대한기계학회 주최

제13회 전국학생설계경진대회(2023년)

설계 최종 보고서

참가부	대학부 (v)				
참가분야	공모주제 (0) / 자유주제 ( )				
참가팀명	W-COS				
설계제목	Rotary Leg를 활용한 탈부착형 휠체어 승,하강 장치 개발				
지도교수/교사	(소속) 부산대학교 (성명) 황상문 (연락처) (이메일)				
대표자 (신청인)	성명	소속	연락처 (휴대폰)	E-mail	주소
	문승주	부산대학교 기계공학부			

참가팀원 인적사항

NO	성명	소속 / 학년	E-MAIL
1	문승주	부산대학교 기계공학과 / 3학년	
2	신동진	부산대학교 기계공학과 / 3학년	
3	윤준수	부산대학교 기계공학과 / 3학년	
4	최용태	부산대학교 기계공학과 / 3학년	
5			
6			

설계 요약문

참가분야	**공모주제 (O) / 자유주제 ( )**
참가팀명	W-COS
설계제목	Rotary Leg를 활용한 탈부착형 휠체어 승,하강 장치 개발
대표자명	문승주
요약문	1) 설계 배경 현재 대한민국은 고령사회이며, 고령인구가 지속해 증가하고 있다. 따라서, 휠체어 이용자의 수는 앞으로도 증가할 것으로 예상된다. 하지만, 화재 상황에서 휠체어 이용자가 휠체어를 탄 상태로 신속하게 대피한다는 것은 사실상 불가능하다. 화재가 난 건물에서 휠체어에 탄 환자가 신속히 대피하기 위해 휠체어의 뒷부분에 부착할 장치의 설계를 진행하였다. 본 설계에서는 기존의 계단을 타고 휠체어를 내리기 위한 힘과 도와줄 인원을 줄이는 것을 목표로 하였다. 2) 설계내용 본 설계에서는 휠체어의 사용자가 계단을 오르내릴 수 있도록 보조하는 장치를 제작하였다. 주요 프레임은 알루미늄 프로파일을 이용하여 제작하였으며, 휠체어와 사용자의 평균적인 신체 무게중심을 고려하여 필요한 토크를 계산하였다. 해당 토크를 바탕으로 Rotary Leg에 사용할 알루미늄 프로파일을 선정하였다. 계단 오르기에 요구되는 토크와 동력을 결정하고, 기어비를 활용하여 모터에 전달하도록 설계하였다. 또한, 휠체어의 하중을 견디기 위해 회전축을 선정하고, 풀리와 벨트의 장력을 계산하여 계단과 기어가 접촉하지 않도록 하였다. 사용자의 안정성과 조작의 편의성을 위해 아두이노 기반의 초음파 센서를 통해 Rotary Leg와 계단의 접촉을 일정하게 유지하도록 하였다. 끝으로 로드셀을 활용하여 본 장치의 유무에 따른 휠체어 올리기 힘의 차이를 비교하였다. 3) 기대 효과 화재 시 탈출을 위한 역할을 수행할 수 있도록, 휠체어를 옮기는 데 필요한 힘의 크기를 효과적으로 줄일 수 있다. 또한 탈부착이 가능한 형태로 제작하여, 위급한 상황에 쉽게 부착할 수 있고 기존 휠체어의 변형 없이 사용할 수 있어 경제성을 가진다. 본 장치는 휠체어 사용자에게 화재와 같은 위급 상황에서 생명을 보호하는 데 결정적인 역할을 할 것으로 기대된다.
설계프로젝트의 입상 이력	해당사항 없음

Rotary Leg를 활용한 탈부착형 휠체어 승,하강 장치 개발

문승주* ·윤준수* ·신동진* ·최용태* ·황상문*†
*부산대학교 기계공학부

Development of Detachable device with Rotary Leg for ascending and descending of wheelchair

Seungju Moon*, Junsu Yoon*, Dongjin Shin*, Yongtae Choi* and Sangmoon Hwang*†
* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received September 11, 2023)

Key Words: Rotary Leg(로타리 레그), Ascending and Descending(승하강), Detachable(탈부착 방식), Wheelchair(휠체어), Center of Gravity(무게중심)

초록: 본 설계에서는 Rotary Leg 구조를 활용하여 휠체어가 계단을 오르내릴 수 있도록 돕는 장치를 제작하고자 한다. 본 제품은 화재 발생 시 휠체어 이용자의 안전한 대피가 가능하도록 하는 것을 목표로 한다. 기존 제품의 단점인 기존 휠체어를 활용할 수 없다는 점을 보완하여 휠체어에 탈부착이 가능하도록 제작하였다. 본 제품은 휠체어의 무게중심과 Rotary Leg에 작용하는 토크를 고려하여 설계하였으며, 기어와 타이밍 벨트를 이용하여 모터의 동력을 Rotary Leg에 전달한다.

Abstract: We intend to design a device that helps wheelchairs go up and down stairs by using Rotary Leg. This product aims to enable safe evacuation of wheelchair users in an outbreak of fire. Existing stair-climbing products have the disadvantage of not being able to be detached to the normal wheelchairs. To solve this, it is designed to be detachable from wheelchair to improve the weaknesses of existing products. This product is designed in consideration of the center of gravity of the wheelchair and the torque acting on Rotary Leg. It also transmits the power of the motor to Rotary Leg using gears and timing belts.

1. 서 론

현재 대한민국은 65세 이상의 인구가 전체의 14%를 넘는 고령사회이다. 통계청에 따르면 2022년을 기준으로 만 65세 이상 고령인구는 901만 8천 명으로 우리나라 인구의 17.5%를 차지하며, 2021년에 비교하여 5.2%(44만 7천 명) 증가하였다.(1) 또한, 65세 이상 장애 인구도 지속해 증가하고 있으며 장애 인구 고령화 비율도 증가하고 있다. 따라서. 휠체어 이용자의 수는 앞으로도 증가할 것으로 판단된다.

† Corresponding Author, shwang@pusan.ac.kr
ⓒ 2023 The Korean Society of Mechanical Engineers

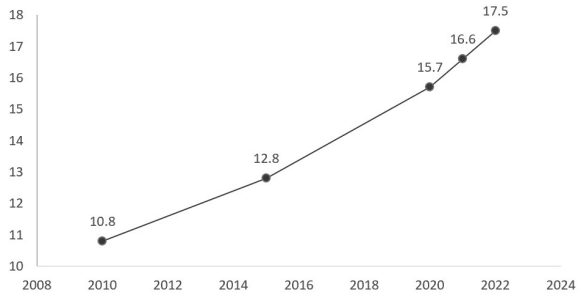


Fig. 1 Proportion of Population Aged 65 and Over(2)

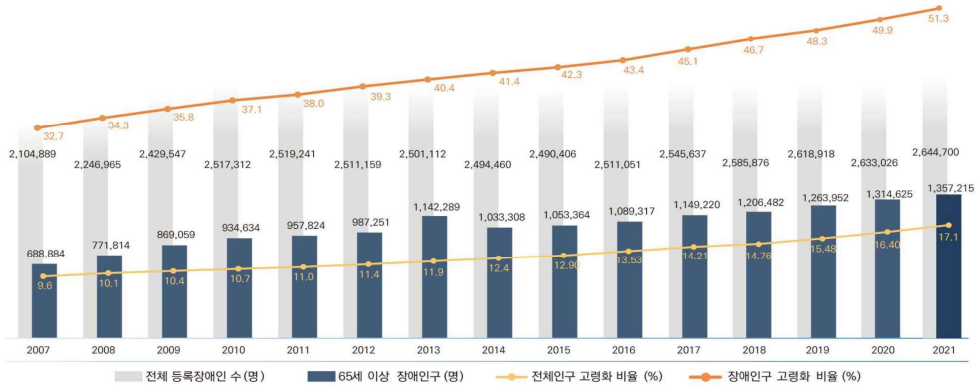


Fig. 2 Population of Disabled people(3)

화재 시 엘리베이터의 탑승은 고립과 질식의 위험 등으로 금지하고 있어, 휠체어 이용자는 건물에서 탈출하기 위해 반드시 계단을 이용해야 한다. 하지만, 휠체어를 이용 시 휠체어 자체 무게와 탑승한 사람의 무게로 보호자 혼자서 휠체어를 이동시키기에는 무리가 있다. 또한, 휠체어를 여러 사람이 옮기는 경우 서로 간의 호흡이 맞지 않으면 신속한 대피가 이뤄지지 않을 가능성이 높다. 즉, 휠체어를 탄 상태로 화재 상황에서 신속하게 대피한다는 것은 불가능에 가깝다. 하지만, 현재 화재 대피 매뉴얼에는 이런 현실과는 동떨어져 있으며, 휠체어 이용자의 화재 대피 방법에 관한 연구와 관심이 부족한 상황이다.(4)

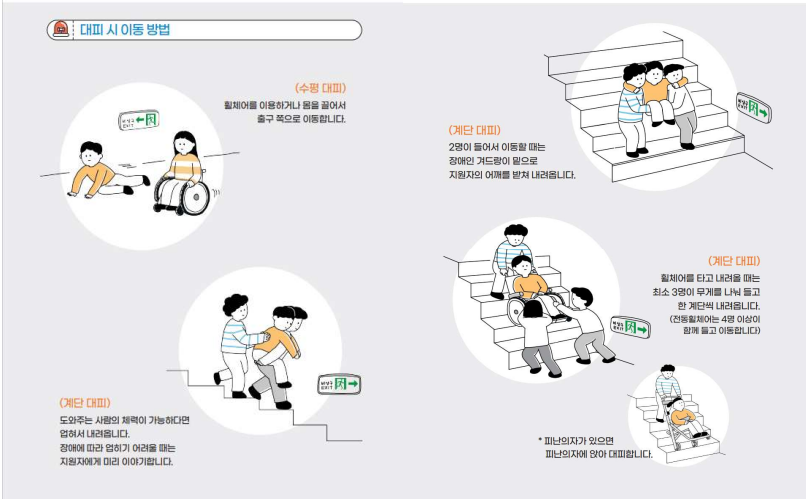


Fig. 3 Safety Manual for Disabled People(5)

본문에서는 휠체어에 부착하여 휠체어가 계단을 오르내릴 수 있도록 돕는 제품을 제작하고자 한다. 본 제품은 휠체어의 계단 이동에 필요한 힘을 줄임으로써 보호자 혼자 휠체어를 무리 없이 이동시킬 수 있도록 하는 것을 목표로 한다. 이를 통해, 화재 발생 시 휠체어 이용자가 보호자의 도움을 받아 신속하고 안전하게 건물에서 탈출할 수 있도록 하고자 한다.

2. 설계 핵심 내용

2.1 설계 문제 정의

휠체어 사용자의 화재 대피를 위한 편의시설의 예로는 휠체어 리프트가 있다. 하지만, 휠체어 리프트는 다음과 같은 문제점이 있다.

Table 1 Problems of Wheelchair lift

	문제점
휠체어 리프트	1. 큰 비용이 들며, 구조적으로 설치가 어려운 곳도 있어 모든 장소에 도입하기가 어렵다. 2. 안정성 등의 이유로 휠체어 이용자들이 휠체어 리프트의 사용을 꺼리거나 심지어 반감을 갖기도 한다.(6)

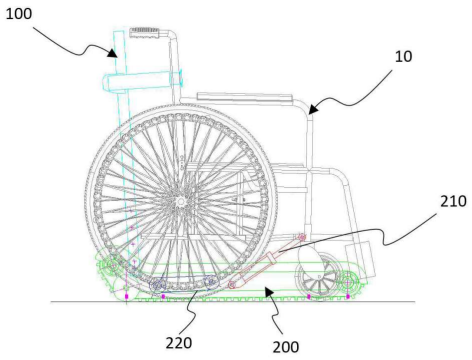
위와 같은 문제점을 해결하기 위하여, 본 설계는 휠체어 이용자의 **안전을 최우선으로 고려**하여 설계해야 하며, 비교적 **적은 제작비용**이 들어야 한다.

2.2 기존 특허, 논문 분석 및 차별점

2.2.1 기존 특허, 논문 분석

해결하고자 하는 과제에 대해 해결책을 제시한 다른 특허와 논문을 분석해 보았다.

