



---

# REPORT

## AMR Rolling Chassis Design

---

제출일자	2023년 12월 18일
과 목 명	기계요소설계
대 학	공과대학
학 과	기계시스템디자인공학과
16조	B917074 성현진 B917078 양예준 B917079 양정현

---

# 목차

## 1. 설계 조건 설정

### 1.1 제원 및 하중 분석

#### 1.1.1 자세 제어를 위해 축에 걸리는 모멘트 분석

#### 1.1.2 자세 제어를 위해 핀에 걸리는 힘 분석

## 2. 요소 설계

### 2.1 Shaft 설계

### 2.2 Pin 설계

### 2.3 Spring Pin 설계

### 2.4 Bearing 설계

### 2.5 Key 선정

## 3. 기타 설계

### 3.1 플랫폼 제어에 필요한 토크

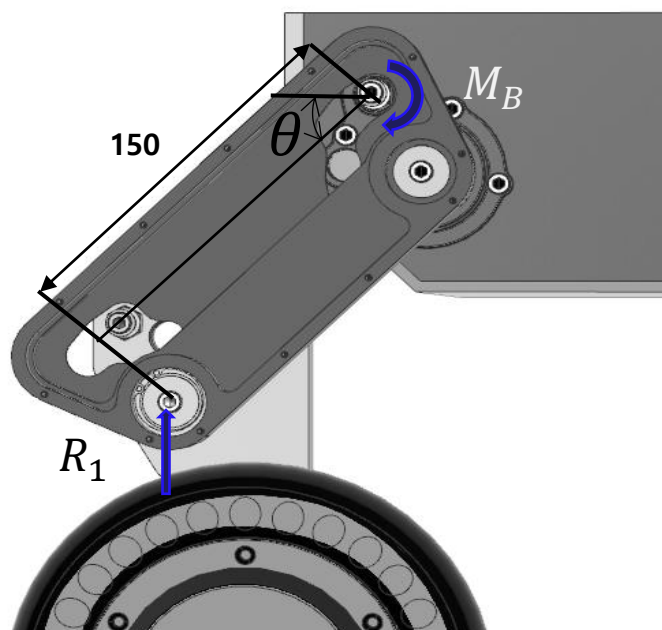
### 3.2 조립 및 이탈방지

## 1. 설계 조건 설정

- 1)AMR(Autonomous Mobile Robot)의 총 무게는 150 kg
- 2)플랫폼의 높이를 가변적으로 조절하는 기능을 갖도록 제작
- 3)축, 베어링 및 Drive Module Link의 조립 및 이탈방지
- 4)M12 나사,  $f=0.2$
- 5)핀의 경도는 Hv 220
- 6)축의 소재는 ANSI 4130(교과서 table A-21참조)을 검토
- 7)Ball Bearing의 목표수명시간은 10,000 시간이상으로 검토

### 1.1 제원 및 하중 분석

#### 1.1.1 자세 제어를 위해 축에 걸리는 모멘트 분석



AMR 자유물체도

AMR의 전체 질량( $m_{total}$ ): 150kg

AMR의 Total Weight를 계산하면

$$W_{total} = m_{total} \times g = 150kg \times \frac{9.8m}{s^2} = 1470N$$

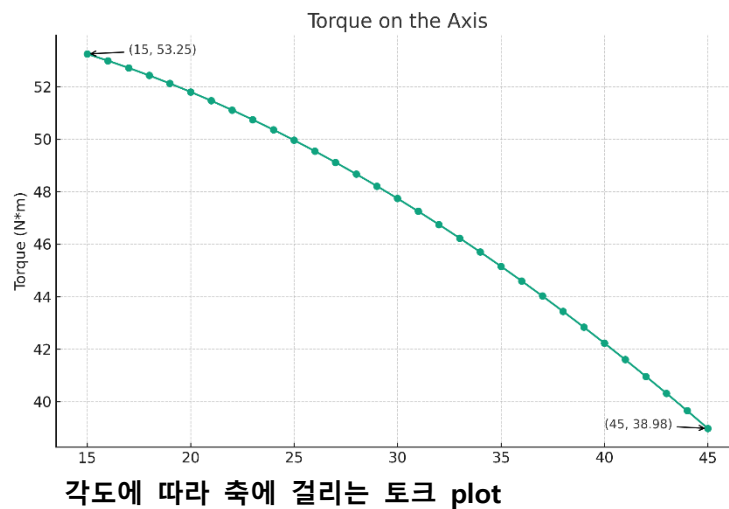
바퀴 하나당 작용하는 하중에 의한 반력은

$$R_1 = W_{total}/4 = 367.5N$$

이다. 높이 조절 범위는 제시된 3D 위치로부터 플랫폼이 낮아지는 위치로 30°로 제한된다.

