

도로경계석 작업을 위한 집게장치 개발에 관한 연구

김용석*, 이창돈⁺, 한현용⁺⁺, 박성호⁺⁺⁺, 양순용⁺⁺⁺⁺

(논문접수일 2008. 7. 6, 심사완료일 2008. 9. 22)

A Study on Development of the Tongs Apparatus for Curbstone

Yong-Seok Kim*, Chang-Don Lee⁺, Hyeon-Yong Han⁺⁺, Sung-Ho Park⁺⁺⁺, Soon-Young Yang⁺⁺⁺⁺

Abstract

In this research, it has been developed the tongs mechanism by a friction force for curbstone working. This tongs apparatus was formed to grip and rotate the rectangular curbstone. Specification of this tongs apparatus has been determined by considering a loading weight and reversal load preventing reversal of 1.5 ton excavator. And, specification of the linear actuator has been determined with considering mechanical structure and the operation power demanded by the grip pad friction of tongs apparatus. The safety of the part has been examined from the 3D numerical simulation of the tongs apparatus. The operation system has been arranged to grip and rotate curbstone by on-off switching. The prototype has been established to carry out experiment after installing 1.5 ton excavator.

Key Words : Curbstone(도로경계석, 연석), Excavator(굴삭기), Hydraulic(유압장치), Tongs apparatus(집게장치), Grip device(파지장치), Friction force(마찰력)

1. 서론

필드 로봇(field robot)은 인간을 대신하여 위험하거나 반복적이고 힘든 일을 수행할 수 있는 기계를 의미하며 대표적인 것이 유압 굴삭기(hydraulic excavator)이다. 유압굴삭기는

기계 자체가 갖는 기구학적 유연성과 유압을 이용한 고출력 때문에 재료 작업이나 굴삭 작업 등을 위해 건설, 농업, 임업, 해저 그리고 중공업 등 다양한 옥외작업에서 그 역할과 기능이 확대되고 있다.

뿐만 아니라 매니퓰레이터의 말단 작동기(end-effector)의

* 울산대학교 대학원 기계자동차공학과

+ 울산대학교 BK21 지능형자동차부품개발팀 신진연구인력

++ 순해대학 의료공학과

+++ 경일대학교 기계자동차학부

++++ 교신저자, 울산대학교 기계자동차공학부 (soonyy@ulsan.ac.kr)

주소: 680-749 울산광역시 남구 무거2동 산29 남울산우체국 사서함18호 울산대학교 공학23호관 105호

기능에 따라 다양한 작업의 수행이 가능하여 말단 작동기의 개발에 대한 관심 또한 높아지고 있다.

현재 유압굴삭기에 부착하여 사용하는 대표적인 말단 작동기에는 파쇄기(crusher)와 집게장치(tongs apparatus)가 있다. 집게장치는 형상에 따라 그랩형(grapple), 포크형(fork), 텀버형(thumbs) 등으로 분류되고 있으며 이러한 집게장치들은 다양한 작업에 활용되고 있다.

집게장치의 활용분야로 관심이 높은 곳은 건설현장의 중량물을 취급하는 분야이다. 도시기반시설 조성 및 도로건설 등에서 이루어지는 돌담, 제방, 도로경계석 설치 등의 축조에는 주위에서 흔히 구할 수 있는 다양한 형태의 돌이나 규격화된 석재가 이용되고 있다. 일반적으로 이러한 석재들은 중량물로서 다루기가 쉽지 않다. 종래에는 이러한 중량물을 이동시키고 들어 올려 쌓는 작업은 많은 인원이 동원된 수작업으로 이루어지거나, 크레인 또는 굴삭기 등에 로프로 매달거나 굴삭기의 버킷에 담아서 이동하는 방법 등이 주로 활용되어 왔다.

특히 요즘 들어 도시기반시설 조성중의 일부로 도로의 정비에 있어서 차도와 인도사이의 경계에 석재를 활용한 단장이 활발히 진행되고 있다. 이러한 도로경계석은 기존의 집게장치나 로프 등을 이용하여 작업하는 것은 경계석을 상하게 하는 문제점이 있고 수작업으로 작업하기에는 무거워서 어려움이 있는 작업의 사각지대에 놓여 있다. 또한 경계석 정렬작업을 위해서 큰 장비를 활용하는 것은 낭비이다. 따라서 소형 굴삭기를 활용한 도로경계석을 파지하여 옮기고 정렬할 수 있는 작업장치의 개발이 요구된다.

도로경계석(연석(緣石):curbstone)을 파지(grip)하고 운반하는 작업장치는 정형화된 육면체의 경계석을 파지할 경우 경계석에 흠집을 내지 않아야하고 파지 후 이동 중에도 안정성이 있어야한다. 또한 바닥에 놓인 경계석을 파지할 때도 자연스럽게 파지가 이루어져야한다. 주로 목재 등의 작업에 활용되고 있는 그랩형 집게장치⁽¹⁾나 쓰레기 소각용으로 주로 사용되는 포크형⁽²⁾ 그리고 불규칙한 돌 쌓기 작업 등에 활용되는 텀버형⁽³⁾과 같은 메커니즘의 집게구조는 경계석의 작업에 적용하는 것은 어려움이 따르고 있다.

