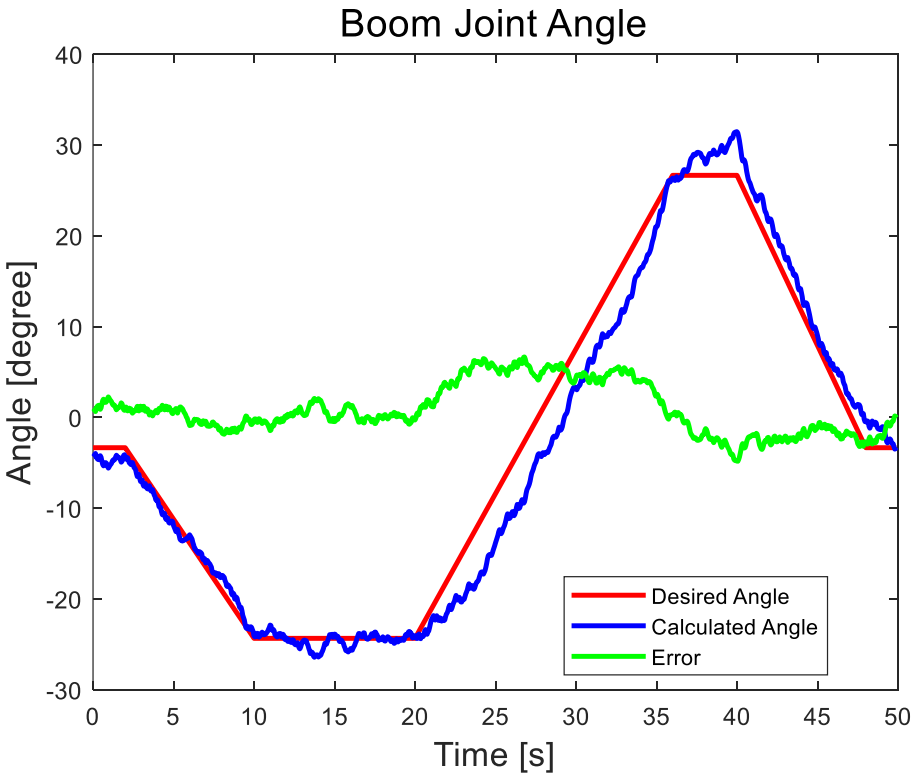

Fig. 27 Proposed model-based controller result in boom cylinder (movement1)

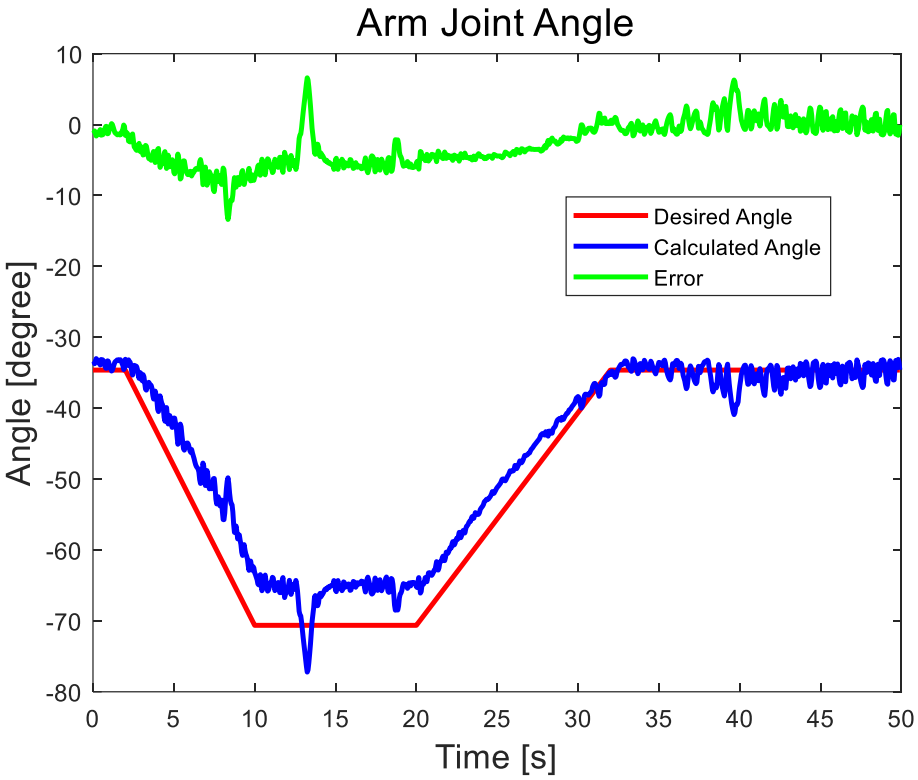

Fig. 28 Conventional PID controller result in arm cylinder (movement1)

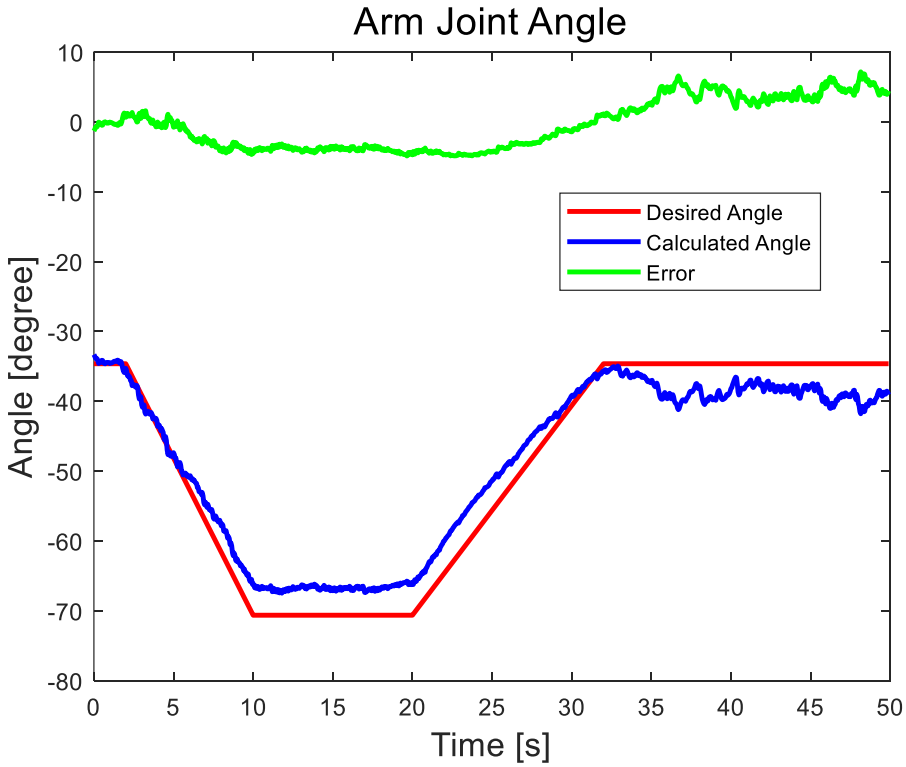

Fig. 29 Proposed model-based controller result in arm cylinder (movement1)