Table 2 Patent and paper investigation

이름	**휠체어 탈부착 계단 승월 전동 어시스트 (특허출원번호 1020190116764)**	**Active Rotary-Legs Mechanism for Stair-Climbing Mobility Vehicle(7)**
사진		
내용	휠체어에 탈부착할 수 있고 무한궤도 구조를 이용하여 휠체어의 계단 승, 하강이 가능하여지도록 하는 장치	Rotary-Leg 구조를 활용하여 계단 승, 하강이 가능하여지도록 하는 전동 방식의 프로토타입 휠체어
한계점	복잡한 무한궤도 구조를 이용하였으며, 무겁고, 제작비용이 많이 든다.	완제품이기 때문에, 기존 휠체어에 탈부착할 수 없다.

2.2.2 기존 제품과의 차별점

본 설계에서는 기존 제품을 보완하기 위해 다음과 같은 차별점을 갖는 장치를 설계하고자 한다.

① 기존 휠체어의 활용이 가능하도록 탈부착 형식으로 만든다.
② 구조의 단순화와 제작 비용의 절감을 위해 Rotary-Leg 구조를 사용한다.

2.3 설계 목표

이번 설계에서는 휠체어에 탈부착하여 휠체어의 계단 승, 하강을 돕는 장치를 설계하는 것이 궁극적인 목표이다. 특히, 수동이 아닌 모터를 이용한 전동 방식으로 휠체어가 한국의 계단 규정에 맞는 계단을 올라갈 수 있도록 돕는 장치를 개발하고자 한다. 보다 구체적으로는, Rotary-Leg가 한 번 회전함에 따라 세 개의 계단을 오를 수 있도록 Rotary-Leg를 설계하며, 휠체어 자중과 이용자의 무게를 고려하여 안전성을 만족하는 설계를 진행하고자 한다.

2.4 설계 요구조건

위의 본 설계 목표를 만족하기 위해서는 (1) 휠체어 (2) 계단 치수 (3) 신체 치수에 대해 다음의 조건이 요구된다.

2.4.1 휠체어

기준 휠체어는 보편적으로 사용되는 휠체어로 선정하고자 한다. 따라서, 휠체어 사용자 수가 많은 미키코리아의 휠체어를 기준 휠체어로 선정하였다.

Table 3 Wheelchair catalog

제품명	미키코리아 MIRAGE7(22D)
사진	
무게	15.5kg
휠 직경	22인치(560mm)

본 설계에 사용한 휠체어의 치수는 다음과 같다.

Fig. 4 Parameters for designing of device

Table 4 Exact value of parameters for designing of device

a	b	c
22mm	600mm	375mm

2.4.2 계단 치수

우리나라 주택건설기준의 규정 중 계단에 관한 내용을 보면 다음과 같다.

Table 5 Standard for installation of stairs

계단의 종류	높이	너비
공동계단	180mm 이하	260mm 이상
건축물의 옥외계단	200mm 이하	240mm 이상

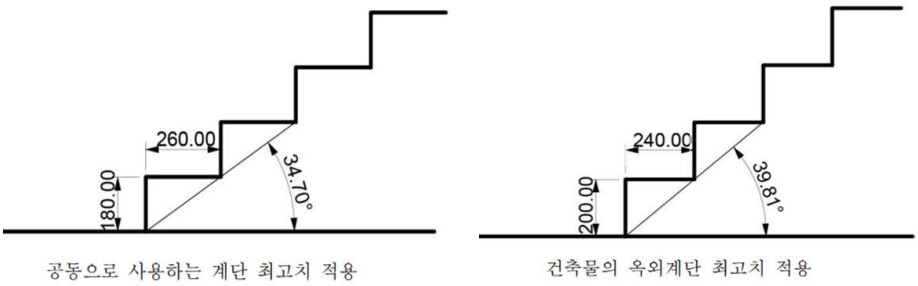


Fig. 5 Dimension of stairs[8]

Rotary Leg가 공동계단을 오른다고 가정하여, 설계에 사용되는 계단의 치수를 주택건설기준 규정을 만족하는 높이 h=180mm, 너비 z=300mm인 계단으로 선정하였다.

2.4.3 신체 치수

Table 6 Age distribution of persons who use a wheelchair for mobility[9]

Ages, y	Estimated no. of persons using a wheelchair
<45	335,000
45-64	365,000
>65	863,000

*Reprinted with permission from National Center for Health Statistics.[4]

휠체어 이용자 수 통계를 보면, 65세 이상 이용자의 수가 가장 많다. 따라서, 휠체어 이용자를 60대 남성으로 가정하여 설계를 진행하고자 한다.

다음은 60대 한국인의 평균 키와 몸무게를 나타낸 표이다.[10]

Table 7 Average Height and Weight (Age 60~69)

	2010년	2015년	2021년
남자 몸무게 평균(kg)	66.5	68.5	70.5
여자 몸무게 평균(kg)	57.8	58.7	58
남자 키 평균(cm)	166.4	165.3	168.3
여자 키 평균(cm)	152.3	152.8	155.4

60~69세의 남자의 키와 몸무게의 평균을 고려하여, 휠체어 이용자의 키가 **170cm**이고, 몸무게는 **70kg**이라고 가정하였다.

2.5 제품의 전체 구조 및 작동 메커니즘

2.5.1 제품의 전체 구조

제품의 구조는 구동부, 프레임, 연결부, 제어부로 나눌 수 있다.

1. **구동부** : DC모터, 평기어, 풀리, 타이밍 벨트, 베어링 하우징, 커플링, 프로파일(Rotary Leg), 중실축
2. **프레임** : 알루미늄 프로파일, 이너 브라켓, T자 브라켓, ㄱ자 브라켓, 평 브라켓
3. **연결부** : 알루미늄 파이프, 케이블 타이
4. **제어부 :** Arduino uno, SSR(Solid State Relay), 초음파센서, 배터리, 스위치

제품의 전체 모습은 다음과 같다.

Fig. 6 Overall structure of the product (Rear view)

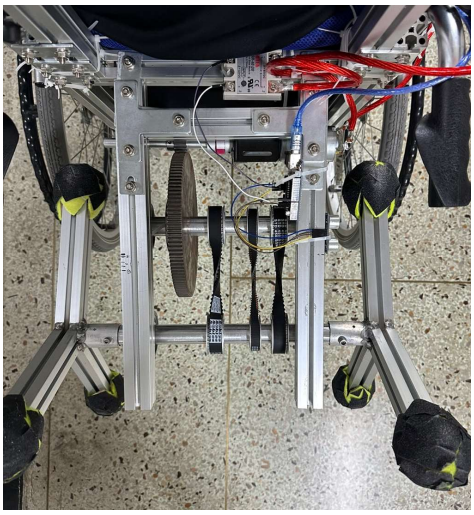


Fig. 7 Overall structure of the product (Top view)

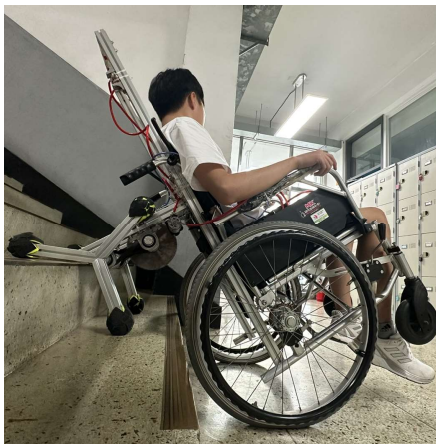


Fig. 8 Overall structure of the product (Side view)

Fig. 9 Closer look of structure of the product (Side view)

2.5.2 작동 매커니즘

다음은 구동부를 간략히 나타낸 개략도이다.

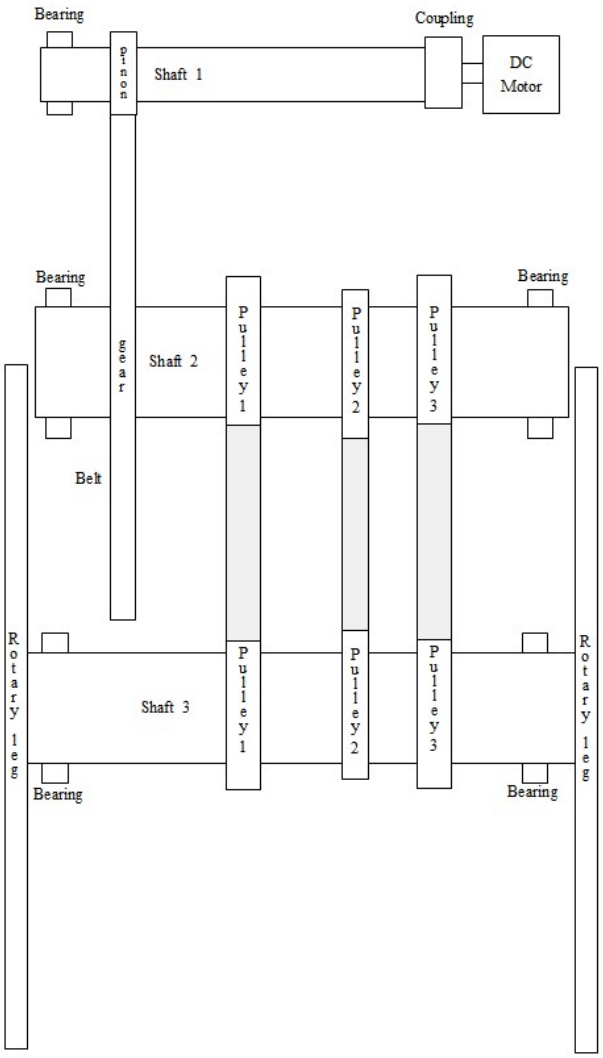


Fig. 10 Schematic diagram of Driving part

본 제품의 구동부의 작동 메커니즘은 다음과 같다. 원동축의 회전은 Arduino uno에 의해 제어된다.

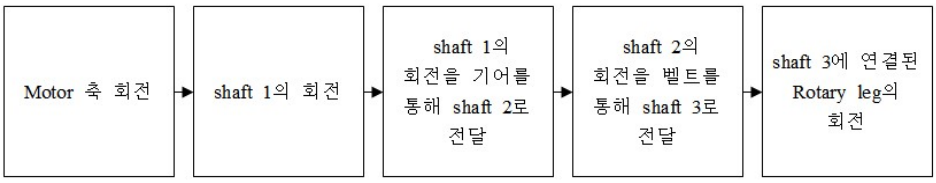


Fig. 11 Driving Mechanism

2.6 상세 설계

2.6.1 Rotary Leg 설계

2.6.1.1 개념 설계

Rotary Leg의 전체 구상은 다음과 같다.

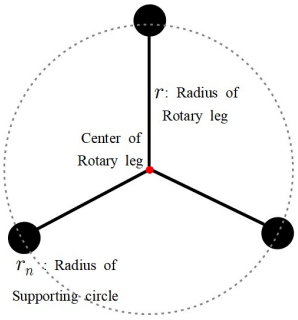


Fig. 12 Structure of Rotary Leg

Rotary Leg의 다리는 3개이며, 각 다리는 서로 120° 를 이루고 있다. 또한, 각 다리의 끝부분에 구 모양의 지지부가 존재한다. 이때, r은 Rotary Leg의 중심에서 지지부의 중심 사이의 직선 거리이며, 이 거리로 가상의 원을 그리면 지지부의 중심을 지난다.