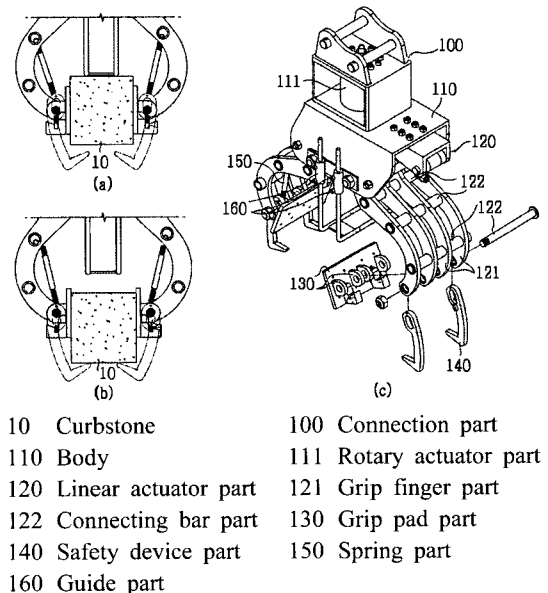
본 연구에서는 소형 유압굴삭기를 활용한 도로경계석을 파지하고 이동하여 정렬할 수 있는 경계석을 위한 집게 장치에 있어서 마찰력을 이용한 그랩형 집게장치의 메커니즘을 제안하고 설계하여 프로토타입의 제작과 시험운전을 통하여 현장 적용성을 검증하고자 한다.

2. 집게장치의 설계제작 및 실험

2.1 집게장치의 설계

본 연구에서는 실험굴삭기(1.5톤)의 최대로드하중과 굴삭기의 기구학적 형상에 따른 전도하중을 고려하여 집게장치의 작업가능하중(이하 인양하중)을 산출하고 이에 따라 집게장치의 작업가능 크기(이하 집게 폭)의 경계석 사양을 선정하였다. 그리고 경계석의 형상은 직육면체로 한정하였다. 집게장치의 구조는 그랩형 메커니즘으로 경계석을 파지하고 선화시킬 수 있도록 하였다. 경계석의 파지는 경계석과 그랩패드사이의 마찰력을 이용하였다. 집게 구조는 유압실린더의 작은 스트로크에도 그립부분이 크게 벌어지는 확장구조로 하였다. 또한 받침대에 놓인 경계석뿐만 아니라 바닥에 놓인 경계석도 파지가 가능한 구조로 하였다. 그리고 경계석과 그랩패드사이의 미끄러짐으로 발생할 수 있는 안전문제를 고려하여 안전장치가 부착된 구조로 하였다⁽⁴⁾.

집게장치의 파지력을 집게장치의 기구학적인 메커니즘과 그랩패드 마찰력과의 관계로부터 산출하여 선형 액추에이터로 사양을 선정하였다. 그리고 경계석을 파지 후 선화는 로터리 액추에이터를 적용하였다. 이러한 개념적 설계사양에 따른 집게장치의 구성과 명칭은 Fig. 1과 같다.



- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| 10 Curbstone | 100 Connection part |
| 110 Body | 111 Rotary actuator part |
| 120 Linear actuator part | 121 Grip finger part |
| 122 Connecting bar part | 130 Grip pad part |
| 140 Safety device part | 150 Spring part |
| 160 Guide part | |

Fig. 1 Schematic diagram of tongs apparatus

2.2 장치의 기구적 모델링

실험굴삭기(1.5톤)의 로드하중과 기구학적 형상에 따른 전도 하중을 고려한 인양하중을 산출하기 위하여 작업장치붐(boom), 암(arm), 버킷(bucket)에 대하여 기구적으로 모델링하였다⁽⁵⁾. 기구적 모델링을 위한 좌표계를 도시하면 부록 [A1]과 같다.

또한 집게장치의 요구 파지력에 따른 액추에이터(actuator) 사양 결정을 위해 집게장치의 기구형상을 수학적으로 모델링하였다. 집게장치의 파지력은 파지물체의 크기에 따라 달라지므로 이를 고려하였다. 기구적 모델링을 위한 집게장치의 좌표계는 Fig. 2와 같고 (a)는 좌측 그림핑거의 끝단좌표계의 설정을 나타내고, (b)는 우측 그림핑거 끝단좌표계의 설정을 나타낸다.

액추에이터의 작용에 의한 좌측그립의 궤적의 위치좌표는 식 (1), 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\theta_{14} = \cos^{-1} \left[\frac{L_{11} + L_{13} - (L_{1y} + L_{st})^2}{2 \cdot L_{11} \cdot L_{13}} \right]$$

$$\theta_{11} = \theta_{13} + \theta_{14}$$

$$x_{11} = L_{11} \cdot \cos(\theta_{11})$$

$$y_{11} = L_{11} \cdot \sin(\theta_{11})$$

$$x_{12} = L_{12} \cdot \cos(\theta_{11} + \theta_{12}) \quad (1)$$

$$y_{12} = L_{12} \cdot \sin(\theta_{11} + \theta_{12}) \quad (2)$$

액추에이터의 작용에 의한 우측그립의 궤적 위치좌표는 식 (3)과 식 (4)와 같이 표현된다.