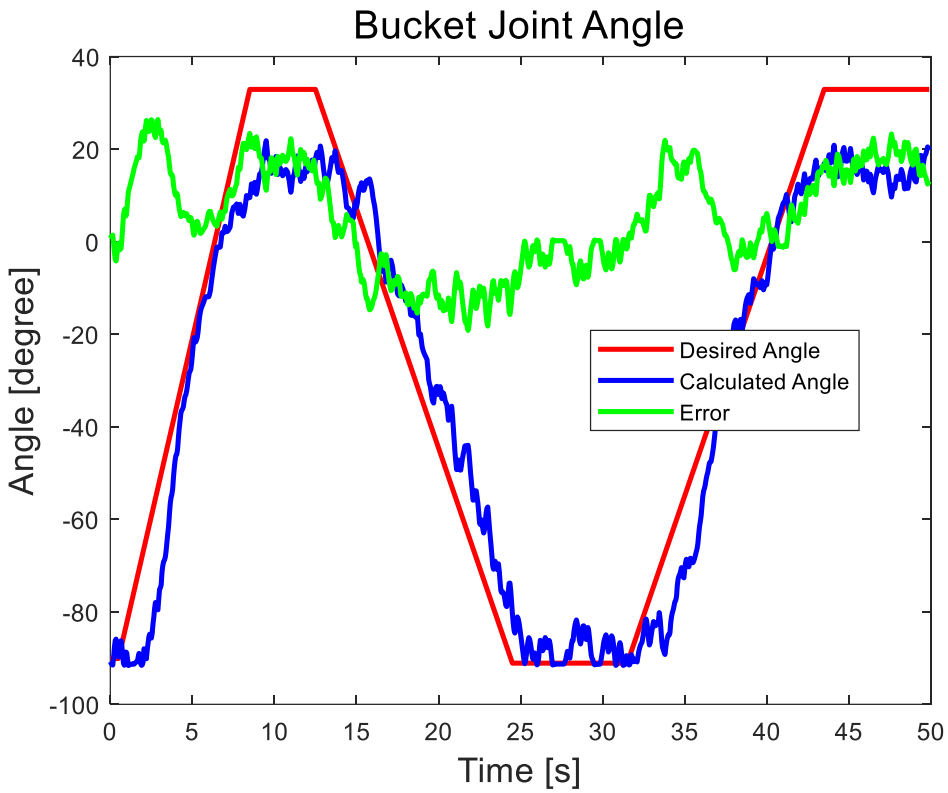

Fig. 30 Conventional PID controller result in bucker cylinder (movement1)

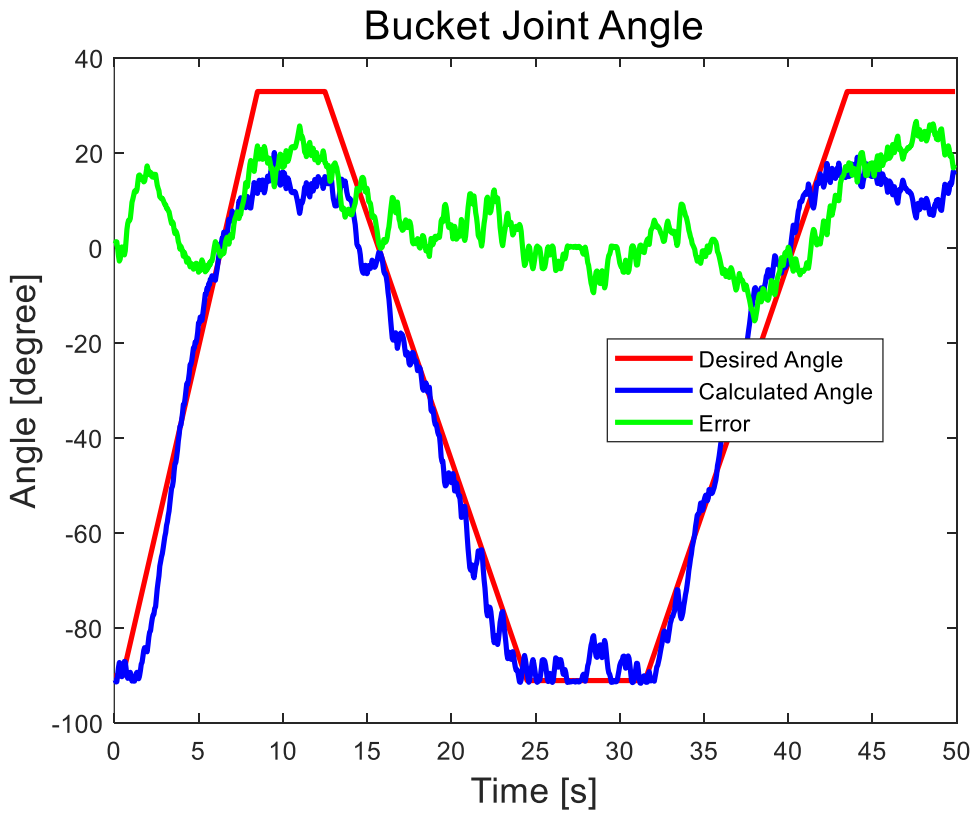

Fig. 31 Proposed model-based controller result in bucket cylinder (movement1)

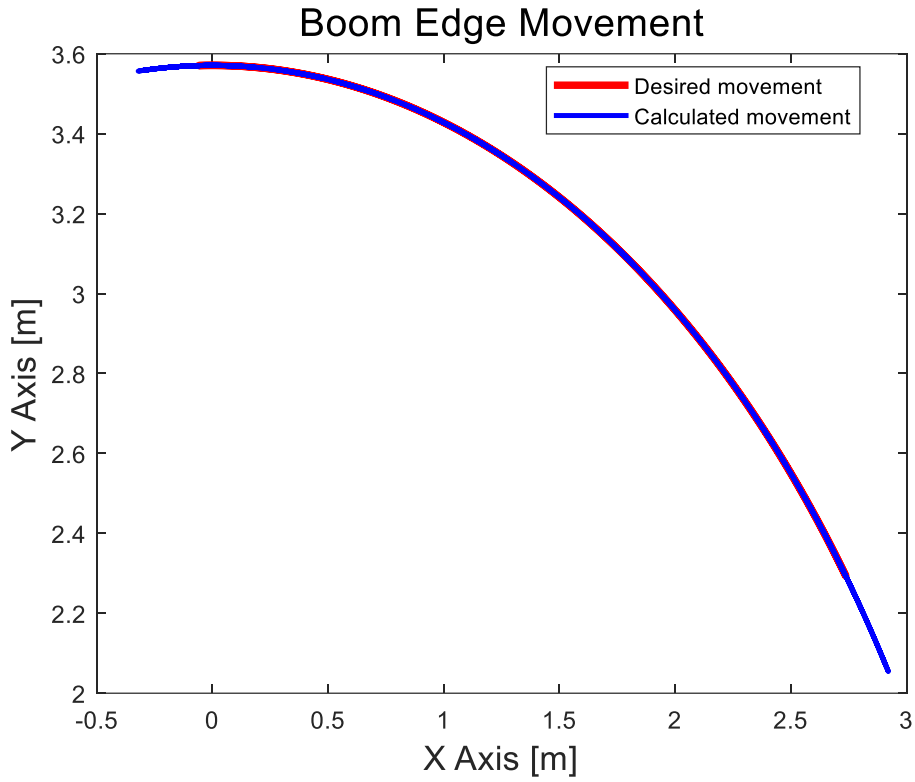

Fig. 32 Conventional PID controller result in boom edge motion (movement1)

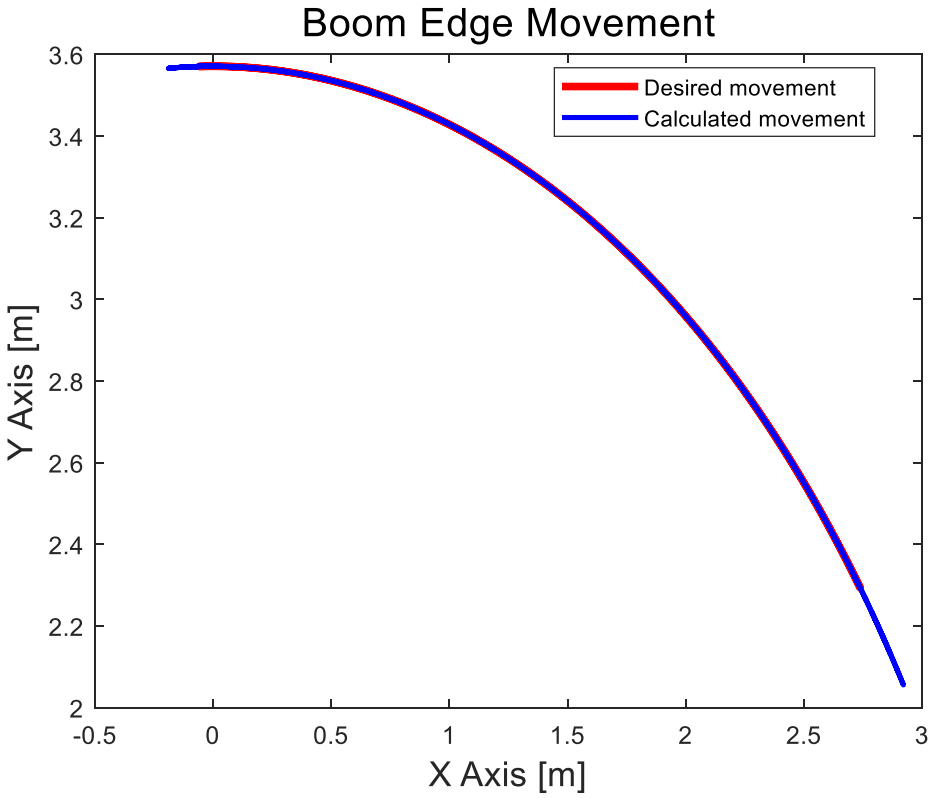

Fig. 33 Proposed model-based controller result in boom edge motion (movement1)