2.6.1.2 상세 설계

2.6.1.2.1 Rotary Leg 길이 결정

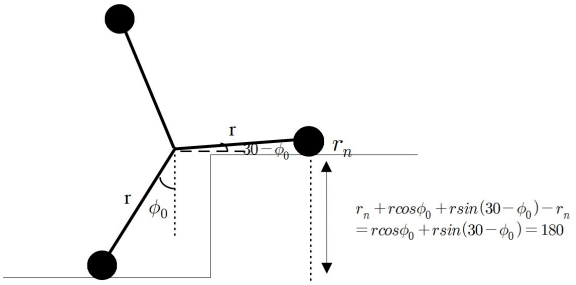


Fig. 13 Determining the length of Rotary Leg

계단의 높이(180mm) 와 Rotary Leg의 길이는 다음과 같은 관계를 가진다.

$$r_n+r\cos\phi_0+r\sin(30-\phi_0)-r_n=r\cos\phi_0+r\sin(30-\phi_0)=180 \quad \text{...①}$$

또한, 한 계단과 다음 계단에서의 Rotary Leg의 위치가 같아야 하므로, 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

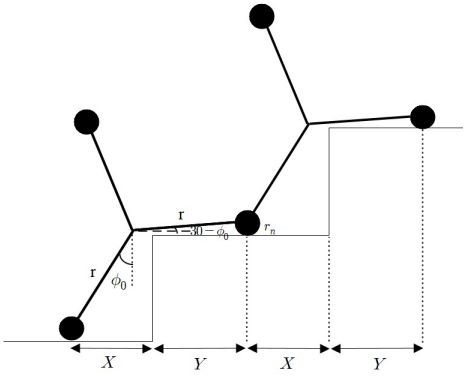


Fig. 14 Rotary Leg Concept Model Climbing a Staircase

$$\begin{cases} X+Y=300 \\ X+Y=rcos(30-\phi_0)+rsin(\phi_0) \end{cases}$$

위의 두 식을 연립하면,

$rsin\phi_0+rcos(30-\phi_0)=300$ ....②

식 ①과 식 ②을 나누면,

$$\frac{rcos\phi_0+rsin(30-\phi_0)}{rsin\phi_0+rcos(30-\phi_0)}=\frac{\cos\phi_0+\sin(30-\phi_0)}{\sin\phi_0+\cos(30-\phi_0)}=\frac{180}{300}$$

따라서, $y=\frac{\cos\phi_0+\sin(30-\phi_0)}{\sin\phi_0+\cos(30-\phi_0)}$와 $y=\frac{180}{300}=0.6$의 교점이 ϕ_0의 값이고, 이를 ①식에 대입하면, r값을 구할 수 있다.

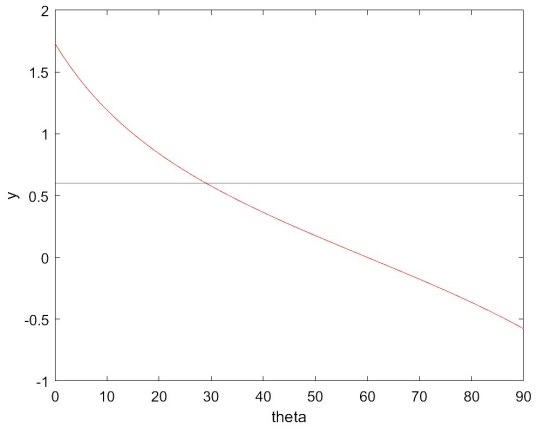


Fig. 15 Finding intersection point to detemine the length of Rotary Leg

따라서, $\phi_0=29.036^\circ$, $r=202mm$

이때, Rotary Leg의 중간 지점에서 걸리지 않아야 하므로,

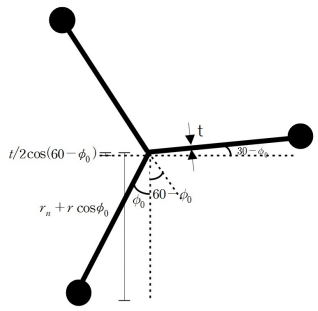


Fig. 16 Conditions for not reaching stairs

$r_n+rcos\phi_0-t/2\cos(60-\phi_0)>180$ 을 만족해야 한다. (t(프로파일 두께) = 30mm)

따라서. $r_n>16(mm)$를 만족해야 한다.

2.6.1.2.2 Rotary Leg 제작 방법

Rotary Leg는 알루미늄 프로파일 3개를 이용하여 제작하였다. 알루미늄 프로파일은 다음과 같이 절단하였다.

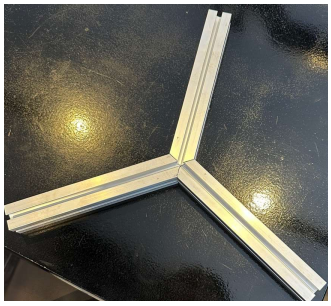


Fig. 17 Aluminum profile

축과의 연결부는 알루미늄 파이프를 이용하였으며, 각 부분은 용접을 이용하여 연결하였다. 이후, 드릴링머신을 이용하여 축과 볼트로 체결할 부분에 구멍을 뚫는 작업을 하였다.

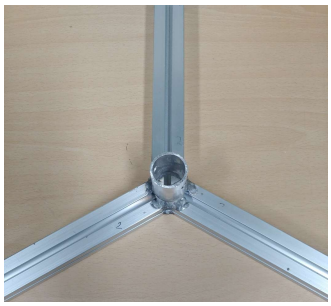


Fig. 18 Rotary Leg

구모양의 지지부는 테니스공을 활용하며, 이에 미끄럼 방지 테이프를 부착하여 마찰력을 증가시키고자 한다. 테니스공의 지름이 약 7cm이므로, r_n=35mm로 결정하였다.

2.6.2 프레임 설계

2.6.2.1 휠체어 이용자의 무게중심

휠체어 이용자는 **170cm, 70kg의 60대 남성**이라 가정한다. 신체 부위를 단순화하여 계산이 용이하도록 하고자 한다. 따라서, 무게중심의 계산에 필요한 상숫값을 다음과 같이 정의한다.

m_1 : 발과 종아리의 무게, m_2 : 허벅지의 무게, m_3 : 몸통과 팔의 무게, m_4 : 목과 머리의 무게

l_1 : 발에서 종아리까지의 길이, l_2 : 허벅지의 길이, l_3 : 몸통의 길이, l_4 : 목에서 머리까지의 길이

Table 8 Weight of body segments relative to total body weight[11]

Segments	Male			Female		
	R.Idx<=120	120<R.Idx<=150	R.Idx>150	R.Idx<=120	120<R.Idx<=150	R.Idx>150
Head with neck	10.71	9.67	7.99	9.99	8.03	6.60
Trunk	47.57	49.25	50.56	44.63	49.67	50.51
Thigh	10.46	10.05	10.34	11.54	11.22	11.61
Leg	4.12	4.11	4.14	4.93	4.53	3.89
Foot	1.69	1.49	1.34	1.58	1.31	1.25
Upper arm	1.56	1.54	1.35	1.38	1.39	1.48
Forearm	2.70	2.54	2.58	2.44	2.44	2.39
Hand	0.68	0.62	0.58	0.61	0.63	0.48

R.Idx : Röhrer Index = $\frac{weight}{height^3} \times 10^7 \, (cm, kg)$

위의 표는 성인의 신체 분절 특성을 나타낸 표이다. 연령그룹에 대한 신체충실지수(Röhrer Index)의 평균치를 고려하여 **120<R.Idx<=150일 때의 값**을 이용하고자 한다. 다음의 표는 전체 신장에 대한 신체 각 부분의 비율을 나타낸 표이다.

Table 9 Name of body segment

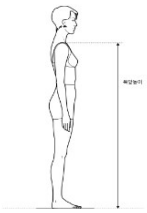
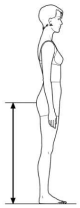
목앞높이	엉덩이높이	무릎뼈가운데높이
바닥면에서 목앞점까지의 수직거리	바닥면에서 엉덩이돌출점까지의 수직거리	바닥면에서 무릎뼈가운데점까지의 수직거리
		

Table 10 Length of body segments relative to total height (Age 60~69)[12]

		60대		
		2004년	2010년	2021년
남자	목앞높이/키	81.6	81.0	81.3
	엉덩이높이/키	48.4	48.9	48.2
	무릎뼈가운데높이/키	26.7	26.4	27.1
여자	목앞높이/키	81.3	80.7	80.9
	엉덩이높이/키	47.5	48.3	47.9
	무릎뼈가운데높이/키	26.3	26.0	26.8

Table 8, Table 10의 값들을 활용하여 무게중심의 계산에 필요한 상숫값을 계산하면 다음과 같다. 단,

Table 10에서 2021년의 값을 활용하여 계산하였다.

Table 11 Weight and Height of body segments

Weight (kg)	Male	Height (cm)	Male
m_1	7.84	l_1	46.07
m_2	14.07	l_2	35.87
m_3	41.06	l_3	56.27
m_4	6.77	l_4	31.79

또한, 무게중심의 계산을 위해서는 신체 각 부분 사이의 각도에 대한 정보가 필요하다.

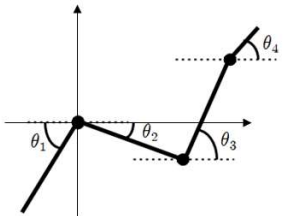


Fig. 19 Angle for calculating COG[13]

$\theta_1 = 75^\circ$, $\theta_2 = 0^\circ$, $\theta_3 = 90^\circ$, $\theta_4 = 90^\circ$라 가정하면,

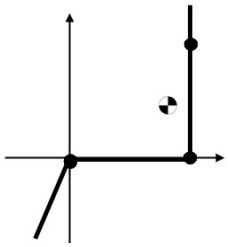


Fig. 20 COG (Origin : Knee)

$$COG_x = \frac{-\frac{1}{2}l_1 m_1 \cos\theta_1 + \frac{1}{2}l_2 m_2 + l_2 m_3 + l_2 m_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = 27.55cm$$

$$COG_y = \frac{-\frac{1}{2}l_1 m_1 \sin\theta_1 + \frac{1}{2}l_3 m_3 + (l_3 + \frac{1}{2}l_4) m_4}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4} = 20.99cm$$

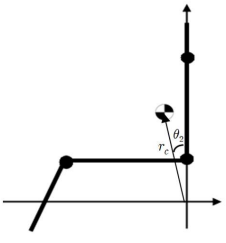


Fig. 21 COG (Origin : Center of Wheel)

$$COG_x = (35.87 - 27.55)mm = 8.32cm,\ COG_y = 20.99 + 12 = 32.99cm$$

$$\theta_2 = 90 - \tan^{-1}(\frac{32.99}{8.32}) = 14.15^\circ,\ r_c = \sqrt{8.32^2 + 32.99^2} = 34.02cm$$

2.6.2.2 안정성 검토

휠체어 휠이 다음 계단의 단에 닿기 직전인 상황을 가정하였다. 이 상황에서 첫 번째 지지점이 휠체어 휠의 중심으로부터 가장 멀리 떨어져 있다. 이때, **무게중심이 두 지지점 사이에 있어야 한다.**(14) 즉, 휠의 중심에서부터 무게중심 사이의 거리가 휠의 중심으로부터 첫 번째 지지점 사이의 거리보다 멀리 있어야 한다. 또한, 휠의 중심으로부터 두 번째 지지점 사이의 거리가 휠의 중심에서부터 무게중심 사이의 거리보다 멀리 떨어져 있어야 한다.

휠의 중심으로부터 첫 번째 지지점 사이의 거리를 l_1 , 휠의 중심으로부터 두 번째 지지점 사이의 거리를 l_2 , 휠의 중심에서부터 무게중심 사이의 거리를 COG라 하면, $l_1 < COG < l_2$ 를 만족하여야 한다.

2.6.2.2.1 COG

계산의 편의를 위하여, 휠체어 이용자의 무게중심만을 고려하였으며, 휠체어와 제품의 무게중심을 고려하지 않았다.

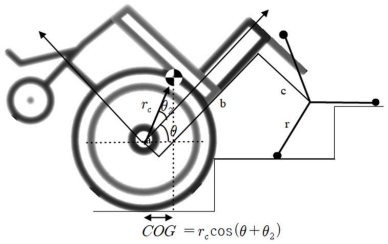


Fig. 22 Finding COG

$$COG = r_c\cos(\theta + \theta_2)$$

(r_c : 휠과 COG 사이의 직선 거리, θ_2 : COG가 휠체어 등판과 이루는 각도)

2.6.2.2.2 $l_1 < COG$ 를 만족하는 θ

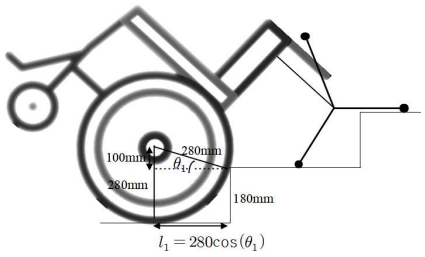


Fig. 23 Finding l_1

$$\theta_1 = \sin^{-1}(\frac{100}{280}) = 20.92^\circ$$
$$l_1 = 280\cos(\theta_1) = 261.5mm$$

본 설계가 안정적이려면, $COG - l_1 > 0$를 만족해야 한다. 다음은 $y = COG - l_1$의 그래프이다.