$$x_{23} = L_{23} \cdot \cos(\theta_{11} + \theta_{12} + \theta_{15})$$

$$y_{23} = L_{23} \cdot \sin(\theta_{11} + \theta_{12} + \theta_{15})$$

$$\theta_{23} = \cos^{-1}(-y_{23}/L_{23})$$

$$L_{25} = \sqrt{L_{23}^2 + L_c^2 - 2L_{23} \cdot L_c \cdot \cos(\theta_{27})}$$

$$\theta_{24} = \cos^{-1} \left(\frac{L_{24} + L_{25} - L_{21}^2}{2L_{24} \cdot L_{25}} \right)$$

$$\theta_{25} = \cos^{-1} \left(\frac{L_{23} + L_{25} - L_c^2}{2L_{23} \cdot L_{25}} \right)$$

$$\theta_{26} = \theta_{25} - \theta_{24}$$

$$L_{26} = \sqrt{L_{23}^2 + L_{24}^2 - 2L_{23} \cdot L_{24} \cdot \cos(\theta_{26})}$$

$$\theta_{28} = \cos^{-1} \left(\frac{L_{23} + L_{26} - L_{24}^2}{2L_{23} \cdot L_{26}} \right)$$

$$x_{26} = L_{26} \cdot \cos(\theta_{11} + \theta_{12} + \theta_{15} + \theta_{28})$$

$$y_{26} = L_{26} \cdot \sin(\theta_{11} + \theta_{12} + \theta_{15} + \theta_{28})$$

이로부터 우측 그림의 고정 피봇점을 새로운 좌표계로 설정 변환하면,

$$x_{21} = -128 + x_{26}$$

$$y_{21} = y_{26}$$

$$\theta_{21} = -180 + \cos^{-1}(y_{21}/L_{21})$$

$$x_{22} = L_{22} \cdot \cos(\theta_{21} + \theta_{22}) \quad (3)$$

$$y_{22} = L_{22} \cdot \sin(\theta_{21} + \theta_{22}) \quad (4)$$

여기에서, 변수의 좌측 아래첨자 1과 2는 각각 좌측그립

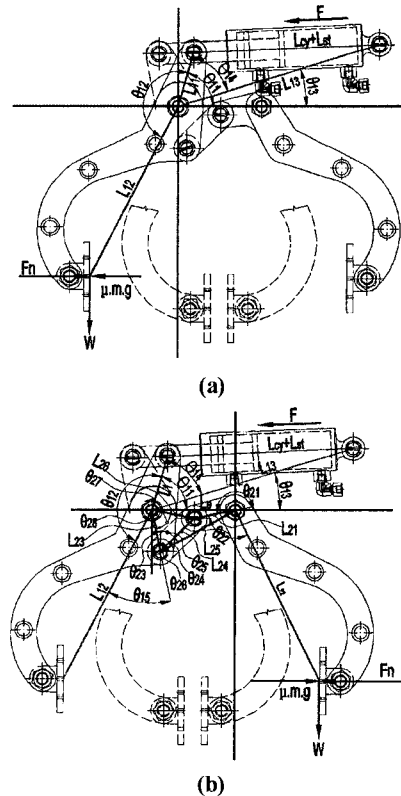


Fig. 2 Coordinate system of tongs apparatus

과 우측그립을 의미하고 우측 아래첨자는 위치를 나타낸다.

파지대상물인 경계석과 집게장치 그림패드사이의 마찰계수에 따른 인양하중을 고려한 집게장치에 요구되는 파지력은 식 (5)로부터 산출할 수 있다.

$$F_n = \frac{F_g}{\mu} \quad (5)$$

여기서, F_g 는 정지마찰력(인양하중: kgf), F_n 은 수평항력(파지력: kgf), μ 는 마찰계수를 나타낸다.

2.3 시뮬레이션 결과 및 고찰

실험굴삭기(1.5톤)의 수학적 모델링을 통한 작업 반경에 따른 어태치먼트의 무게중심 변화의 궤적을 검토하였다.

작업높이를 일정하게 유지하고 작업반경의 변화에 따른 어태치먼트의 궤적은 Fig. 3과 같다.

붐, 암, 버킷의 작업 선회각도의 최소 및 최대에 따른 전후 방향 최소작업반경은 기준좌표 축으로부터 1.08m, 최대작업반경은 기준좌표 축으로부터 2.4m까지 가능하였다. 이러한 작업반경의 궤적변화에 따른 실험굴삭기의 인양하중은 Fig. 4와 같다.

시험굴삭기의 작업 반경에 따른 안전한 최대 인양하중은 290kgf로 나타났다. 이 하중은 집게장치가 파지할 경계석의 크기를 결정하는데 적용되어 진다.

본 연구에서 경계석재료는 화강암(경석)을 적용하였다⁽⁶⁾. 그리고 경계석의 규격은 폭(250mm), 높이(250mm), 길이(1000mm), 무게는 약160kgf인 것을 기준으로 하였다. 그리고 집게장치의 자체무게를 약90kgf으로 가정하여 집게장치의 최대 인양하중을 200kgf로 결정하였다. 이러한 조건으로부터 집게 폭을 산출하면 282.8mm가 된다. 따라서 집게장치의 최대 집게 폭은 300mm로 선정하였다.

실린더에 공급되는 시스템 압력으로부터 그림 패드면의 파지력 계산을 위해 실린더의 스트로크에 따라 변화하는 그림 끝단의 좌표계산을 위한 집게장치의 기구적 모델링에 따른 집게장치의 궤적은 Fig. 5와 같다. 집게장치의 파라미터는 부록 [A2]에 나타내었다.