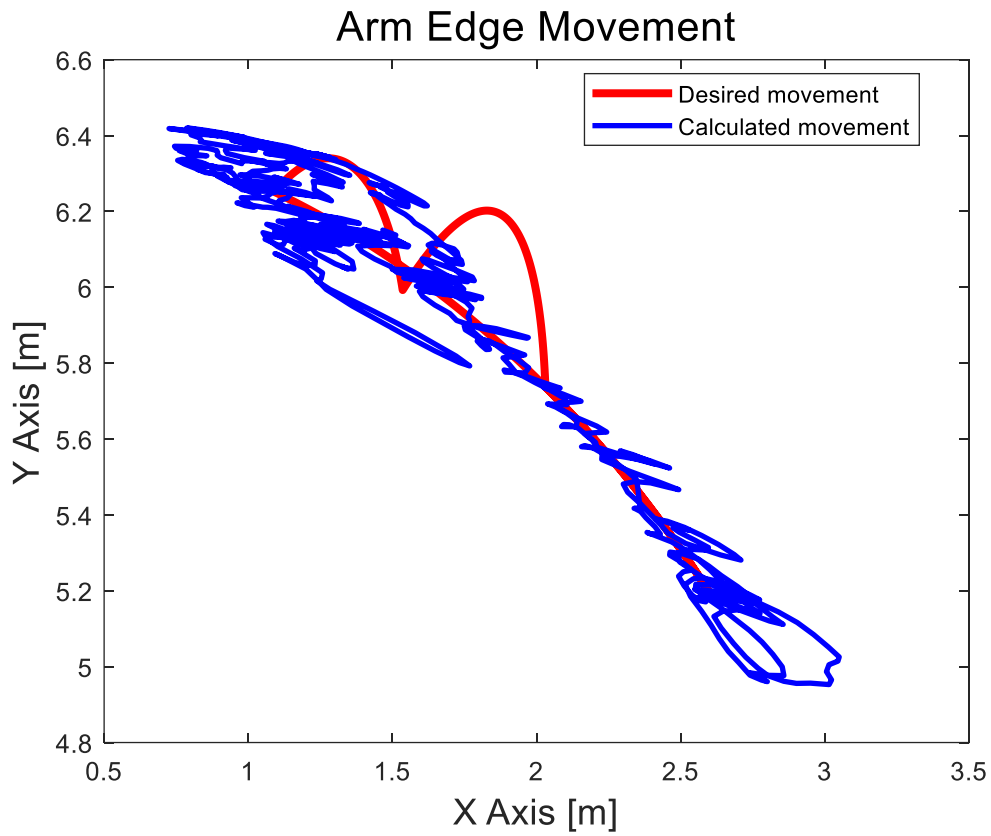

Fig. 34 Conventional PID controller result in arm edge motion (movement1)

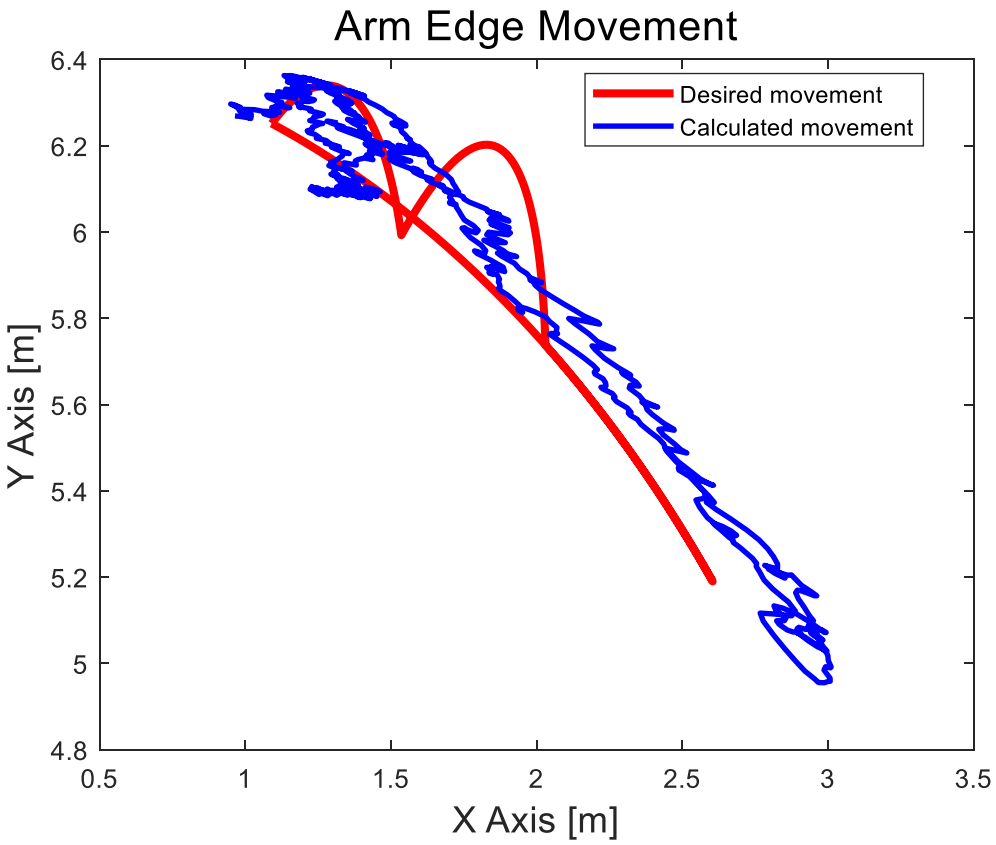

Fig. 35 Proposed model-based controller result in arm edge motion (movement1)

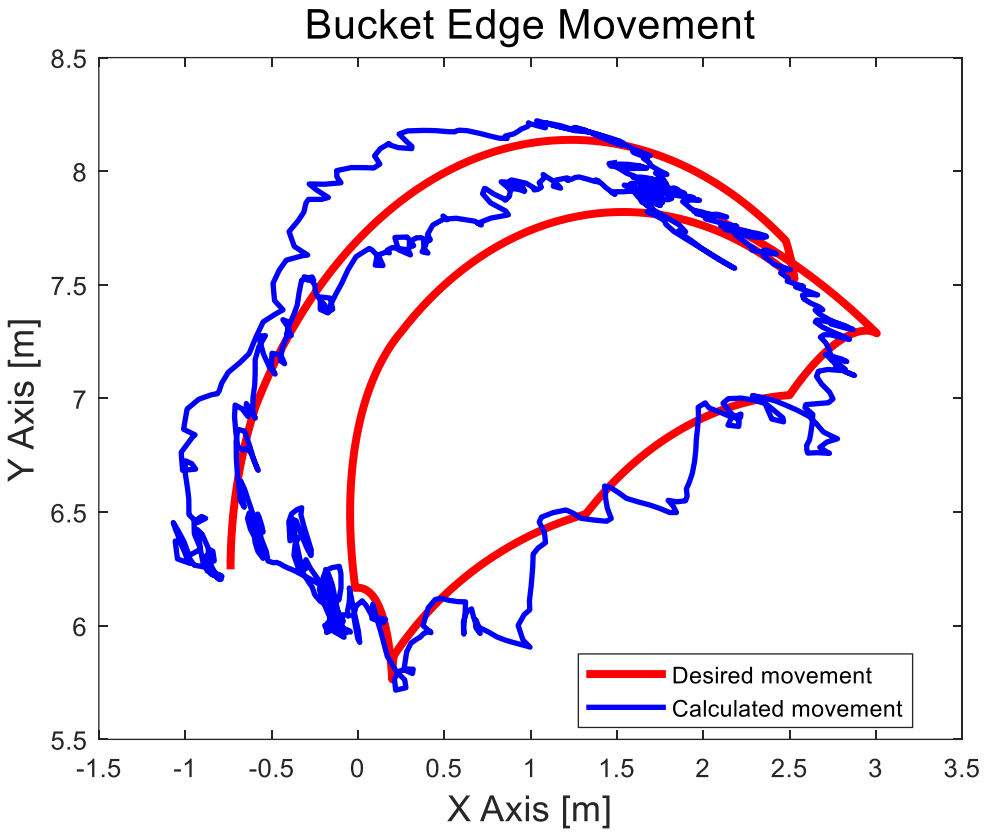

Fig. 36 Conventional PID controller result in bucket edge motion (movement1)