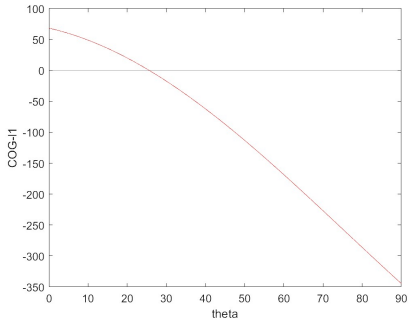


Fig. 24 Graph to find the range of θ ($l_1 < COG$)

위의 식을 만족하는 θ의 범위는 $\theta < 25.62^\circ$ 이다.

2.6.2.2.3 $COG < l_2$ 를 만족하는 θ

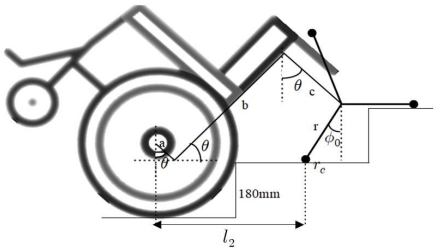


Fig. 25 Finding l_2

$$l_2 = a\sin\theta + bcos\theta + c\sin\theta - r\sin(\phi_0) = (a+c)\sin\theta + bcos\theta - r\sin(\phi_0)$$

이때, a=40mm, b=560mm c=100mm 라 가정하면, 본 설계가 안정적이려면, $COG - l_2 < 0$를 만족해야 한다. 다음은 $y = COG - l_2$의 그래프이다.

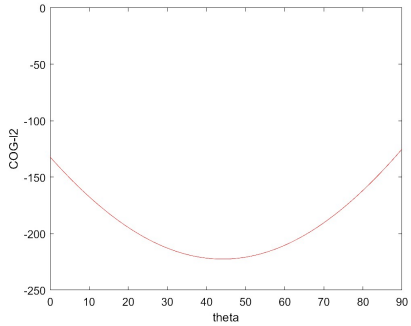


Fig. 26 Graph to find the range of θ ($COG < l_2$)

위의 식은 모든 θ에 대해 만족한다.

2.6.2.2.4 주어진 상황에서의 θ

또한, 가정한 상황에서 다음과 같은 식을 만족한다.

$$280 - a\cos\theta + b\sin\theta - c\cos\theta - r\cos(29.036^\circ) - r_n = 180$$

만족하는 θ는 25.18° 이므로, 25.62° 보다 작으므로, 안전하다.

2.6.2.2.5 설계 제한 조건

실제 설계에서는 다음과 같은 제한 조건이 요구된다.

1. 베어링 하우징과 브라켓, 기어, 벨트, 풀리의 치수
2. 기준 휠체어의 치수 (**Fig. 5, Table 4)**, 손잡이와 브레이크의 위치

제한 조건으로 인해, 앞에서 가정한 값인 a=40mm, b=560mm c=100mm를 만족하는 설계는 불가능하다. 제한 조건을 만족하려면, a는 70mm, b는 450mm 이하. c는 310mm 이상의 값을 가져야 한다. 따라서, 가정한 값에 가장 근접한 값인 **a=70mm, b=450mm, c=310mm**로 설계 치수를 변경하였다.

이때, θ는 51.1° 이고, 이때, $COG - l_1$의 값은 -119.07이다. 따라서, 첫 번째 지지점으로부터 무게중심이 119.07mm 벗어나 있다.

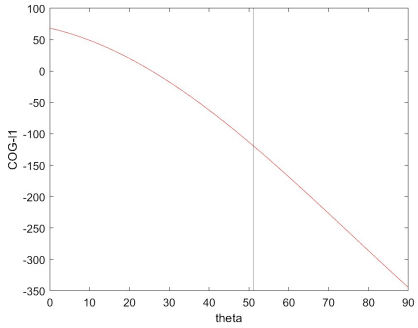


Fig. 27 Length between the first suppport and COG after modifying the dimensions

하지만, 밑의 그래프에서 볼 수 있듯이, $COG < l_2$은 여전히 만족한다.

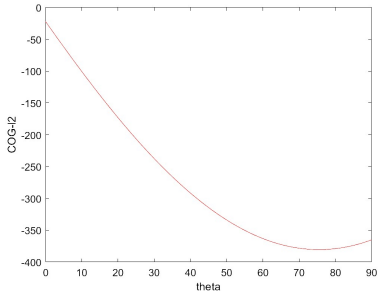


Fig. 28 Graph to find the range of θ after modifying the dimensions ($COG < l_2$)

2.6.3 구동부 설계

2.6.3.1 Rotary Leg에 작용하는 토크 계산

2.6.3.1.1 설계 가정

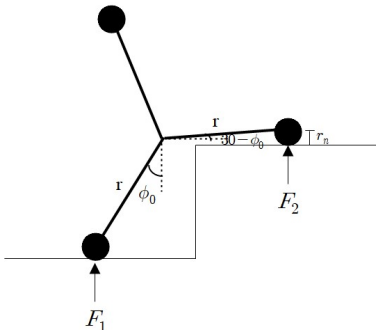


Fig. 29 FBD of Rotary Leg

1) Rotary Leg는 강체이며. 느린 속도로 움직인다. (Rotary Leg의 관성모멘트는 무시할 수 있다.)

2) 하중은 모두 Rotary Leg로 전달된다.
즉, Rotary Leg의 두 지지점에 작용하는 힘을 F_1, F_2라고 할 때,
$F_1+F_2=(m_1+m_2+m_0)/2$ (m_1 =사람의 무게, m_2 =휠체어의 무게, m_0 =제품의 무게))
를 만족한다.

Table 12 Mass of Person, Wheelchair, Device (unit : kgf)

m_1	70			
m_2	15.5			
m_0	gear&pinon	3.40	profile	4.4 (estimated)
	battery	6.2	pipe&shaft	2 (estimated)
	unit bearing (12mm/25mm)	0.09(2),0.28(4)	others (bolt,braket, pulley,etc.)	≈0 (neglectable)
	motor	0.68		
total	≈104kg			

전체 알루미늄 프로파일의 무게는 CREO parametric의 질량 특성 기능을 사용하여 계산하였다.

Fig. 30, Fig. 31 Finding mass of Aluminum profile

전체 프로파일의 무게 = 프레임에 사용된 프로파일의 무게 + Rotary Leg에 사용된 프로파일의 무게
= 3.15kg+0.63kg*2 = 4.41kg

m_1+m_2+m_0 값이 약 104kgf이므로, 오차범위를 고려하여 최대 **110kgf**까지 견딜 수 있는 프레임을 제작하고자 한다.

3) 초기 위치에서 $\phi_0 = 29.036^\circ \approx 30^\circ$ 이므로, 초기각 $\phi_0 = 30^\circ$ 이다.

4) 계단은 콘크리트 계단이며. Rotary Leg의 각 다리의 지지부는 미끄럼 방지 테이프로 감싸져 있다.
($\mu = \mu_k$ = 0.8 (콘크리트 위의 미끄럼 방지 테이프가 가지는 동마찰계수))

2.6.3.1.2 계단을 올라갈 때

Rotary Leg의 중심에 작용하는 토크는 시계방향으로 작용한다고 가정한다. $F_1 = 0$, 즉, $F_2 = (m_1 + m_2 + m_0)/2$=55kgf이라 가정한다. Rotary Leg의 마찰력으로 인해 발생하는 수평 방향의 힘은 $F_x = \mu F_2$ (+x방향) 이므로 토크 τ는 다음과 같다.

1) $\phi : 90^\circ \sim 0^\circ$

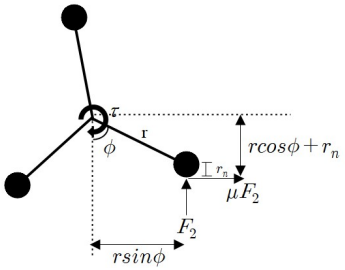


Fig. 32 FBD of Rotary Leg ($\phi : 90^\circ \sim 0^\circ$)

$$\tau = F_2 r sin\phi + \mu F_2 (r cos\phi + r_n)$$

ϕ가 감소하는 값이므로, $\phi = -\phi$ ($\phi : -90^\circ \sim 0^\circ$)로 두면,

$$\tau = -F_2 r sin\phi + \mu F_2 (r cos\phi + r_n) \quad (\phi : -90^\circ \sim 0^\circ)$$

2) $\phi : 0^\circ \sim 30^\circ$

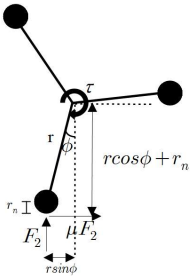


Fig. 33 FBD of Rotary Leg ($\phi : 0^\circ \sim 30^\circ$)

$$\tau = -F_2 r sin\phi + \mu F_2 (r cos\phi + r_n)$$

따라서, ϕ : $-90^\circ \sim 30^\circ$

$$\tau = -F_2 r sin\phi + \mu F_2 (r cos\phi + r_n)$$

2.6.3.1.3 계단을 내려갈 때

Rotary Leg의 중심에 작용하는 토크는 반시계 방향으로 작용한다고 가정한다. $F_2 = 0$, 즉, $F_1 = (m_1 + m_2 + m_0)/2$이라 가정한다. Rotary Leg의 마찰력으로 인해 발생하는 수평 방향의 힘은 계단을 올라갈 때와는 반대 방향 (-x방향)으로 작용하며, 토크 τ는 다음과 같다.

1) ϕ : $30^\circ \sim 0^\circ$

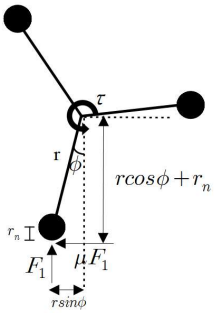


Fig. 34 FBD of Rotary Leg (ϕ : $30^\circ \sim 0^\circ$)

$$\tau = F_1 r sin\phi + \mu F_1 (r cos\phi + r_n)$$

ϕ가 감소하는 값이므로, $\phi = -\phi$ (ϕ : $-30^\circ \sim 0^\circ$)로 두면,

$$\tau = -F_1 r sin\phi + \mu F_1 (r cos\phi + r_n) \quad (\phi : -30^\circ \sim 0^\circ)$$

2) ϕ : $0^\circ \sim 90^\circ$

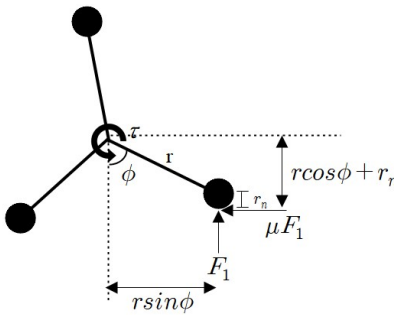


Fig. 35 FBD of Rotary Leg (ϕ : $0^\circ \sim 90^\circ$)

$$\tau = -F_1 r sin\phi + \mu F_1 (r cos\phi + r_n)$$

따라서, ϕ : $-30^\circ \sim 90^\circ$ 일 때.

$$\tau = -F_1 r sin\phi + \mu F_1 (r cos\phi + r_n)$$

2.6.3.1.4 Rotary Leg에 작용하는 최대 토크

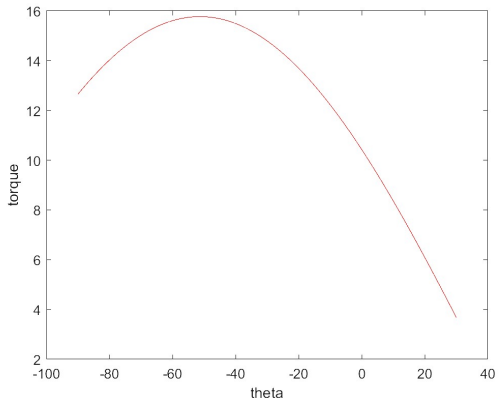


Fig. 36 Torque-Angle Graph (Going up)

$$\tau = -F_2 r sin\phi + \mu F_2 (r cos\phi + r_n) \quad (\phi : -90^\circ \sim 30^\circ)$$

$$(\tau_{\max})_{going\ up} = 15.77 \text{kgf·m}$$

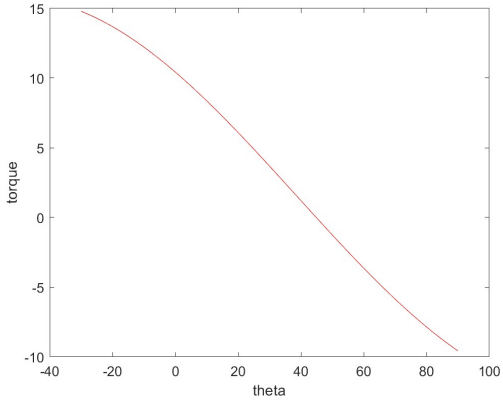


Fig. 37 Torque-Angle Graph (Going down)

$$\tau = -F_1 r sin\phi + \mu F_1 (r cos\phi + r_n) \quad (\phi : -30^\circ \sim 90^\circ)$$

$$(\tau_{\max})_{going\ down} = 14.79 \text{kgf·m}$$

2.6.3.1.5 Rotary Leg의 안정성 검토

Rotary Leg의 안정성을 검토하기 위하여. 선형 정적 해석을 진행하였다.