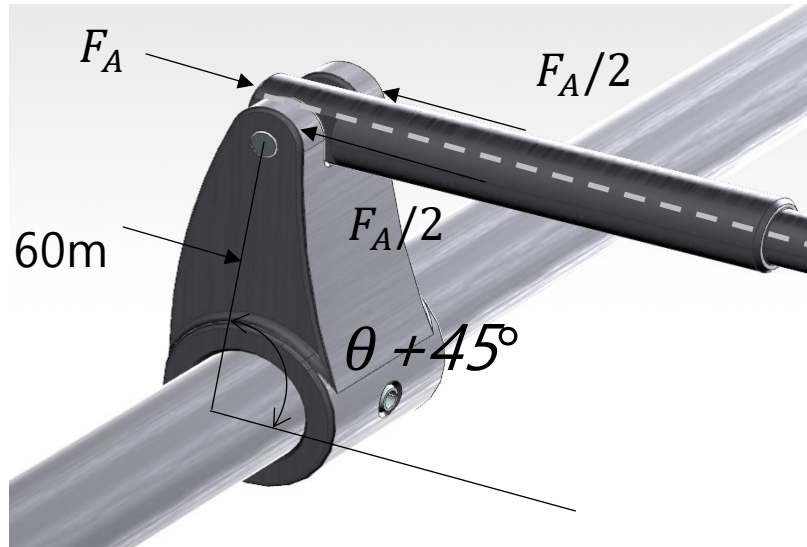
축에 작용하는 모멘트  $M_B$ 는

$$M_B = R_1 \times \cos\theta \times 0.15 \ (\theta = 15^\circ \sim 45^\circ)$$



15° 인 위치에서 최대 모멘트  $M_{Max} = 53.25N \cdot m$  를 갖고 45° 인 위치에서 최소 모멘트  $M_{Min} = 38.97N \cdot m$ 를 갖는다.

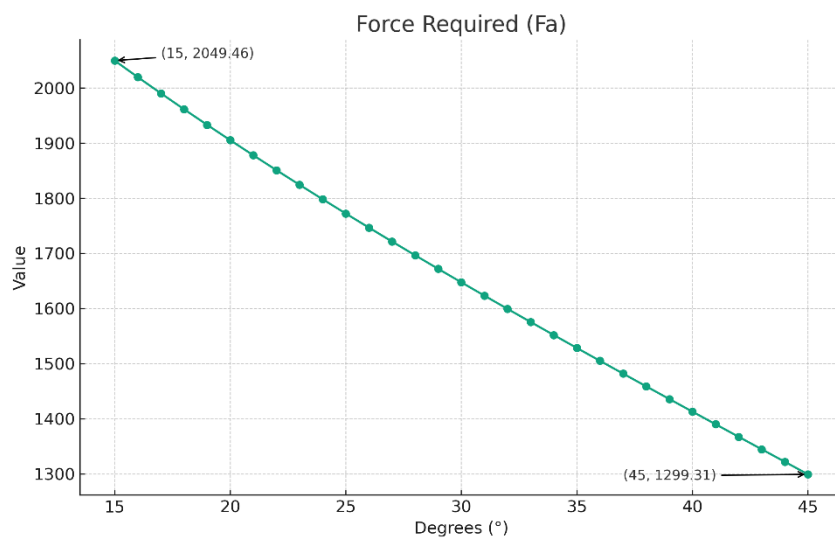
### 1.1.2 자세 제어를 위해 핀에 걸리는 힘 분석



핀의 자유물체도

$$F_A \times 0.06 \times \cos(45^\circ - \theta) = 2M_B$$

$$F_A = \frac{R_1 \times 0.15 \times \cos \theta \times 2}{0.06 \times \cos(45^\circ - \theta)}$$