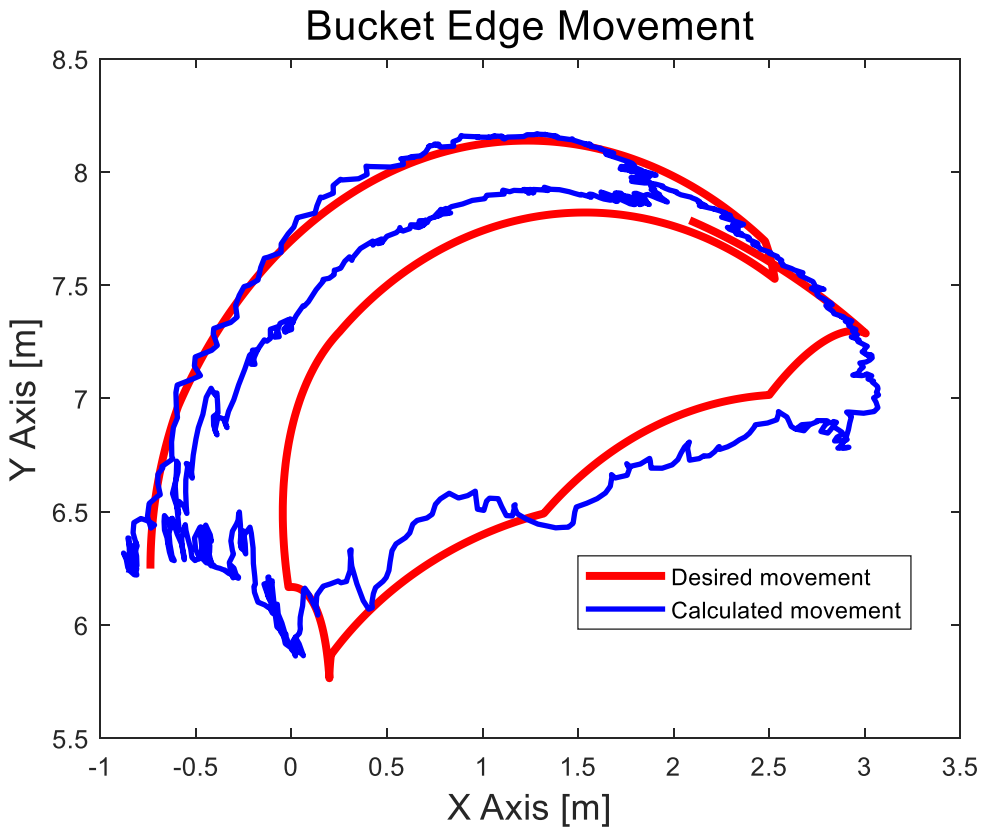

Fig. 37 Proposed model-based controller result in bucket edge motion (movement1)

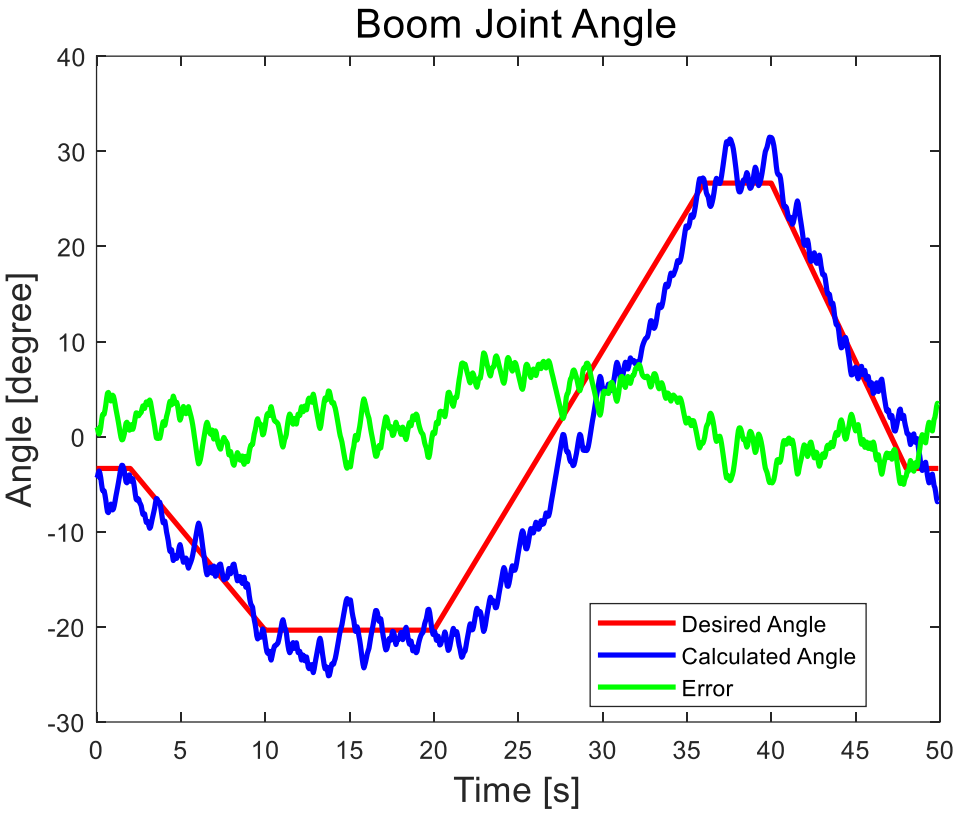

Fig. 38 Conventional PID controller result in boom cylinder (movement2)

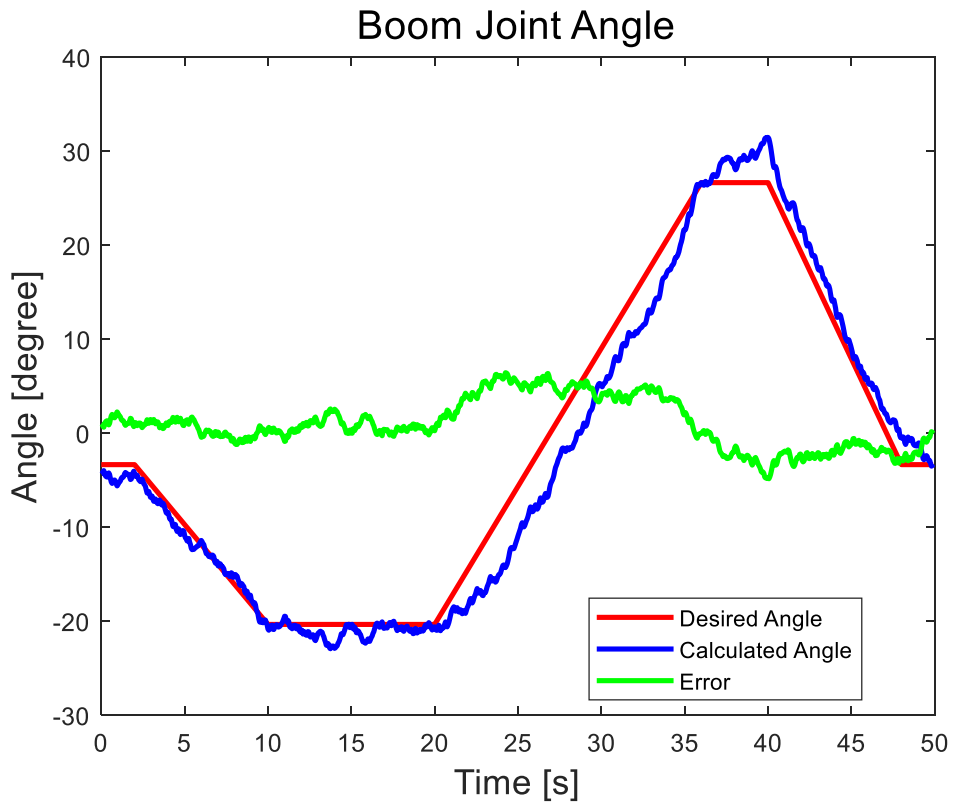

Fig. 39 Proposed model-based controller result in boom cylinder (movement2)