2.6.3.1.5.1 상황 가정

해석에서 가정한 상황은 다음과 같다.

1. Rotary Leg에 최대토크가 작용하는 상황 (Rotary Leg에 15.77kgf·m의 토크가 작용)
2. Rotary Leg의 세 다리 중 한 개가 지면과 수직인 상황

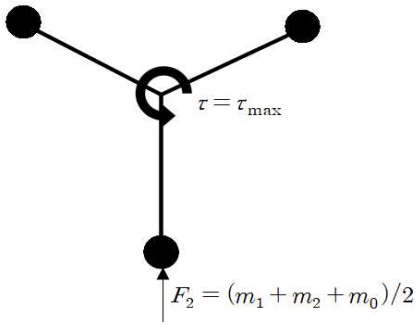


Fig. 38 Assumption for analysis

따라서, 해석에서 고려한 하중조건은 다음과 같다.

1. Rotary Leg에 작용하는 토크
2. 지지점에 작용하는 힘
3. 중력

2.6.3.1.5.2 FEA(Finite Element Analysis)

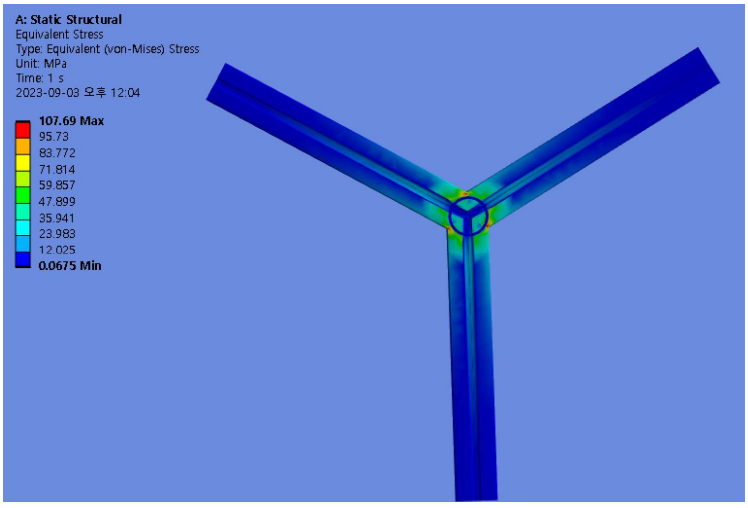


Fig. 39 FEA

Rotary Leg에 작용하는 최대 응력이 107.69Mpa로, 항복응력인 280Mpa에 비해 작은 값이므로, 안전하다.

2.6.3.2 모터 선정

기어비 $\frac{r_{pinion}}{r_{gear}} = \frac{1}{8}$ (r_{pinion}: 피니언의 반지름, r_{gear}: 기어의 반지름)로 설정하여, 모터를 선정하였다.

Rotary Leg에 작용하는 최대 토크 $\tau_{\max}$ =15.77kgf·m=1577kgf·cm이면, 모터의 정격 토크는 $\tau_{\max} \cdot \frac{r_{pinion}}{r_{gear}}$ = 197.13kgf·cm보다 커야 한다.

Table 13 Motor catalog

Model	PG42-4266-12190N
Motor Type	DC Planetary geared motor
Rated Torque (kgf·cm)	214
Rated speed (rpm)	58
Voltage (V)	12
Output Power (W)	250
Input power (W)	388.99
Reduction ratio	294

2.6.3.3 배터리 선정

Table 14 Battery catalog

Model	VK1220
Output Voltage	12V
Capacity	20ah
Battery Type	Rechargeable
Size	181mm x 76mm x 167mm
Weight	6.2kg

1. 배터리의 전압이 12V, 용량이 20Ah이므로, 총출력량은 $P = V \times Ah = 12 \times 20 = 240\,Wh$ 이다.

2. 모터의 정격 소비 전력 W_{in}은 338.99W이므로, 해당 배터리를 사용할 때 정격 상태로 모터를 가동할 수 있는 시간 $H = P \div W_{in} = 240\,Wh \div 338.99\,W = 0.71h$ 이다.

3. 기어비 8:1을 고려한 모터가 정격 상태일 때 Rotary Leg의 회전수 $R = \frac{58}{8} = 7.25\,RPM$ 이다.

4. Rotary Leg에 의해 모터가 $\frac{1}{3}$ 회전하면 휠체어가 한 계단을 오를 수 있으므로, 휠체어가 한 계단 오르는 데 걸리는 시간

$$S = \frac{1}{R} = \frac{1}{7.25(rev/\min)} = \frac{1}{7.25(rev/\min)} \times \frac{60s}{1\min} \times \frac{\frac{1}{3}rev}{\frac{1}{3}rev} = 2.76\ s/\frac{1}{3}rev = 2.76\,s/one\ stair$$ 이다.

5. 보통 한 층을 오르는 데 필요한 계단의 수가 20개이고 계단참을 고려하여 휠체어가 한 층을 오르는 데 걸리는 시간 $t = S \times 20 + 15 = 70.17\,s$이다.

6. 정격 상태로 모터를 가동할 수 있는 시간은 $0.71\,h$이므로 배터리 완충 시 휠체어가 오를 수 있는 층의 수 $N = \frac{0.7 \times 3600}{70.17} = 36$층이다.

따라서, 배터리 한 번 완충 시 **36층**을 이동할 수 있다.

2.6.3.4 축 선정

2.6.3.4.1 축 재료 선정

축의 재료 선정에 있어 보편적으로 사용하는 재료인 기계구조용 강 S45C와 알루미늄 합금 AL 6061-T6를 고려하였다. 강도 측면에서는 S45C가 뛰어나지만, 경제성과 무게 측면을 고려하여 알루미늄 합금 AL 6061-T6를 축의 재료로 선정하였다.

Table 15 Material property of AL 6061-T6 and S45C

	AL 6061-T6	S45C
Yield Tensile Strength	276Mpa	450Mpa
Shear Strength	210Mpa	80Gpa
Density	$2.7g/cm^3$	$7.85g/cm^3$

2.6.3.4.2 축에 작용하는 하중 분석

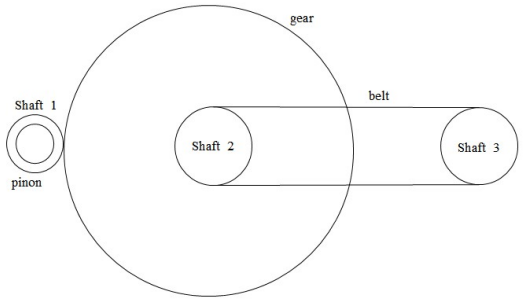


Fig. 40 Schematic diagram of Driving part (left side)

2.6.3.4.2.1 상황 가정

풀리의 재료는 알루미늄이며, 고무벨트를 사용한다고 가정한다. Table 16를 보면, 젖지 않은 상태의 알루미늄과 젖지 않은 상태의 고무 사이의 동마찰계수는 **0.76**이다.

Table 16 Coefficient of friction between Belt and Pulley

Material 1	Material 2	μ_s	μ_k
Dry rubber	Dry aluminium	0.80	0.76
Dry rubber	Greasy aluminium	0.80	0.76
Greasy rubber	Dry aluminium	0.63	0.56
Greasy rubber	Greasy aluminium	0.63	0.56

엇걸기 전동방식으로 동력을 전달한다고 가정한다. 또한, pulley 1, pulley 2, pulley 3의 치수는 다음과 같다고 가정한다.

Table 17 Design parameter of Pulleys

	Belt type	Belt width	D_1	D_2	C
pulley 1	S5M	15mm	47.75mm	47.75mm	142mm
pulley 2	S3M	10mm	42.02mm	42.02mm	142mm
pulley 3	S5M	15mm	47.75mm	47.75mm	142mm

Table 18 Width Correction Coefficient (K_b)

벨트 종류	벨트폭		폭 보정계수
	호칭	mm	K_b
S3M	060	6	1.00
	100	10	1.79
	150	15	2.84
S5M	100	10	1.00
	150	15	1.59
	250	25	2.84

Table 19 Reference Transmission Capacity(15)

풀리 종류	S3M		S5M	
벨트 폭 (mm)	6		10	
풀리 톱니수	44		30	
피치원(mm)	42.02		47.75	
풀리 회전수(rpm)	50	100	50	100
허용 장력 (N)	138	126	318	292

2.6.3.4.2.2 벨트의 장력 계산

2.6.3.4.2.2.1 접촉각

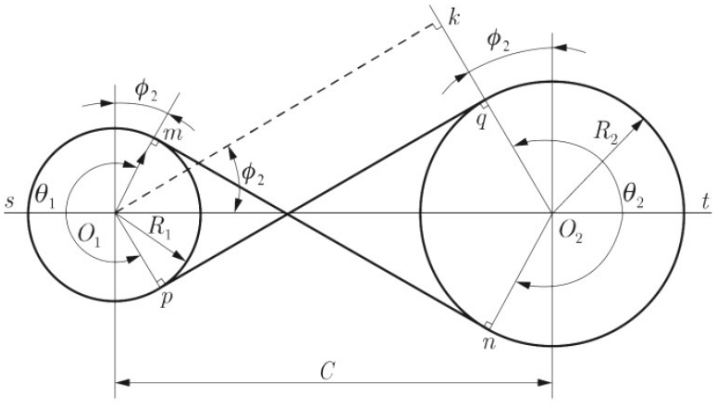


Fig. 41 Contact angle

D_{11}, D_{12} : S3M 타이밍 풀리의 지름
θ_{11}, θ_{12} : S3M 타이밍 풀리의 접촉각

D_{21}, D_{22} : S5M 타이밍 풀리의 지름
θ_{21}, θ_{22} : S5M 타이밍 풀리의 접촉각

2.6.3.4.2.2.1.1 S3M 타이밍 풀리의 접촉각

$$\phi_{12} = \sin^{-1}(\frac{D_{11}+D_{12}}{2C}) = \sin^{-1}(\frac{42+42}{2\times144}) = 16.96 = 0.296(rad)$$

그러므로 S3M 타이밍 풀리의 접촉각은 다음과 같다.

$$\theta_{11} = \theta_{12} = 180^\circ + 2\phi_{12} = 180^\circ + 2\sin^{-1}(\frac{D_{11}+D_{12}}{2C}) = 180^\circ + 2\sin^{-1}(\frac{42+42}{2\times144}) = 3.73(rad)$$

2.6.3.4.2.2.1.2 S5M 타이밍 풀리의 접촉각

$$\phi_{22} = \sin^{-1}(\frac{D_{21}+D_{22}}{2C}) = \sin^{-1}(\frac{47.75+47.75}{2\times144}) = 19.36 = 0.338(rad)$$

그러므로 S5M 타이밍 풀리의 접촉각은 다음과 같다.

$$\theta_{21} = \theta_{22} = 180^\circ + 2\phi_{22} = 180^\circ + 2\sin^{-1}(\frac{D_{21}+D_{22}}{2C}) = 180^\circ + 2\sin^{-1}(\frac{47.75+47.75}{2\times144}) = 3.81(rad)$$

2.6.3.4.2.2.2 타이밍 풀리의 회전 속도

계단을 올라갈 때 Rotary Leg에 필요한 토크가 15.77kgf·m이고 구동축에 작용하는 토크는 다음과 같다.

$$\tau_{driving\,shaft} = \frac{15.77\ kgf \bullet m}{8} = 197.125\,kgf \bullet cm$$

유성 기어 모터의 감속비가 294:1이므로 실제 DC 모터에 작동하는 토크는 다음과 같다.

$$\tau_{act\ DCmotor} = \frac{197.125\,kgf \bullet cm}{294} = 0.67\,kgf \bullet cm$$

모터의 output 토크에 따라 회전 속도가 다르므로 아래의 모터 특성 선도를 참고한다.