Fig. 5로부터 액추에이터의 스트로크와 집게장치 그림의 벌어지는 폭의 비는 4.892임을 알 수 있다. 이로부터 집게장치 작업가능 폭 300mm를 적용하면 요구되는 액추에이터의 실린더 스트로크는 약62mm이다.

액추에이터에서 요구되는 작용력은 그림핑거의 피봇 지점을 기준한 실린더의 작용점과 경계석을 파지하는 그림패

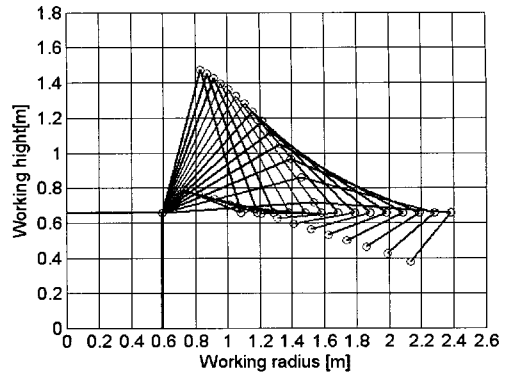


Fig. 3 Trajectory of boom, arm, and bucket according to working radius

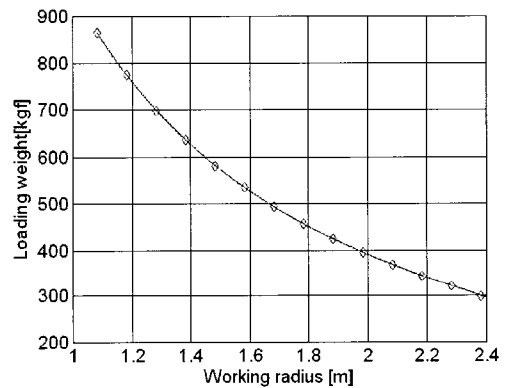


Fig. 4 Available working load of test excavator according to working radius

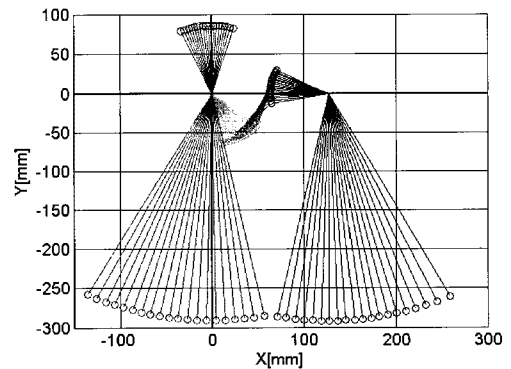


Fig. 5 Trajectory of tongs apparatus by mechanical modeling

드의 작용점간의 모멘트평형으로부터 산출할 수 있다. 그리

고 그림패드와 경계석간의 마찰계수에 따라 결정되어 진다. 경계석의 폭은 250mm, 무게는 200kgf로 일정하게 유지한 경우 마찰계수에 따른 수치해석에 의한 액추에이터에 요구되는 작용력은 Fig. 6과 같다. 그리고 CATIA V5와 인터페이스를 통한 MSC사의 SimDesigner Motion(SMO)⁽⁷⁾을 활용한 시뮬레이션 결과는 Fig. 7과 같다. 그리고 두 결과로서 상사됨을 알 수 있다.

본 연구에서 그림패드의 마찰제로 적용할 일반 브레이크 라이닝의 마찰계수는 0.3~0.4로 알려져 있다⁽⁸⁾. 이를 고려한 Fig. 6과 Fig. 7의 그래프로부터 200kgf의 물체를 파지하기 위해서 액추에이터에서 요구되는 실린더 힘은 1톤 이상이 됨을 알 수 있다. 본 집게장치의 선회작업을 위해서는 로터리 액추에이터가 필요하며, 이 로터리 액추에이터는 축 방향으로 많은 하중이 걸리게 되므로 이에 적합한 형식의 선정이 요구된다.

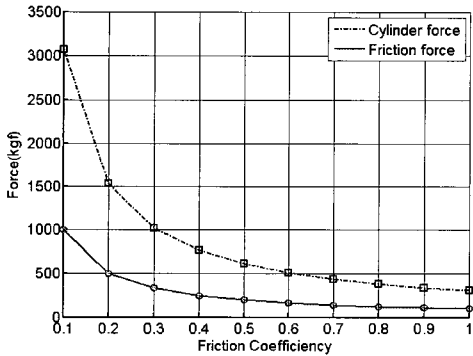


Fig. 6 Relation of cylinder force and friction coefficient

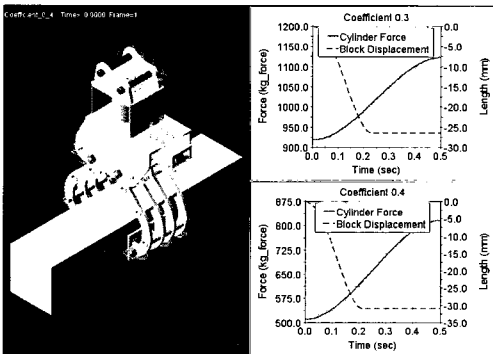


Fig. 7 Relation between cylinder force and friction coefficient by numerical simulation

다음은 본 집게장치의 설계에 있어서 취약할 것으로 예상되는 각 구조물에 대하여 강도해석을 수행하였다. 해석 수행은 3D-CAD인 CATIA V5와 인터페이스를 통한 MSC사의 SimDesigner Linear Analysis(MD Nastran)⁽⁹⁾을 활용하였다. 강도해석을 위한 작용하중은 마찰력을 고려한 실린더 요구출력의 2배로 가정하여 수행하였다. 해석수행결과는 Fig. 8과 같다. 해석 파라미터는 부록 [A3]과 같다.