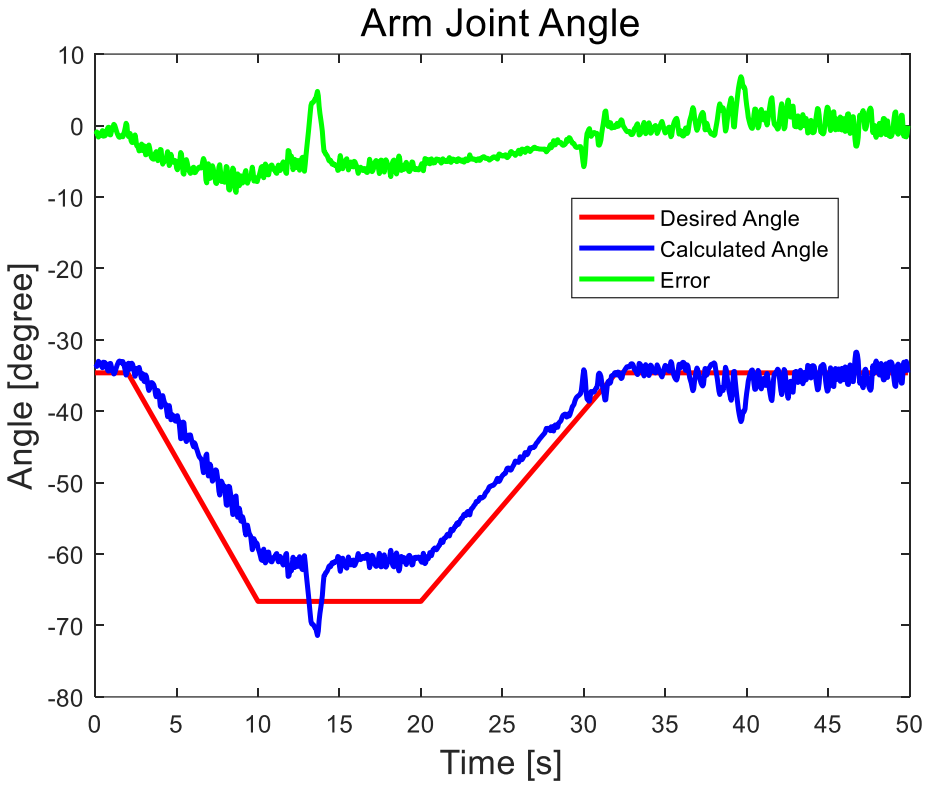

Fig. 40 Conventional PID controller result in arm cylinder (movement2)

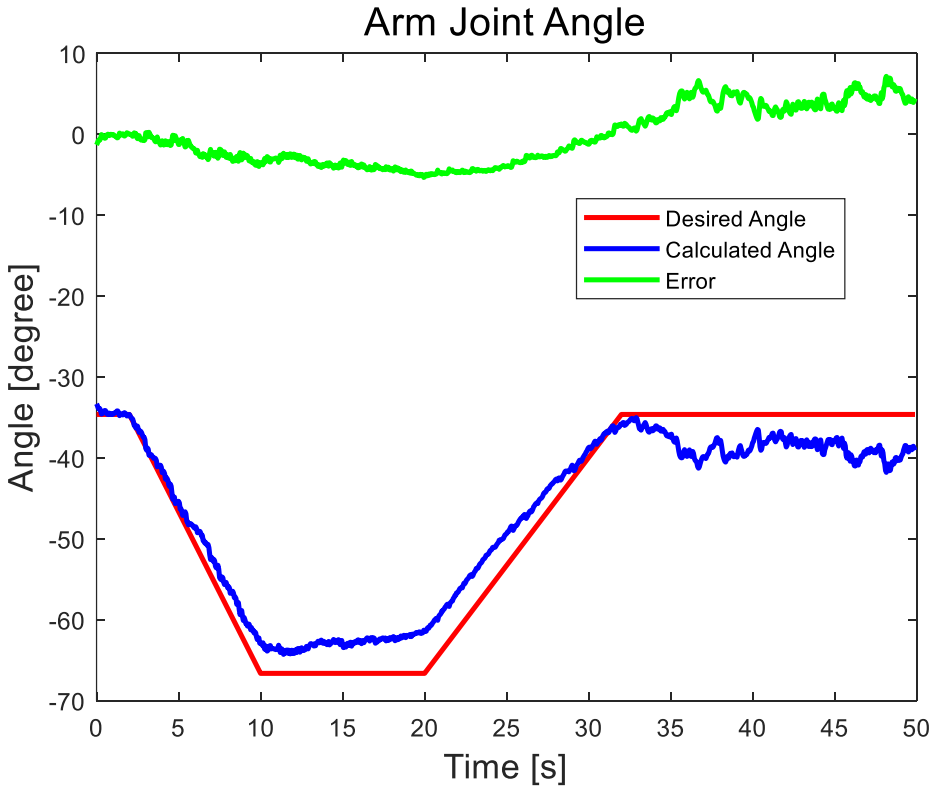

Fig. 41 Proposed model-based controller result in arm cylinder (movement2)

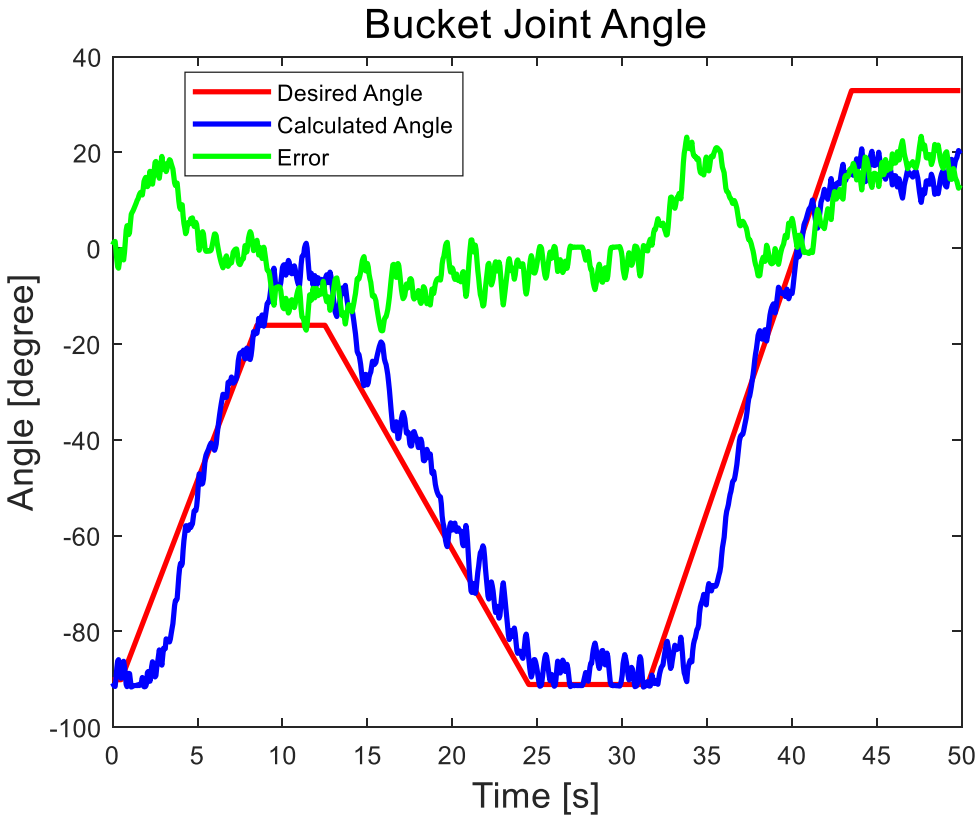

Fig. 42 Conventional PID controller result in bucker cylinder (movement2)