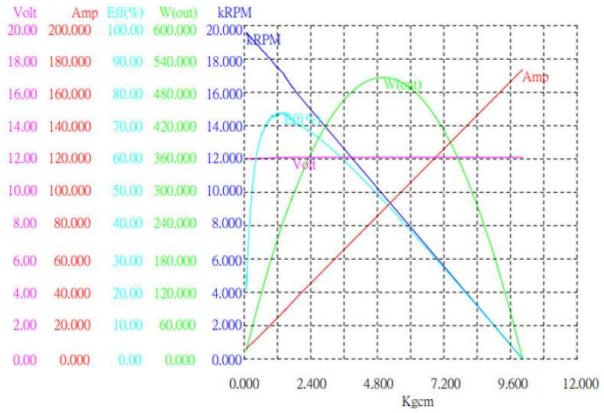


Fig. 42 DC Motor property Diagram

모터 특성 선도에 따라 모터의 회전 속도는 $18551.12\,rpm$ 이다. 유성 기어 모터를 사용하므로 감속비 294:1과 시스템의 기어비 8:1을 고려한 타이밍 풀리의 회전 속도는 다음과 같다.

$$N = \frac{N_1}{294\times8} = \frac{18551.12}{294\times8} = 7.89\,rpm$$

2.6.3.4.2.2.3 벨트 장력

벨트의 긴장측에 벨트의 허용 장력만큼의 장력이 작용한다고 가정한다. Table 19의 값을 이용하여, 7.89rpm에서의 벨트의 허용 장력을, 선형보간을 이용하여 구하고자 한다. 계산하고자 하는 벨트의 장력은 다음과 같다.

S3M 타이밍 벨트의 긴장측 장력 : T_{11}, S3M 타이밍 벨트의 이완측 장력 : T_{12}

S5M 타이밍 벨트의 긴장측 장력 : T_{21}, S5M 타이밍 벨트의 긴장측 장력 : T_{22}

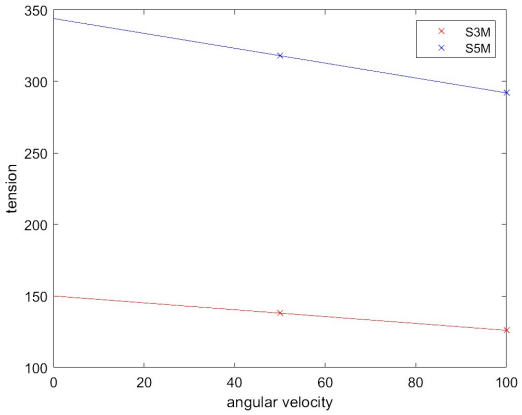


Fig. 43 Extrapolation

x_1 : 6mm S3M 타이밍 벨트의 허용 장력, x_2 : 10mm S5M 타이밍 벨트의 허용 장력

$$\frac{138-126}{50-100}=\frac{x_1-126}{7.89-100},\ x_1=148.1064\,N$$
$$\frac{318-292}{50-100}=\frac{x_2-292}{7.89-100},\ x_2=339.8972\,N$$

2.6.3.4.2.2.3.1 S3M 타이밍 벨트 장력 계산

x_1이 6mm S3M 타이밍 벨트의 허용 장력이므로, 사용하고자 하는 10mm 타이밍 벨트의 긴장측 장력을 구하기 위해서는 Table 18의 폭 보정계수를 곱해야 한다.

$$T_{11}=K_{b1}\times x_1=265.11N$$
$$T_{12}=\frac{T_{11}}{e^{\mu\theta}}=\frac{265.11}{e^{0.76\times3.73}}=15.57\,N$$

2.6.3.4.2.2.3.2 S5M 타이밍 벨트 장력 계산

x_2이 10mm S5M 타이밍 벨트의 허용 장력이므로, 사용하고자 하는 15mm 타이밍 벨트의 긴장측 장력을 구하기 위해서는 Table 18의 폭 보정계수를 곱해야 한다.

$$T_{21}=K_{b2}\times x_2=540.44N$$
$$T_{22}=\frac{T_{21}}{e^{\mu\theta}}=\frac{540.44}{e^{0.76\times3.81}}=29.87\,N$$

2.6.3.4.2.3 축에 작용하는 하중 계산 (y축 방향)

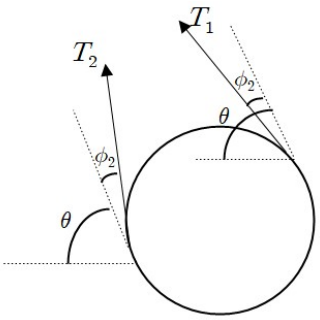


Fig. 44 FBD of shaft 3 (left side)

축에 y축 방향으로 작용하는 힘 $F_y = T_1\sin(\theta-\phi_2)+T_2\sin(\theta+\phi_2)$ 이다. F_{y1}, F_{y2}를 다음과 같이 정의한다.

F_{y1} : S3M 풀리 위치에서 축에 y축 방향으로 작용하는 힘
F_{y2} : S5M 풀리 위치에서 축에 y축 방향으로 작용하는 힘

$$F_{y1} = T_{11}\sin(\theta-\phi_{12})+T_{12}\sin(\theta+\phi_{12}) = 265.11\sin(\theta-16.96)+15.57\sin(\theta+16.96)$$
$$F_{y2} = T_{21}\sin(\theta-\phi_{22})+T_{22}\sin(\theta+\phi_{22}) = 540.44\sin(\theta-19.37)+29.87\sin(\theta+19.37)$$

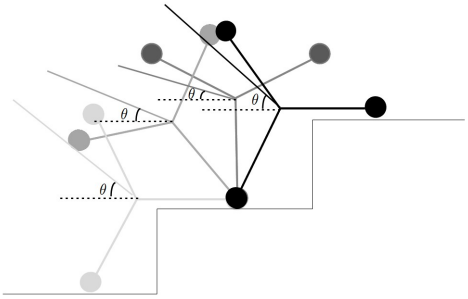


Fig. 45 Range of θ

θ는 초기 상태에서 최댓값을 갖는다. 이때, θ는 (90-51.1) ° =38.9 ° 이다. θ에 대한 F_{y_1}, F_{y2}의 그래프는 다음과 같다.

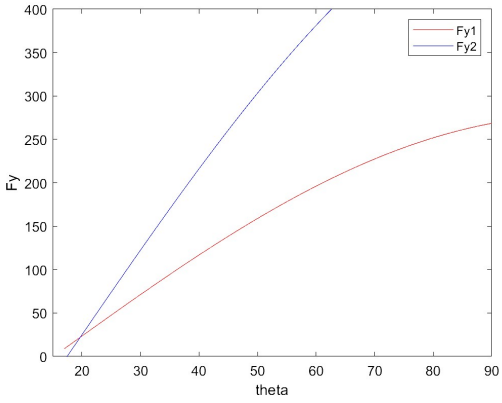


Fig. 46 Maximum value of F_{y_1},F_{y2}

$\theta \leq 38.9^\circ$의 범위에서 θ가 38.9°일 때, 축에 y축 방향으로 작용하는 최대 힘 F_{y_1}, F_{y2}는 최댓값 111.94N, 206.1N을 갖는다.

2.6.3.4.2.4 FBD (Free Body Diagram)

Shaft 3에 작용하는 하중과 경계조건은 다음과 같다.

Table 20 Model Setup

Type		Location(mm)	Load(N)
Length		200	-
Support	Pinned	0	-
	Pinned	200	-
Load	Point Load	85	206.1
	Point Load	140	111.94
	Point Load	170	206.1

Bending moment가 작용하는 Shaft 3에 대한 FBD는 다음과 같다.

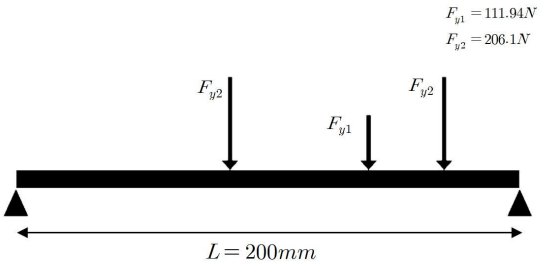


Fig. 47 FBD of Shaft 3

2.6.3.4.2.5 SFD (Shear Force Diagram)

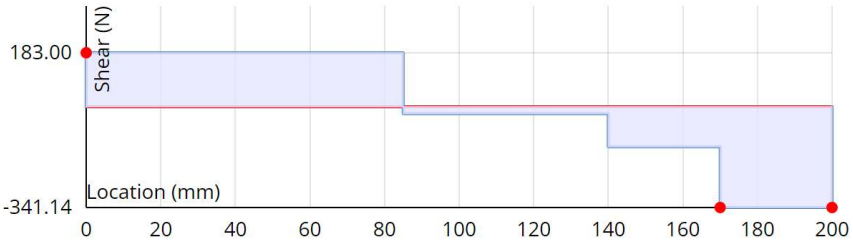


Fig. 48 SFD of Shaft 3

2.6.3.4.2.6 BMD (Bending Moment Diagram)

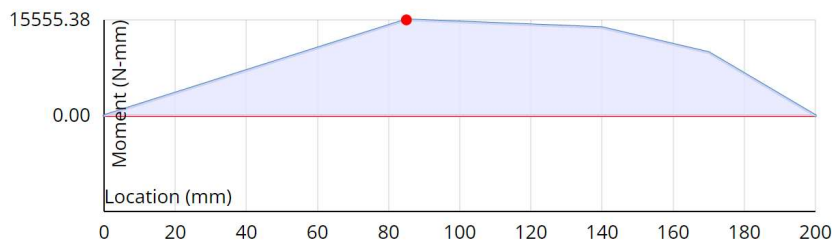


Fig. 49 BMD of Shaft 3

BMD에 의하면 Shaft 3에 작용하는 최대 모멘트는 $15.56N \cdot m$이다.

이때, Shaft 2는 Shaft 3과 벨트로 연결되어 있다. 따라서, 기어의 자중을 무시하면, Shaft 2에 작용하는 하중은 Shaft 3에 작용하는 하중과 크기가 같으며, 방향만 반대이다. 따라서, Shaft 2의 최대 모멘트는 $15.56N \cdot m$이다.

2.6.3.4.2.7 축에 작용하는 하중

축에 작용하는 하중을 정리하면 다음과 같다. 이때, 토크는 최대 토크인 15.77kgf·m≈154.70N·m의 값을 활용한다.

Table 21 Torque or moment applied to the shaft (Unit : N·m)

	Shaft 1	Shaft 2	Shaft 3
Torque	19.34	154.70	154.70
Moment	-	15.56	15.56

위의 축에 작용하는 하중과 축의 재료를 고려하여 강도 측면에서 축의 지름을 결정하였다.

2.6.3.4.3 Shaft 3 결정

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S \cdot \sqrt{M^2+T^2}}{\pi \cdot \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot \sqrt{15.56^2+154.7^2}}{\pi \cdot 276 \cdot 10^6}} = 0.0226m = 22.6mm$$

위의 최소 지름을 만족하도록 전동축의 지름은 25mm로 결정한다.