Fig. 8에서 Case (a)는 집게 그림핑거를 3개로 하였을 때 폰미서서 응력(Von Mises stress: 이하 항복응력)을 나타내고, 이는 312MPa로 재료의 항복강도보다 큰 값을 가져 항복응력에 근거한 파단에 대해 안전하지 못함을 보여주고 있다⁽¹⁰⁾.

Case (b)는 Case(a)를 보완설계 하여 그림핑거를 4개로 하였을 때 항복응력을 나타내고, 이는 222MPa로 재료의 항복강도보다 작은 값을 가져 파단에 대해 안전하게 설계되었음을 나타낸다.

Case (c)는 그림핑거, 로터리 액추에이터 그리고 선형 액추에이터를 조립하였을 때 베이스에 발생하는 항복응력을 나타내고, 이는 333MPa로 재료의 항복강도보다 큰 값을 가져 안전영역에 있지 못함을 보여주고 있다.

Case (d)는 Case (c)에서 조립용 볼트에 발생하는 항복응

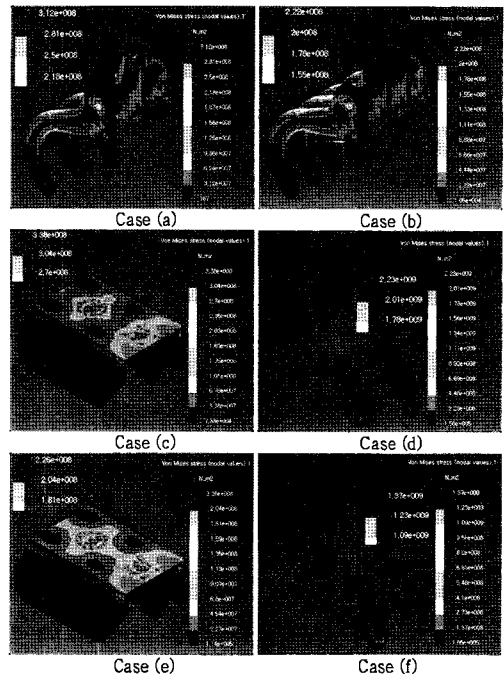


Fig. 8 Results of a strength analysis

력을 나타내고, 이는 2.23GPa로 재질의 항복강도보다 아주 큰 값을 가져 안전하지 못함을 보여주고 있다.

Case (e)는 Case (c)에서 베이스의 두께를 2mm 증가시켰을 때 베이스에 발생하는 항복응력을 나타내고, 이는 262MPa로 재질의 항복강도와 유사하게 나타나고 있다. 대책으로 시제품제작 시 재료를 SM45C(항복강도 343MPa)로 사용하였다⁽¹¹⁾.

Case (f)는 Case (d)에서 볼트 체결부에 와셔를 보강하고 볼트의 재질을 고강도(항복강도 834MPa)로 바꾸었을 때 볼트에 발생하는 항복응력을 나타내고, 이는 1.93GPa로 볼트 와셔의 항복강도 이상으로 나타나 안전하지 못함을 보이고 있다. 그러나 Case (e)와 Case (f)에 있어서 최대응력 발생부위가 볼트 홀과 와셔의 모서리부로 확인되고 있고, 가한하중이 기준하중의 2배인 것을 고려하여 설계변경을 하지 않기로 하였다.

이상에서, 본 도로경계석 작업을 위한 집게장치의 개발사양을 정리하면 Table 1과 같고, 개발사양에 따른 3D-CAD 모델은 Fig. 9와 같다.

2.4 구동 시스템 설계

본 연구에서는 파일럿 실험을 위한 구동시스템으로 솔레노이드 밸브를 제어하는 단순 on-off 시스템으로 구성하였다.

구동을 위한 공급압력(source pressure)은 Fig. 10에 나타난 바와 같이 실험대상 장비인 1.5톤 굴삭기의 브레이크 사용을 위한 여유포트인 A7과 B7의 유압을 입출력으로 사용하였다.

굴삭기의 메인압력이 210bar이고, 집게구동 선형 액추에이터의 사용 최대압력이 165bar이므로 165bar의 릴리프밸브를 사용하였다. 선형액추에이터와 로터리 액추에이터에 각각 방향제어밸브를 적용하였고, 방향제어밸브는 솔레노이드 방식을 채택하였다. 구동시스템의 유압회로를 도시하면 Fig. 10과 같다.