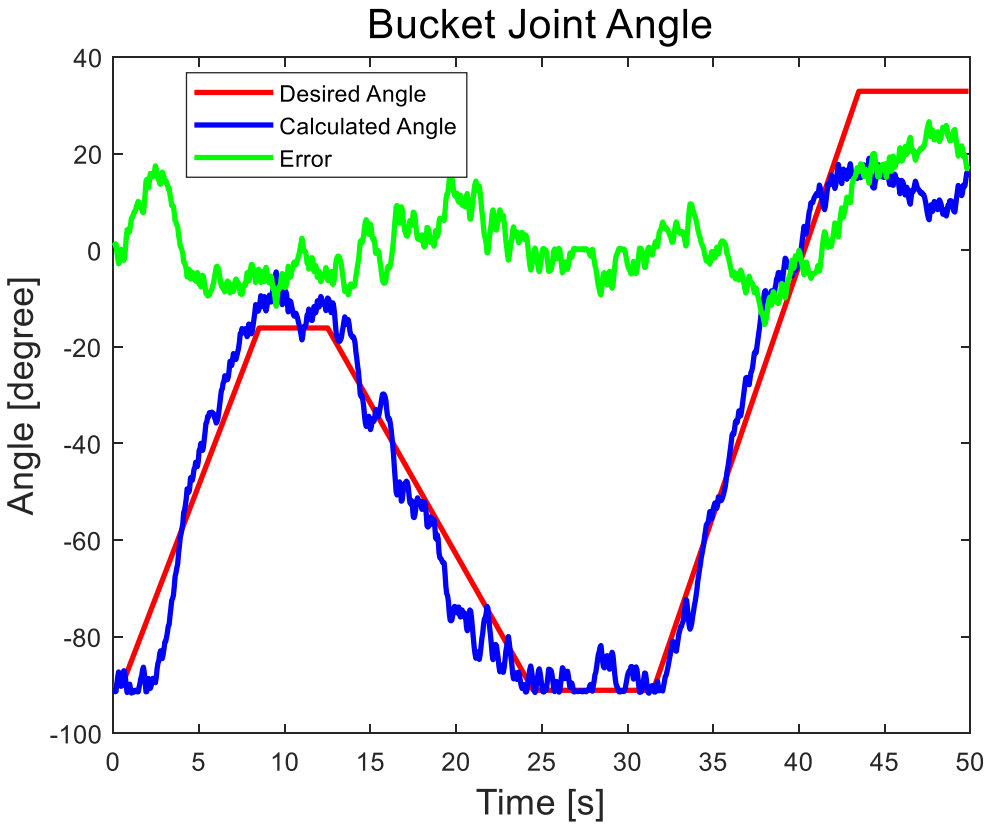

Fig. 43 Proposed model-based controller result in bucket cylinder (movement2)

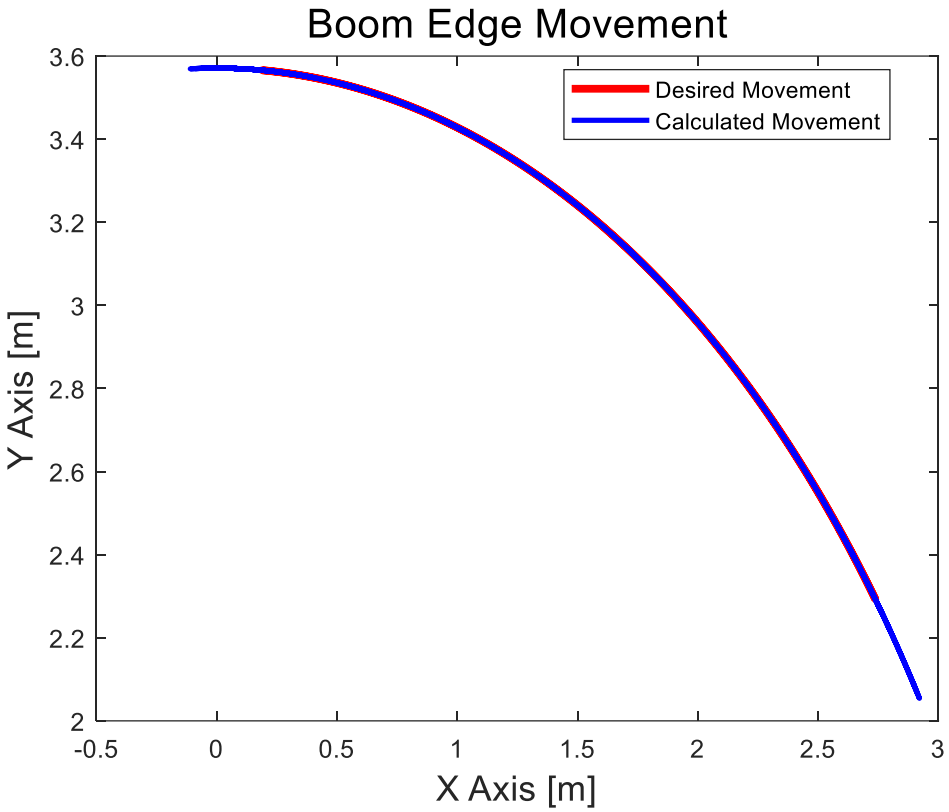

Fig. 44 Conventional PID controller result in boom edge motion (movement2)

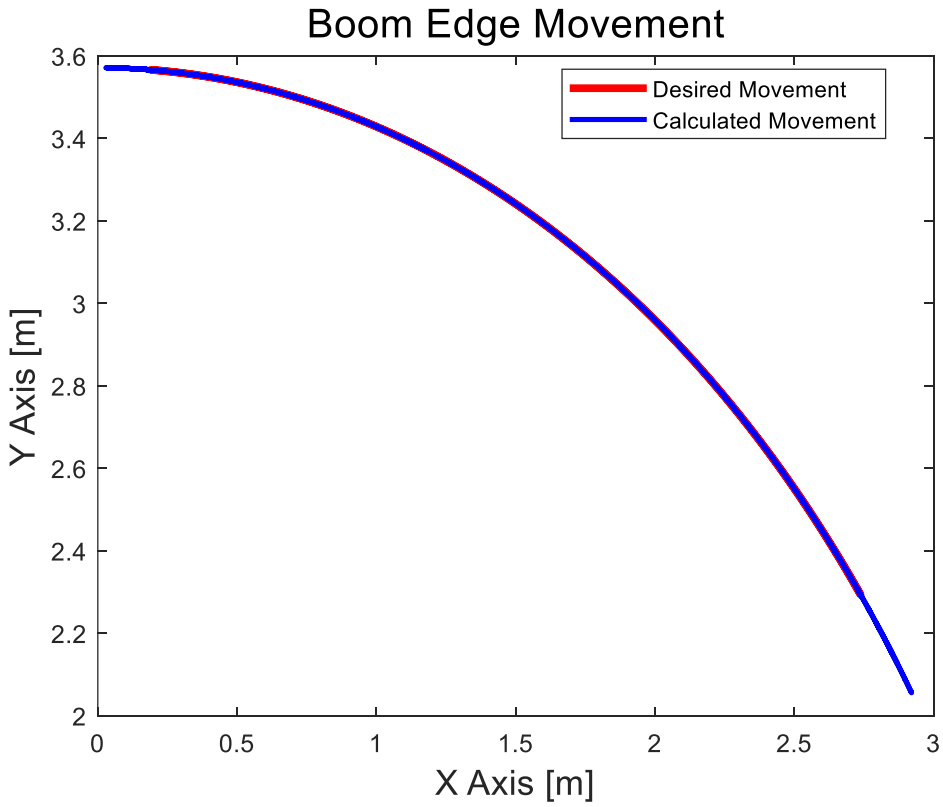

Fig. 45 Proposed model-based controller result in boom edge motion (movement2)