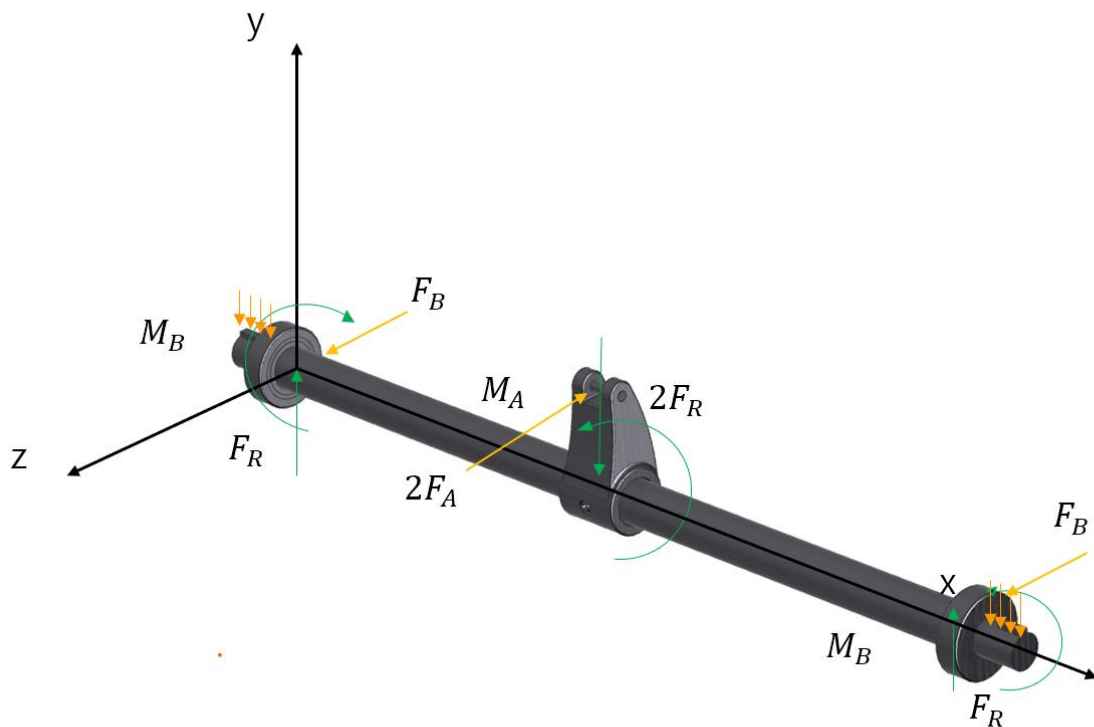


각도에 따른 자세제어를 위해 필요한 Arm에 걸리는 힘

Link와 지면의 각도가 15° 일때

$$F_A (Max) = 2049.46N$$

## 2. 요소 설계



### 축의 자유물체도

#### 2.1 Shaft 설계

베어링은 슐더에 의해 위치를 잡고 지지되며 베어링 케이싱에 의해 고정된다. 축은 키를 통해 바퀴의 링크부로 토크를 전달한다.

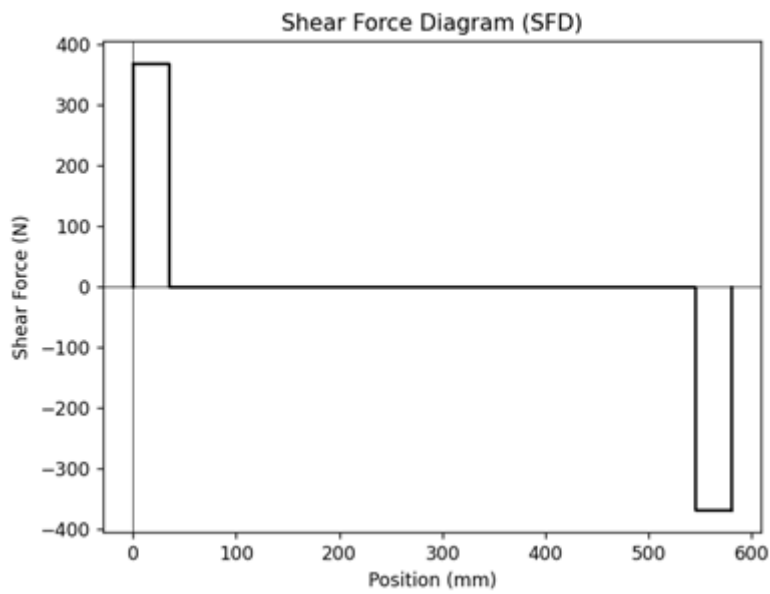
베어링에 작용하는 반력을 구하기 위해 자유물체도 해석을 수행한다.