유압시스템의 제어는 방향제어밸브의 솔레노이드에 선택적으로 전원을 공급함으로써 원하는 작동이 이루어질 수 있도록 PCB를 설계하였다. 이에 필요한 전원은 실험굴삭기의 인버터에서 공급받도록 하였고, 인버터에서 나온 전원은 SMPS(Switching Mode Power Supply)를 이용해 다시 24V의 전압으로 감압시켜, 이를 미니 파워 릴레이와 로터리 스위치를 통해서 선택적인 구동을 가능하게 하였다. 모든 선택 표시기에는 LED를 동시에 작동시켜 조작부에서 선택여부와 이상 유무를 확인할 수 있도록 하였다.

조작부는 크게 주 on-off 스위치와 3개의 3단 로터리 스위

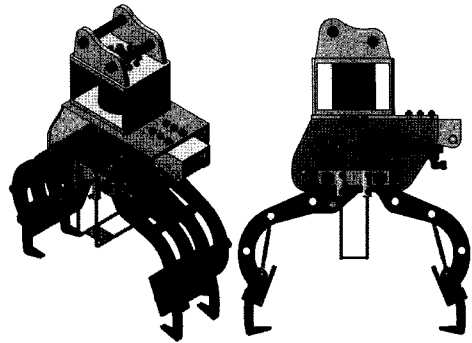


Fig. 9 3D-CAD model of the tongs apparatus

Table 1 Design specification of the tongs apparatus

Items	Substance	
Test equipment	1.5ton excavator	
Curbstone Spe'c	Max 250x250x1000(mm)	
Grip width	Max 300(mm)	
Grip weight	Max 200(kgf)	
Friction material	brake lining(0.3~0.4)	
Linear actuator	working pressure	Max 165bar
	cylinder diameter	70mm
	cylinder stroke	Max 100mm
	output:	Max 5,000kgf
Rotary actuator	working pressure	Max 210bar
	rotation angle	180°
	normal torque	720N.m
	Axial force	18,000N

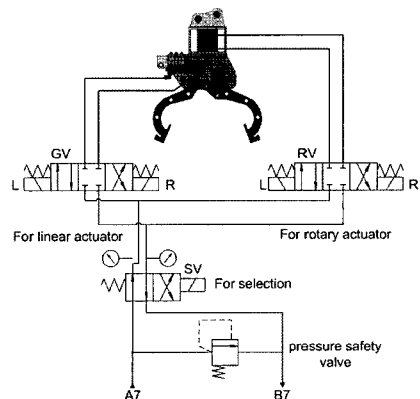


Fig. 10 Hydraulic circuit diagram of driving system

치로 구성하였다. 선택 스위치는 파지와 선회 중 하나를 작동시키도록 선택하는 부분으로서 중립을 포함해 3단으로 이루어진다. 파지와 선회 스위치는 각각의 방향제어밸브에 부착된 좌·우 솔레노이드에 전류를 인가시킴으로써 실제구동이 이루어지며, 이 또한 중립 상태를 포함한 3단으로 이루어진다. 이러한 선택들은 모두 LED로 선택여부를 가시적으로 확인 가능토록 하였다.

2.5 시제품 제작 및 적용실험

제작도는 기 작성된 3D-CAD 데이터로부터 CATIA V5의 2D 드래프트(draft) 기능을 이용하여 출력하였다. 전체조립도와 부품도로 나누어 작업하였고, 부품도 작성에서는 부품의 가공성을 고려하여 레이저 가공작업이 용이하도록 하였다.

제작도면을 바탕으로 제작한 집게장치 시제품 실물 사진은 Fig. 11과 같다.

시제품 제작에 사용한 재질은 SM45C를 사용하였고 그림패드의 마찰계로는 자동차용 브레이크 라이닝을 적용하였다. 작업의 다양성을 고려하여 그림패드의 부착과 그림에지를 각각 부착하여 사용할 수 있도록 탈부착이 가능한 타입으로 제작하였다. Fig. 11 (a)는 그림에지(grip edge)를 부착한 타입을 나타내고, Fig. 11 (b)는 그림패드(grip pad)를 부착한 타입을 나타낸다. 설계단계에서는 안전을 고려하여 안전장치를 설계하였으나 본 시제품제작에서는 배제하였다.

적용실험은 표준 도로경계석의 3가지 규격에 대하여 수행하였다. 실험대상 경계석의 규격은 Table 2와 같다⁽¹²⁾.

집게장치와 구동장치 그리고 제어장치를 실험굴삭기에 장착하여 먼저 작동실험을 수행하였다. 집게장치와 유압구동장치 그리고 제어장치를 실험차량에 장착한 상태는 Fig.

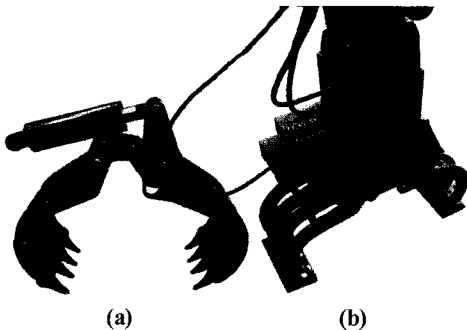


Fig. 11 Prototype of the tongs apparatus

12 (a)와 같고, 실험장치의 작동실험 상태는 Fig. 12 (b)와 같다. 작동실험에서는 작동 최고유압이 165bar가 되어야 하지만 측정된 압력은 80~100bar로 기준압력에 미치지 못하였다. 한 원인으로는 사용한 유압호스에서 열이 발생하는 것으로 미루어 사용호스의 규격이 작은 것으로 판단된다. 또한 실험굴삭기의 노후로 인한 출력저하로 판단된다.