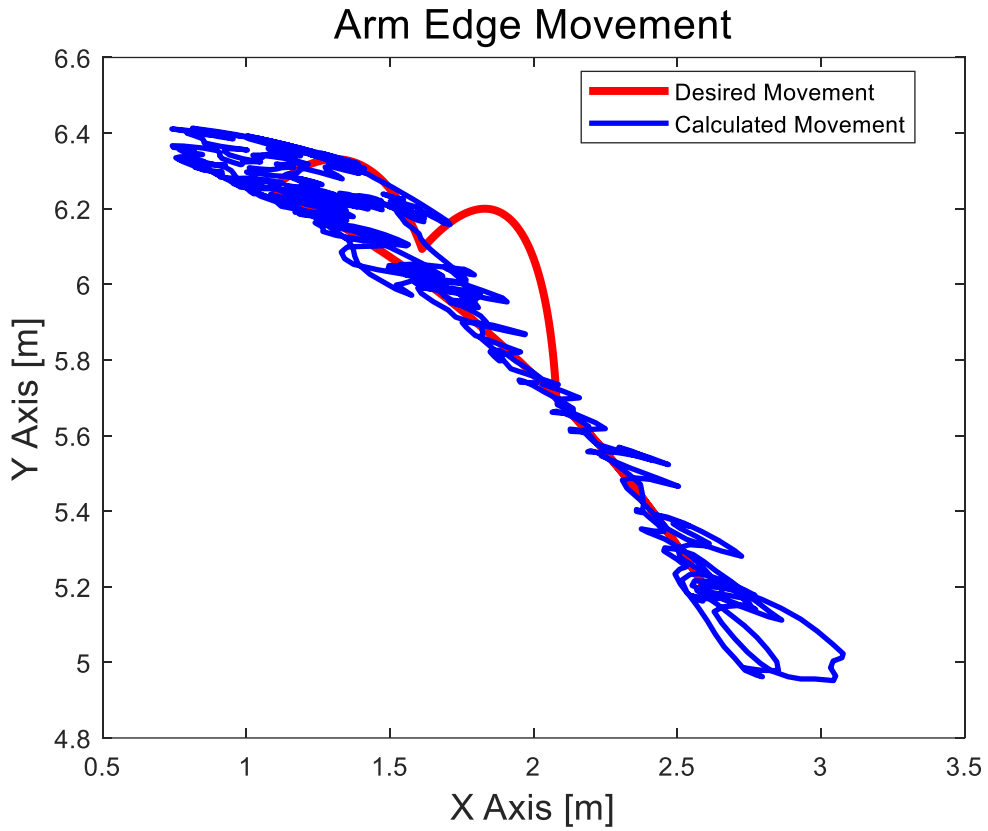

Fig. 46 Conventional PID controller result in arm edge motion (movement2)

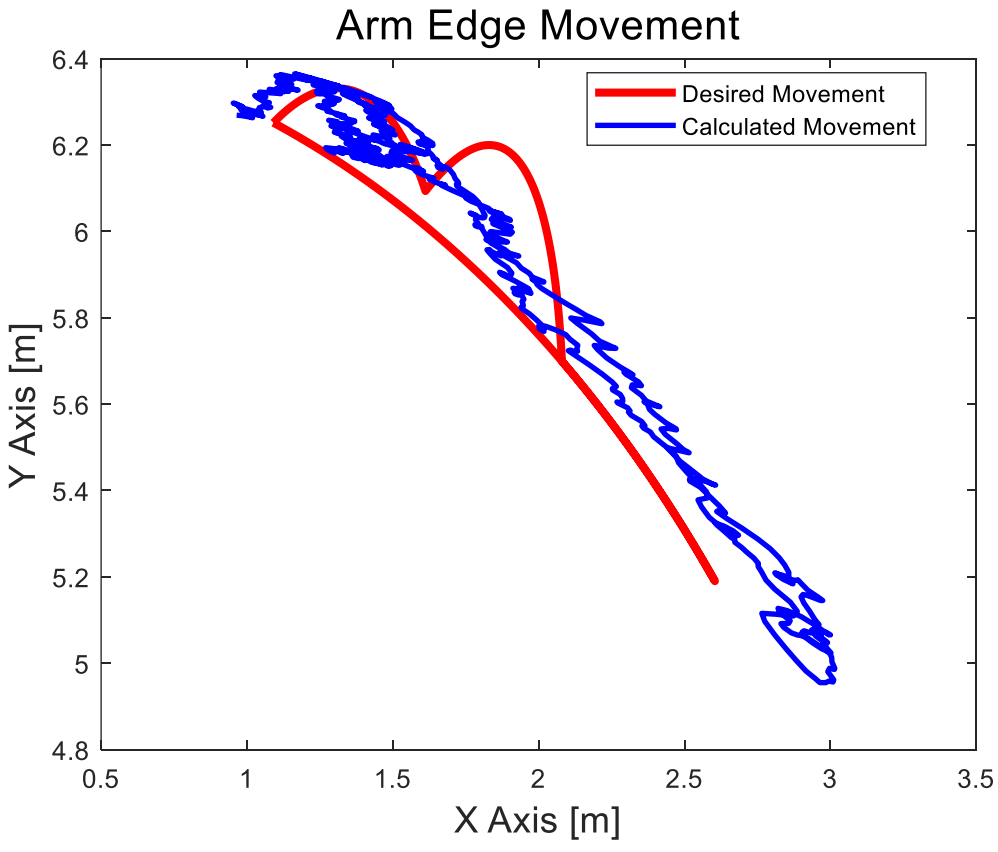

Fig. 47 Proposed model-based controller result in arm edge motion (movement2)

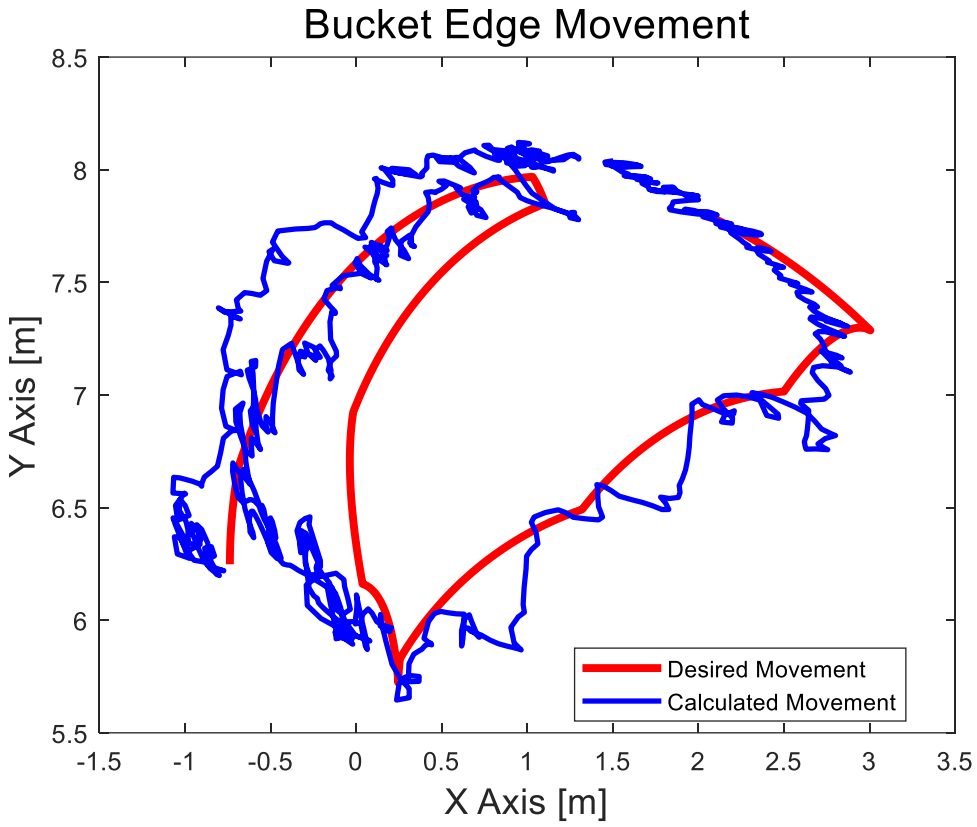

Fig. 48 Conventional PID controller result in bucket edge motion (movement2)