2.6.3.4.4 Shaft 2 결정

기어의 자중을 고려하여 안전계수를 2로 설정한다.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S \cdot \sqrt{M^2+T^2}}{\pi \cdot \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot \sqrt{15.56^2+154.7^2}}{\pi \cdot 276 \cdot 10^6}} = 0.0226m = 22.6mm$$

위의 최소 지름을 만족하도록 전동축의 지름은 25mm로 결정한다.

2.6.3.4.5 Shaft 1 결정

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S \cdot T}{\pi \cdot \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 19.34}{\pi \cdot 276 \cdot 10^6}} = 0.0113m = 11.3mm$$

위의 최소 지름을 만족하도록 원동축의 지름은 12mm로 결정한다.

Table 22 Shaft catalog

	Shaft 1	Shaft 2	Shaft 3
Material	Aluminum alloy	Aluminum alloy	Aluminum alloy
Diameter	12mm	25mm	25mm
length	140mm	250mm	350mm

2.6.3.5 기어 선정

위의 모터 선정에 언급했듯이 기어비는 8:1로 설정한다. 또한 기어의 지름을 고려하여 모듈은 1.5로 하고 기어의 재료는 가장 많이 사용하는 기계구조용 강 S45C로 결정한다. 기어는 평기어를 사용하였다.

Table 23 Gear/Pinion catalog

	Pinion	Gear
Module	1.5	1.5
Pressure Angle (˚)	20	20
Number of teeth	15	120
Material	S45C	S45C
Inner diameter (mm)	12	25

2.6.3.5.1 기어의 안정성 검토

2.6.3.5.1.1 종동축 기어의 안정성 검토

Table 24 Gear catalog

	Gear
Module	1.5
Pressure Angle	20˚
Number of teeth	120
Material	S45C
bending strength	30kg/mm^2
tooth profile factor	0.458
coefficient of velocity	0.978s/m

종동축 기어의 면압 강도를 ϖ라고 하면,

$\varpi = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y = 0.978 \cdot 30 \cdot 15 \cdot 1.5 \cdot 0.458 = 302.35\,\mathrm{kg}$

휠체어와 사람의 자중 등을 모두 고려한 하중이 110kg이므로, 본 설계는 안전하다.

2.6.3.5.1.2 구동축 피니언의 안정성 검토

Table 25 Pinion catalog

	Pinion
Module	1.5
Pressure Angle	20°
Number of teeth	15
Material	S45C
bending strength	30kg/mm^2
tooth profile factor	0.319
coefficient of velocity	0.978m/s

구동축 피니언의 면압 강도를 ϖ라고 하면,

$\varpi = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y = 0.978 \cdot 30 \cdot 15 \cdot 1.5 \cdot 0.319 = 210.59$kg

휠체어와 사람의 자중 등을 모두 고려한 하중이 110kg이므로, 본 설계는 안전하다.

2.6.3.6 타이밍 벨트와 풀리 선정

2.6.3.6.1 풀리 결정

Shaft 2, Shaft 3의 타이밍 풀리는 치수가 같은 타이밍 풀리를 사용하고자 한다.

Table 26 Pulley catalog

	pulley1	pulley2	pulley3
Belt type	S5M	S3M	S5M
Width	10	10	10
Inner diameter	30mm	25mm	30mm
Outer diameter	52mm	48mm	52mm
Pitch diameter	47.75mm	42.02mm	47.75mm
Number of teeth	30	44	30

2.6.3.6.2 타이밍 벨트 결정

타이밍 벨트의 축 간 거리를 C = 142mm로 설정하였습니다. 따라서 타이밍 벨트의 전체 길이는 평풀리의 벨트 전체 길이를 구하는 식 ③을 이용하여 결정하였다.

$$L = 2C + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4C} \quad \text{....③}$$

Table 27 Belt catalog

	Belt type	Belt width	Length
Belt 1	S5M	15mm	450mm
Belt 2	S3M	10mm	432mm
Belt 3	S5M	15mm	450mm

2.6.4 연결 방법 결정

휠체어의 밑부분과의 연결부는 알루미늄 파이프를 이용하였으며, 휠체어의 윗부분과의 연결부는 케이블 타이를 이용하여 연결하였다.

Table 28 Aluminum pipe catalog

Material	AL 6063
Outer diameter	25Φ
Thickness	1T
Length	90mm

2.6.5 제어부 설계

2.6.5.1 Flow Chart

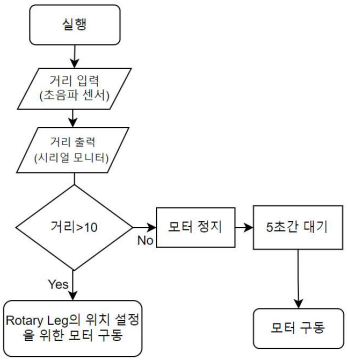


Fig. 50 Flow chart

2.6.5.2 배선도

배선도는 다음과 같다.

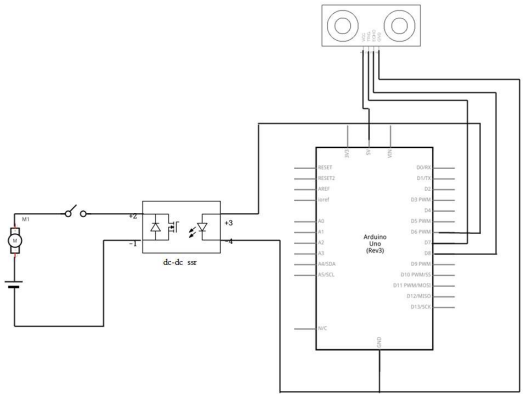


Fig. 51 Schematic diagram

SSR를 이용하여 동작전압이 5V인 아두이노 보드가 12V의 모터를 제어할 수 있도록 하였으며, 모터는 초음파 센서로 측정된 값을 이용하여 Rotary Leg의 위치를 설정한 후 SSR을 이용하여 제어하고자 한다. 모터와 배터리에 연결할 전선은 awg8의 전선을 사용하였다.

2.6.5.3 아두이노 제어

2.6.5.3.1 제어 코드

```
const int trigPin = 7;
const int echoPin = 8;
const int relayPin = 6;
unsigned long previousMillis = 0;
```

```
const long interval = 500;  // 500 밀리초마다 측정

void setup() {
  pinMode(trigPin, OUTPUT);
  pinMode(echoPin, INPUT);
  pinMode(relayPin, OUTPUT);
  Serial.begin(9600);
}

void loop() {
  unsigned long currentMillis = millis();

  if (currentMillis - previousMillis >= interval) {
    previousMillis = currentMillis;

    // 초음파 센서로부터 거리 측정
    digitalWrite(trigPin, LOW);
    delayMicroseconds(2);
    digitalWrite(trigPin, HIGH);
    delayMicroseconds(10);
    digitalWrite(trigPin, LOW);
    long duration = pulseIn(echoPin, HIGH);
    int distance = duration * 0.034 / 2;

    Serial.print("거리: ");
    Serial.print(distance);
    Serial.println(" cm");

    // 거리에 따라 SSR을 사용하여 모터 제어
    if (distance > 10) {
      digitalWrite(relayPin, HIGH); // SSR을 켜서 모터를 작동시킴
    } else {
      digitalWrite(relayPin, LOW);
      delay(5000); // 측정 거리가 10cm 이하면 5초간 멈춤
      while (1){
        digitalWrite(relayPin, HIGH); // SSR을 켜서 모터를 작동시킴
      }
    }
  }
}
```

2.6.5.3.2 제어 코드 설명

1. 핀 정의 및 변수 초기화

trigPin: 초음파 센서의 트리거 핀 번호 (7번 핀)

echoPin: 초음파 센서의 에코 핀 번호 (8번 핀)
relayPin: SSR 모듈을 제어하기 위한 핀 번호 (6번 핀)
previousMillis: 이전에 측정된 시간을 저장하기 위한 변수
interval: 거리를 측정하는 간격 (500 밀리초)

2. setup 함수
핀 모드 설정(pinMode), 시리얼 통신 초기화(Serial.begin)

3. loop 함수
3.1 초음파 센서를 사용하여 거리를 측정
trigPin에서 트리거 신호를 보내고, echoPin에서 에코 신호를 받아서 거리를 계산(digitalWrite)
거리는 센티미터로 계산, 거리 측정값을 시리얼 모니터에 출력(Serial.print)

3.2 측정된 거리에 따라 SSR을 사용하여 모터를 제어
거리가 10 센티미터보다 크면, SSR을 켜서 모터를 작동(digitalWrite)
거리가 10 센티미터보다 작으면, SSR을 끄고 5초 동안 대기한 후, 모터를 작동

2.7 예산서

Table 29 Bill Of Material

No.	품명	구입처	단가(원)	수량(개)	금액(원)
1	Shaft 1	신아하이메탈	225	1	225
2	Shaft 2	신아하이메탈	1,500	1	1,500
3	Shaft 3	신아하이메탈	2,000	1	2,000
4	Shaft 1 기어	미스미	13,430	1	13,430
5	Shaft 2 기어	미스미	83,955	1	83,955
6	S3M 타이밍 풀리	미스미	9,840	2	19,680
7	S3M 타이밍 벨트	미스미	3,240	1	3,240
8	S5M 타이밍 풀리	미스미	11,380	4	45,520
9	S5M 타이밍 벨트	미스미	5,980	2	11,960
10	Shaft 1 베어링	낙동삼양베어링	1,200	1	1,200
11	Shaft 2 베어링	낙동삼양베어링	5,000	2	10,000
12	Shaft 3 베어링	대경베어링	9,900	2	19,800
13	프레임 프로파일	상구 A&P	53,000	전체	53,000
14	Rotary Leg 프로파일	상구 A&P	3,000	3	9,000
15	Rotary Leg 파이프	고려상사	495	2	990
16	결합부 파이프	고려상사	530	2	1,060
17	유성 기어 모터	모터뱅크	84,500	1	84,500
18	모터 브라켓	모터뱅크	3,300	1	3,300
19	배터리	볼타코리아	36,000	1	36,000
20	커플링	베어링웍스	15,300	1	15,300
21	SSR (solid state relay)	Fotek	10,200	1	10,200
22	8AWG 8SQ 전선 케이블	지제이썬	13,640	1	13,640
23	아두이노 Uno	에듀이노	4,400	2	8,800
24	초음파 센서	에듀이노	1,100	1	1,100
합계					449,400

3. 결과 및 토의

3.1 실험 및 결과

3.1.1 구동 실험

우선, 모터의 출력이 크기 때문에, 출력이 낮은 12V DC 모터로 회로를 구성하여 회로 이상 여부를 판단하기 위한 간단한 예비 실험을 하였다.

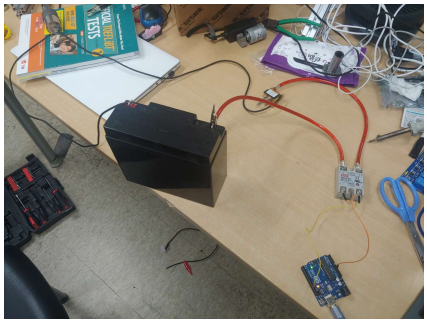


Fig. 52 Preliminary test

회로에 이상이 없음을 확인하였으며, 이후 동력이 제대로 전달되는지를 확인하기 위한 실험을 하였다.

Fig. 53 Driving test

본 실험에서는 별다른 문제점이 발생하지 않았다. 따라서, 계단 승강 실험을 진행하였다.

3.1.2 계단 승강 실험

3.1.2.1 설계 변경 사항

계단 승강 실험을 진행하면서, 여러 문제점이 발생하였으며, 발생한 문제점은 다음과 같다.

1. 벨트가 동력을 잘 전달하지 못한다.
2. 계단 승강 시 프로파일이 계단에 걸린다.

1번 문제를 해결하기 위해 다음과 같이 설계를 변경하였다.

Table 31 Modification for solving the first problem

	변경 전	변경 후
전동방식	바로걸기	엇걸기
풀리 개수	2개	6개

L자 브라켓 중 일부를 제거하여, 필요한 프로파일의 길이를 줄임으로써 2번 문제를 해결하였다.