그리고 경계석의 파지 시 집게장치의 구성 부품에 대한 안전성에 대한 검사에서는 강도해석단계에서 우려했던 볼트 부분을 집중 검사하여 안전함을 확인하였다.

실제작업 실험은 작업현장에서 수행하였고 그 실험과정은 Fig. 12 (c)(d)와 같다. 경계석 규격 Case 1에 대한 파지와 인양 그리고 선회실험 과정을 나타내면 Fig. 12 (c)와 같고, 경계석 규격 Case 2에 대한 실험과정을 나타내면 Fig. 12(d)와 같다. 경계석 규격 Case 1,2에 대한 실험에서는 파지 및 인양 그리고 선회가 정상적으로 이루어져 작업이 양호

Table 2 Standard of the road boundary stone for test

Case	dimension(mm)			weight (kgfd)	mark
	width	thickness	length		
Case 1	100	100	1,000	65.00	linear
Case 2	150	150		50.00	round
Case 3	200	250	1,000	133.0	linear

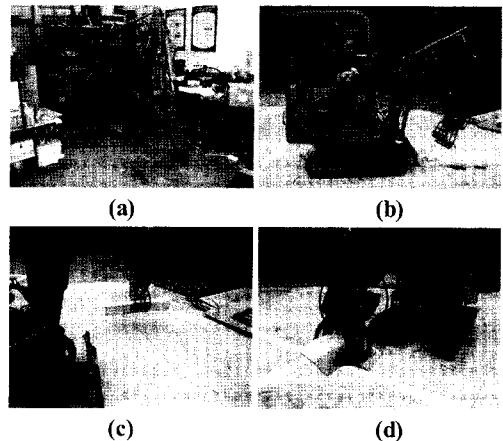
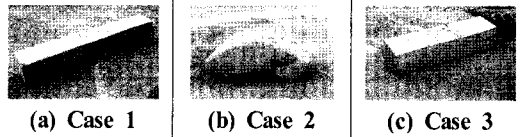


Fig. 12 Application test of the tongs apparatus

였으나 Case 3은 파지에 이은 인양 중 실험굴삭기의 선회과정에서 흔들림이 심하게 발생하였고, 이어서 그림패드 면에서 미끄러짐이 발생하여 인양이 정상적으로 이루어지지 않았다. 설계에서는 인양하중이 200kgf까지 가능하도록 설계하였으나 흔들림이 발생한 것은 집계장치의 무게가 설계단계에서는 90kgf로 예상하였으나 실제 제작 후 무게는 130kgf로 증가하였고, 선회과정에서 일어나는 관성의 영향을 고려하지 않은 원인으로 파악된다. 그리고 그림패드 면에서 미끄러짐이 발생한 것은 인양 시 관성의 발생, 그리고 그림패드 면과 경계석 면 사이에 모래 등이 인입되어 마찰계수의 감소 등의 원인으로 풀이된다.

본 연구에서는 경제적인 측면을 고려하여 소형 굴삭기(1.5톤)의 장치로 설계를 하고 시제품을 제작하여, 정적인 상태에서는 실험굴삭기의 로딩한계나 전도한계를 넘지 않는 안정상태를 보였지만 동적인 상태에서는 불안함을 보였다. 따라서 본 집계장치의 실제 적용을 위해서는 적용대상 굴삭기는 1.5톤 초과가 되어야 할 것으로 본 적용실험을 통해 확인하였다. 그리고 사용압력의 증가, 유압라인의 보완, 마찰제의 개선 그리고 안전장치의 추가 등의 보완이 이루어질 경우 실제적용이 가능할 것으로 사료된다. 그리고 본 집계장치는 특허로 등록되었다⁽¹³⁾.

3. 결론

본 연구에서는 1.5톤 굴삭기의 보조도구 장치로 도로 경계석 작업을 위한 집계장치로 마찰력에 의한 메커니즘을 제안하고 설계하여 시제품개발과 실차실험을 통해 실제 적용가능성을 검토하였다. 설계과정에서는 1.5톤 굴삭기의 로드하중과 전도하중을 고려한 집계장치의 작업 가능하중을 산출하고 이를 바탕으로 집계장치의 사양을 선정하였다. 그리고 집계장치의 기구적 형상과 그림패드 면의 마찰력에 따른 유압작동기의 요구 작동력을 산출하여 액추에이터의 사양을 선정하였다. 설계된 집계장치에 가해지는 작동력에 따른 각 구성 구조물의 안전성을 검토하기 위해 CAE를 통해 검증하였다. 구동실험을 위해서는 단순 on-off에 의한 파지와 선회가 이루어지도록 시스템을 구성하였다. 적용실험에서는 시제품을 제작하여 실차실험을 수행하여 실용가능성을 확인하였다. 그리고 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실험굴삭기의 기구학적인 모델링과 로드하중 및 전도하중을 고려하여 집계장치의 최대 인양하중을 200kgf로 선정하였고, 인양하중과 경계석의 표준규격을 고려하여

집계장치의 최대 작업 폭을 300mm로 선정하였으며, 이를 바탕으로 집계장치를 설계하여 기구학적 형상과 그림패드 면의 마찰계수를 고려한 시뮬레이션을 통해 경계석 파지에 필요한 유압실린더 작용력은 약 1,000kgf로 산출되었고, 이러한 사양을 바탕으로 본 집계장치를 설계하였다.