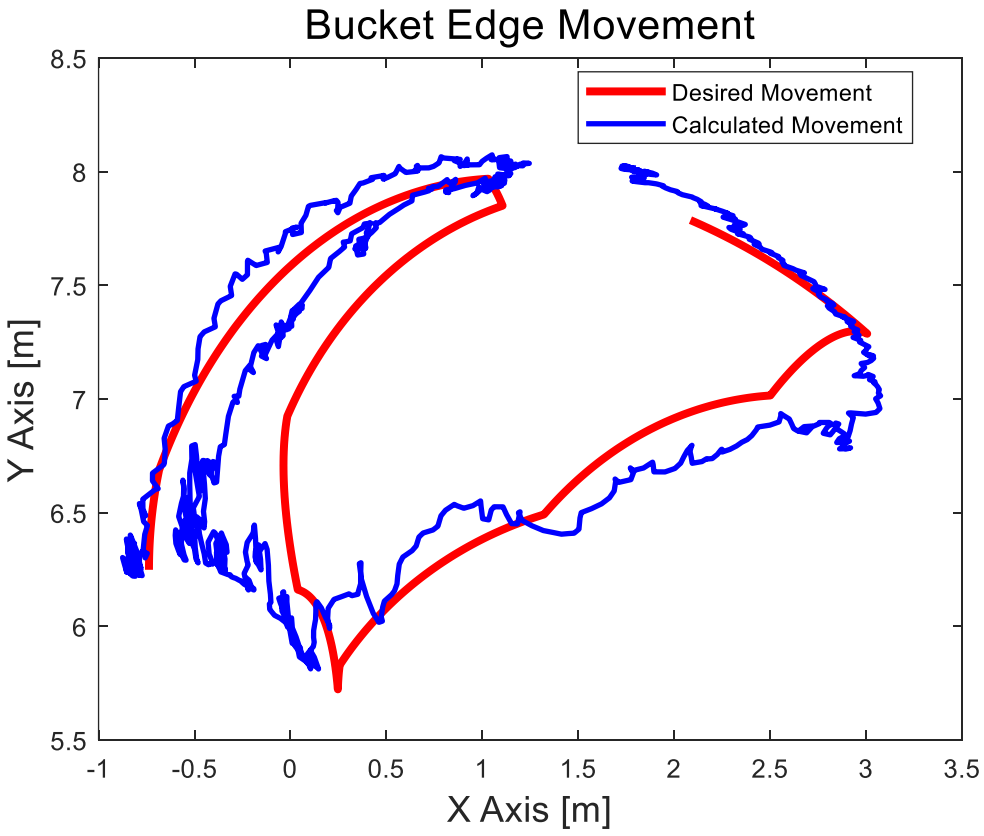

Fig. 49 Proposed model-based controller result in bucket edge motion (movement2)

6. 결 론

본 논문에서는 모델 기반 제어 알고리즘을 이용한 자동 굴착기의 움직임 제어에 관한 연구를 제시한다. 모델 기반 제어기의 설계를 위해서 유압 실린더 내부의 파라미터들이 최소자승법을 기반으로 추정된 실린더 질량, 저항 및 스프링 계수들이 함께 활용된다.

제안된 모델 기반 제어기는 굴착기 작업부 각 파트의 거동 제어에 대하여, 변위 센서 노이즈에 대한 높은 제어 강건성 및 빠른 제어 응답성을 모두 이끌어낸다.

붐, 암 및 버킷의 역기구학 모델은 각각의 끝단 위치를 조절하기 위해 붐 액추에이터의 길이를 조절하는 방식으로 개발되었다. 또한 조인트 각도를 입력 신호를 주어 운전자가 사용하기 더욱 직관적인 알고리즘이 사용된다.

모델 기반 컨트롤러는 참조 각도 신호 참조를 참조 액추에이터 변위로 변환하고 오차 조건과 슬라이딩 변수를 사용하여 제어 신호를 계산하는 전반적인 아키텍처를 기반으로 설계된다. 제어 힘 방정식은 실린더 역학 방정식에 이중 도함수 오차를 통합하여 유도된다. 제어 입력은 -1에서 +1의 범위 내에서 포화되어 모델 기반 컨트롤러 방정식을 완성된다.

최소자승법을 이용한 파라미터 추정은 실린더 역학 모델의 질량, 저항 및 스프링 계수를 결정하는 데 사용된다. 상태 공간 방정식이 적용되었으며 계수는 최소자승법 추정 프로세스를 통해 얻어진다.

실험 결과는 PID 제어기와 제안된 모델 기반 제어기의 성능을 비교하여 제시했다. 두 제어기는 굴착기 시뮬레이션 모델에 연결되었고 각도와 동적 결과를 분석했다. 모델 기반 제어기는 굴착기의 움직임을 효과적으로 제어하는 데 강건성과 효과성을 나타내어 PID 제어기보다 우수함을 입증했다.

최종적으로 본 논문은 전반적으로 건설 장비의 자동화 발전에 기여될 수 있다는 기대감과 함께, 건설 장비의 효율적이고 안정적인 자동화 작업을 위해서 모델 기반 제어 알고리즘이 어떠한 효과를 가져올 수 있는지를 보여준다.

본 연구는 건설 장비의 자동화 발전에 기여하며 효율적이고 신뢰성 있는 운영을 위한 모델 기반 제어 알고리즘의 중요성을 강조한다. 연구 결과는 이러한 알고리즘을 현실 건설 기계에 적용하여 성능, 에너지 효율성 및 운영 편의성을 향상시킬 수 있는 잠재적인 이점을 강조하고 있다. 추가적인 연구와 실험을 통해 건설 기계의 자동화 및 제어 시스템을 더욱 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

[1] Bender F. A., Göltz S., Bräunl T. and Sawodny O., "Modeling and Offset-Free Model Predictive Control of a Hydraulic Mini Excavator," IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, Vol. 14, No. 4, pp. 1682~1694, 2017.

[2] Jose J. T., Das J. and Mishra S. K., "Dynamic Improvement of Hydraulic Excavator Using Pressure Feedback and Gain Scheduled Model Predictive Control," IEEE Sensors Journal, Vol. 21, No. 17, pp. 18526~18534, 2021.

[3] Kwon T., Lee S., Sul S., Park C., Kim N., Kang B. and Hong M., "Power Control Algorithm for Hybrid Excavator with Supercapacitor," IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 46, No. 4, pp. 1447~1455, 2010.

[4] Honegger M. and Corke P., "Model-based control of hydraulically actuated manipulators," 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), IEEE, pp. 2553~2559, 2001.

[5] Tomatsu T., Nonaka K., Sekiguchi K. and Suzuki K., "Model predictive trajectory tracking control for hydraulic excavator on digging operation," 2015 IEEE Conference on Control Applications (CCA), IEEE, pp. 1136~1141, 2015.

[6] Wind H., Renner A., Bender F. A. and Sawodny O., "Trajectory Generation for a Hydraulic Mini Excavator using Nonlinear Model Predictive Control," 2020 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT), IEEE, pp. 107~112, 2020

[7] Zweiri Y. H., Seneviratne L. D. and Althoefer K., "Model-based automation for heavy duty mobile excavator," 2002 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, IEEE, pp. 2967~2972, 2002.

[8] Cho S., Yoo S. and Park C., “Improving Fuel Efficiency of a Hybrid Excavator,” Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, Vol. 39, No. 2, pp. 211~217, 2015.

[9] M. Lee, H. Choi, C. Kim, J. Moon, D. Kim and D. Lee, "Precision Motion Control of Robotized Industrial Hydraulic Excavators via Data-Driven Model Inversion," in IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 7, no. 2, pp. 1912-1919, April 2022

[10] S. Wakitani et al., "Study on Control System Design based on Smart Model Based Development Approach and its Application for a Hydraulic Excavator," 2022 IEEE International Symposium on Advanced Control of Industrial Processes (AdCONIP), Vancouver, BC, Canada, 2022

[11] F. A. Bender and O. Sawodny, "A predictive driver model for the virtual excavator," 2014 13th International Conference on Control Automation Robotics & Vision (ICARCV), Singapore, pp. 187-192, 2014.

[12] P. Egli and M. Hutter, "Towards RL-Based Hydraulic Excavator Automation," 2020 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Las Vegas, NV, USA, pp. 2692-2697, 2020.

[13] J. Weigand et al., "Hybrid Data-Driven Modelling for Inverse Control of Hydraulic Excavators," 2021 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Prague, Czech Republic, pp. 2127-2134, 2021.

[14] H. Feng, C. Yin, H. Yu and D. Cao, "Robotic Excavator Identification Model Based on Recursive Least Squares Algorithm with Forgetting Factor," 2019 International Conference on Advances in Construction Machinery and Vehicle Engineering (ICACMVE), Changsha, China, pp. 352-356, 2019.

[15] S. Tafazoli, P. D. Lawrence and S. E. Salcudean, "Identification of inertial and friction parameters for excavator arms," in IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 15, no. 5, pp. 966-971, Oct. 1999.

[16] Y. Zhu, L. Wang and L. Zhang, "Excavation of Fragmented Rocks with Multi-modal Model-based Reinforcement Learning," 2022 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Kyoto, Japan, pp. 6523-6530, 2022.

[17] J. Muller, M. Schneider and M. Hiller, "Modeling, simulation, and model-based control of the walking machine ALDURO," in IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 5, no. 2, pp. 142-152, June 2000.