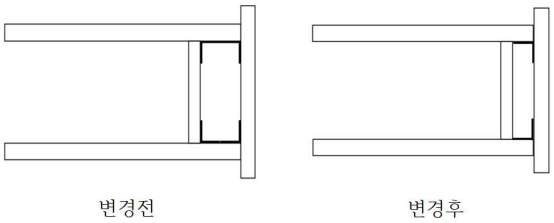


Fig. 54 Modification for solving the second problem

3.1.2.2 1차 승강 실험

위와 같이 설계를 변경한 후, 1차 승강 실험을 진행하였다. 1차 승강 실험은 휠체어 위에 아무것도 올리지 않고 실험을 진행하였다.

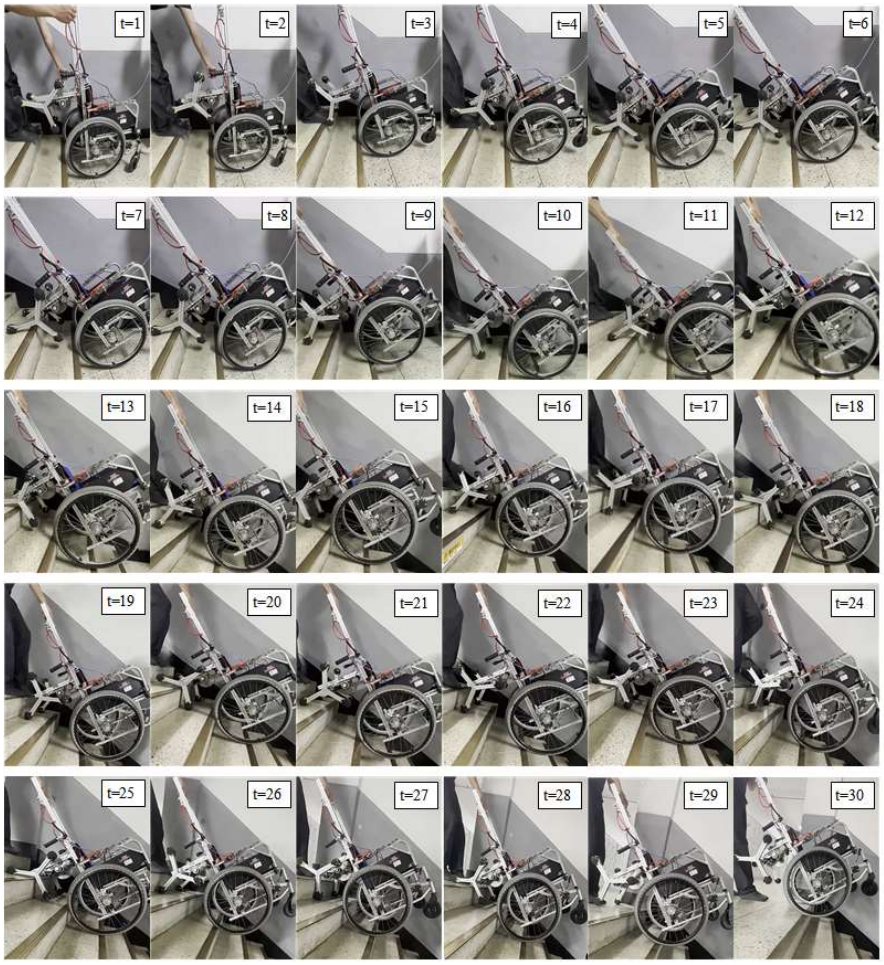


Fig. 55 Stair climbing experiment

3.1.2.3 2차 승강 실험

2차 승강 실험은 장치의 유무에 따른 힘의 차이를 측정하기 위해 진행하였으며, 휠체어에 23kg의 물체를 올린 후 진행하였다. **제품을 이용하지 않고 순수 사람의 힘을 이용하여 휠체어가 계단을 이동하는 경우**와 **제품을 이용하여 휠체어가 계단을 이동하는 경우**에 대해 각각 실험을 진행한 다음 결괏값을 비교하였다. 이를 통해, 제품이 휠체어의 계단 승강에 얼마나 도움을 줄 수 있는지를 파악하고자 하였다.

Fig. 56 Method of mesuring force

다음의 그래프는 각각의 경우에 대해 계단 승강에 필요한 힘을 나타낸 것이다. 측정은 로드셀을 이용하였다. 그래프의 값은 아두이노로 측정한 로드셀의 신호 크기이다.

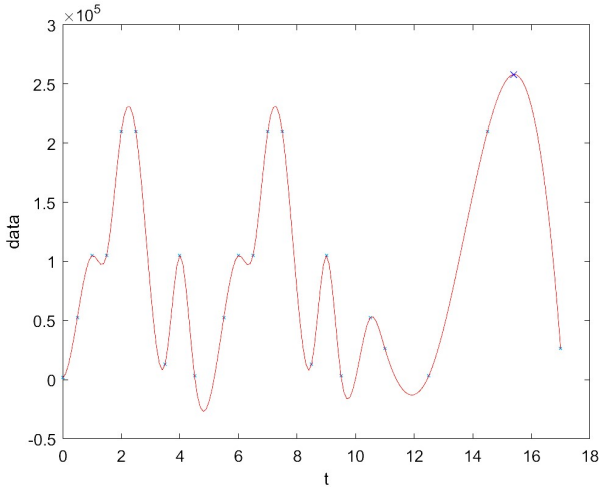


Fig. 57 Data from the experiment using the product

제품을 이용하는 경우 힘의 최댓값 : 258085

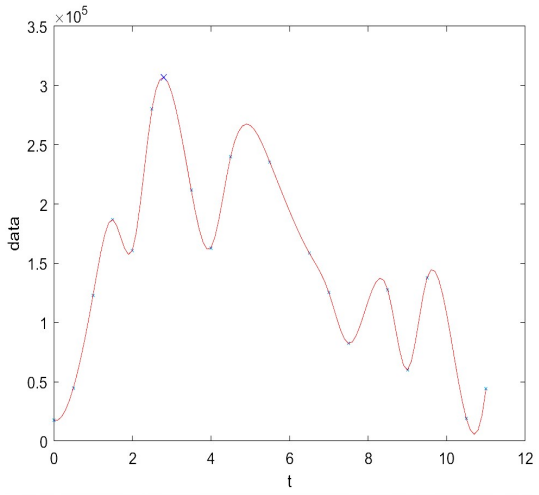


Fig. 58 Data from the experiment without using the product

제품을 이용하지 않는 경우 힘의 최댓값 : 306793

제품을 이용한 경우와 이용하지 않은 경우에 대해 필요한 힘의 최댓값을 비교하였을 때, 제품을 사용한 경우가 더 작게 나타났다. 즉, 제품은 휠체어의 계단 승강에 도움이 됨을 알 수 있다.

3.2 기대효과

설계를 통한 기대효과는 다음과 같다.

첫째, 현재 재난 대응 메뉴얼에 따른 휠체어 이용자의 재난 대피 방법에 따르면 두 명 이상이 휠체어를 들고 계단을 내려가도록 명시하고 있다. 하지만 본 제품을 사용하는 경우 보호자 한 명이 계단을 통해 휠체어를 이동시킬 수 있어 대피 시 필요한 인력과 시간을 확연히 줄일 수 있다. 또한 필요한 힘의 크기를 줄일 수 있어 효과적인 대피가 가능하다.

둘째, 기존 제품에 부착할 수 있도록 설계하여 교체 비용이 추가되지 않고, 비슷한 용도로 사용되는 타제품들에 비하여 상용화된 재료를 사용하여 저렴한 비용으로 제작할 수 있어 충분한 경제성을 확보할 수 있다.

셋째, 사회적으로 부족한 장애인의 재난 상황 대피 인식을 개선하고 활발한 연구가 지속될 수 있게 할 수 있다. 더불어, 휠체어를 사용하는 노약자가 증가하는 추세이다. 이런 상황에서 장애인뿐만 아니라 노약자에 관한 관심을 촉구할 기회가 될 수 있다.

3.3 개선방안

제품은 알루미늄 프로파일로 제작되었다. 강도는 만족했으나 다음과 같은 단점을 가지고 있다.

- 휠체어와 비슷한 무게의 프레임
- 구 형상의 지지부를 가진 Rotary Leg와 계단 사이의 접촉 면적 및 마찰력 부족
- 모터를 사용하기 위한 배터리의 무게

이를 극복하기 위해 강도는 높으면서 가벼운 소재를 사용하고, Rotary Leg와 계단 간의 접촉 면적을 넓힐 수 있다면 가벼우면서도 안전을 확보할 수 있는 제품을 제작할 수 있을 것으로 기대한다.

또한 Rotary Leg에 하중이 집중되는 경우를 가정하여 계산하여, 모터의 정격토크가 필요한 토크에 비해 비교적 크게 책정이 되었다. 하중의 분산을 고려하여 Rotary Leg에 작용하는 토크를 계산한다면 보다 적

은 출력을 갖는 모터를 선정함으로써 배터리의 크기를 줄일 수 있을 것이다.

4. 결 론

본 설계의 목표는 휠체어 이용자가 보호자의 도움을 받아 계단을 이동할 때, 휠체어의 계단 이동을 위해 가해야 하는 힘의 크기를 줄임으로써 화재 시 휠체어 이용자가 건물을 안전하게 탈출할 수 있도록 하는 것이다. 본 설계와 실험을 진행하며 다음과 같은 결론을 내렸다.

첫째, 제품을 이용하는 경우 계단 승강 시 필요한 힘의 최댓값은 제품을 이용하지 않을 때 비해 15.9% 감소한다. 이는 곧 화재 대피 시 필요한 인력과 힘을 줄여 신속하게 건물의 탈출이 가능하며, 효과적으로 인명피해를 줄일 수 있을 것이다.

둘째, 기존의 보급된 휠체어를 사용할 수 있도록 설계하여 교체 비용이 없이 재난 대비가 가능한 점에서 경제성을 확보할 수 있다.

셋째, 고령사회에서 늘어나는 휠체어 사용자 수에 비해 부족한 재난 대피에 관한 관심을 환기하여 활발한 사회적 변화를 일으킬 수 있을 것이다.

후 기

□ 보고서 작성에 많은 도움을 주신 황상문 교수님께 감사 인사를 드립니다.
□ 제품 제작에 도움을 주신 부산대학교 교직원분들께 감사 인사를 드립니다.
□ 본 대회를 개최하여, 학술의 장을 열어주신 기계학회 관계자분들께 감사의 인사를 드립니다.

참고문헌

(1) 한겨레, “고령인구 900만 명 돌파…노인을 위한 한국, 어떻게?”
https://www.hani.co.kr/arti/economy/economy_general/1060660.html
(2) 통계청, “2022 고령자통계” p. 21.
(3) 한국 장애인 개발원, “2022 장애통계연보” pp. 26.
(4) 비마이너, “재난이 오면 장애인은 어떻게 해야 하나요?”
https://www.beminor.com/news/articleView.html?idxno=14067
(5) 보건복지부, “장애인 재난 안전 가이드”
(6) 한겨레, “지하철 휠체어 리프트에서 또 사망사고…유족 “공사 책임 물어야”
https://www.hani.co.kr/arti/society/society_general/836231.html
(7) K. Sasaki and K. Suzuki, 2018, "Active Rotary-Legs Mechanism for Stair-Climbing Mobility Vehicle", IEEE Robotics and Automation Lettersvol. 3, no. 3, pp. 2237-2244.
(8) 김지훈, 2016,“층계 이용 가능한 전동휠체어 바퀴 형태 디자인 연구”, p. 27.
(9) Deborah Gavin-Dreschnack, Audrey Nelson, et al., 2005, “Wheelchair-related Falls: Current Evidence and Directions for Improved Quality Care”, p. 120.
(10) 사이즈코리아
https://sizekorea.kr/
(11) 박수찬, 박세진, 1996, “한국인 성인 (20~39세)의 신체 분절 특성에 관한 연구”, 대한체질인류학회지 제9권 제1호 pp. 91~99.
(12) 국가기술표준원, 2021, “제8차 한국인 인체치수 조사사업” p. 293.
(13) K. Sasaki, Y. Eguchi and K. Suzuki, "Step-climbing wheelchair with lever propelled Rotary Legs", IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS) p. 6357.
(14) UNECE, 2004, “Guidance on the Stability of Wheelchairs”, pp. 6~7.
(15) https://kr.misumi-ec.com/special/timing_pulley/tech/