- (2) 집계장치의 구성 구조물의 안전성 검토를 위해 산출된 실린더 작용력의 2배를 적용하여 강도해석을 수행하여 안전성을 확인하였고, 조립용 볼트에서 불안전함을 보였으나 제작과정에서 고강도 볼트를 적용하여 해결하였다.
- (3) 적용실험에서는 65kgf의 경계석에서는 파지와 인양작업이 양호한 상태를 보였으며, 133kgf의 경계석의 작업에서는 파지하고 인양하는 과정에서 그림패드 면에서 미끄러짐의 발생과 실험굴삭기에 흔들림이 발생하여 정상적인 작업이 어려움을 확인하였고, 본 집계장치의 실제적용을 위해서는 1.5톤 초과 굴삭기가 요구됨을 확인하였다.

후 기

본 논문은 울산대학교 교내연구비 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

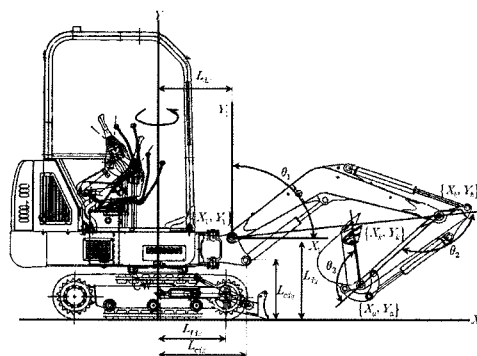
- (1) Nho, S. C., 2006, *Device grapple of construction heavy equipment*, KR Patent: 10-0669209-0000.
- (2) Nho, B. G., 2004, *Grapple*, KR Patent: 20-0355197-0000.
- (3) Choi, H. S., 2001, *Excavator providing tongs device*, KR Patent: 20-0171738-0000.
- (4) Yang, S. Y., Kim, Y. S., Kuean, S. G., Im, T. H., Chean, S. Y., Kim, J. J., Kim, D. Y., and Jin, S. M., 2007, *The development of robot for heap up stones using automatic excavator*, Small and Medium Business Administration, Result report of Consortium of Small and Medium Business, pp. 29~39.
- (5) Lim, T. H., Choi, J. H., Kim, Y. S., Lee, H. S., and Yang, S. Y., 2004, "Development of Displayer on Tipping-over rate for Hydraulic Excavator," *Proceeding of the KSMTE Spring Conference 2004*, pp. 209~214.
- (6) KSF2530., 2005, *Stone Materials*, Korea Standards

Information Center, The engineering works technical an inquiry commission, pp. 4~6.

부 록

- (7) MSC, 2005, *SimDesigner Catia V5 R14 Manual*, Chap: 'SMO' guide part, MSC Software, Santa Ana, CA 92707 USA.
- (8) Sangsin brake, n.d., "Performance power test result," <http://www.sangsin.com/eng/menu2_1_1.aspx>
- (9) MSC, 2005, *SimDesigner Catia V5 R14 Manual*, Chap: 'SDL' guide part, MSC Software, Santa Ana, CA 92707 USA.
- (10) Gu, Y., Park, M. S., Song, Y. S., Lee, H. O., Ju, S. J., Hwang, S. O., and Hwang, P., 2001, *Computer Integrated Machine design*, Inter VISON, Seoul, pp. 74~99, pp. 237~280.
- (11) Korea Stone Industry Cooperative, n.d, *Boundary stone standard and specifications*, <http://www.kostone.or.kr/ks_jp5-1.htm>
- (12) KSD3752., 2007, *Carbon steel for machine structural use*, Korea Standards information Center, Steel (ISO/TC17/SC3) Committee of expert, pp. 12.
- (13) Kim, Y. S., Yang, S. Y., Im, T. Y., Chean, S. Y., Gwon, S. G., and Lee, C. D., 2008, *Apparatus for gripping object*, KR Patent: 10-0825488-0000.

[A1] The coordinate system for mathematical modeling of 1.5ton excavator



[A2] Parameter for simulation of tongs apparatus

Symbol	Value	Symbol	Value
L_{11}	85.51(mm)	L_{st}	0 ~ 90
L_{12}	290.92(mm)	θ_{12}	168.45 °
L_{13}	322.46(mm)	θ_{13}	17.04 °
L_{14}	284.8(mm)	θ_{15}	39.64 °
L_{15}	128.0(mm)	L_{24}	72.52(mm)
L_{21}	64.0(mm)	θ_{22}	105.46 °
L_{22}	291.4(mm)	L_{23}	64.523(mm)

[A3] Parameter for a strength analysis

Parameter	Value		
Material	Structural Steel(ASTM-A36)		
Young modulus	200GPa		
Poisson ratio	0.266		
Density	7860[kg/m ³]		
Coefficient of thermal expansion	1.17×10 ⁻⁵ [mm/m.°C]		
Yield strength	250MPa		
Working force (for analysis)	20,000[N]		
Number of nodes	(a)	(b)	(c) (e)
	128,660	151,990	231,925
Number of elements	73,457	87,808	155,930