$\theta$ 는  $15^\circ$ 일 때(최대 토크 및 모멘트 작용) 기준으로 설계한다.

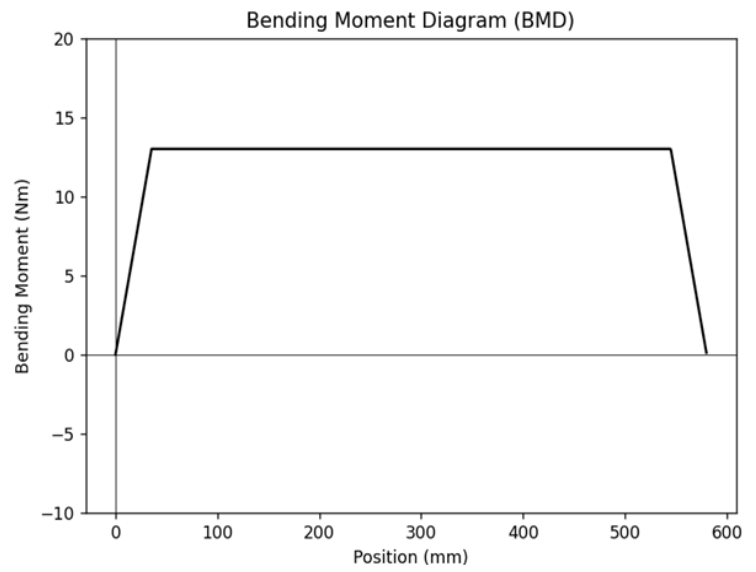
$$M_{B,Max} = 53.25N \cdot m, F_A = 2050N$$

$$\sum M = M_A + 2 \times M_B = 0, M_A = -2M_B = -106.4N \cdot m$$

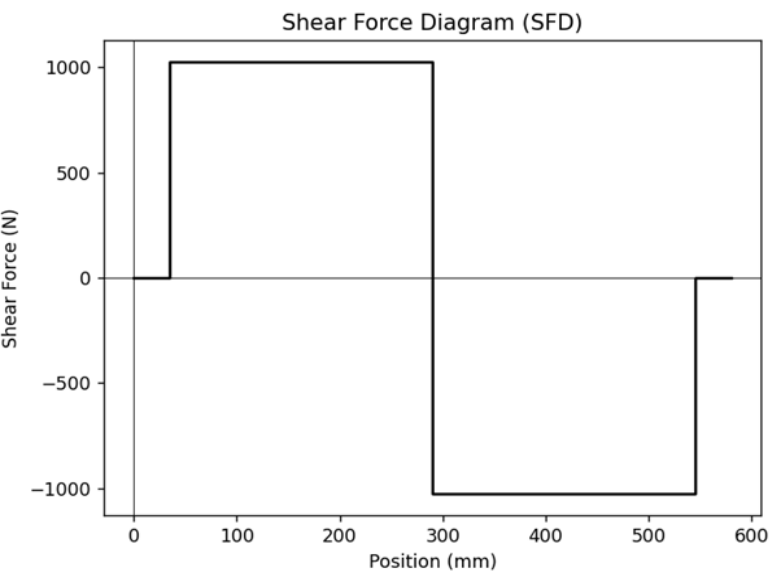
$$\sum F = 2 \times F_B - F_A = 0, F_B = F_A/2 = 1025N$$



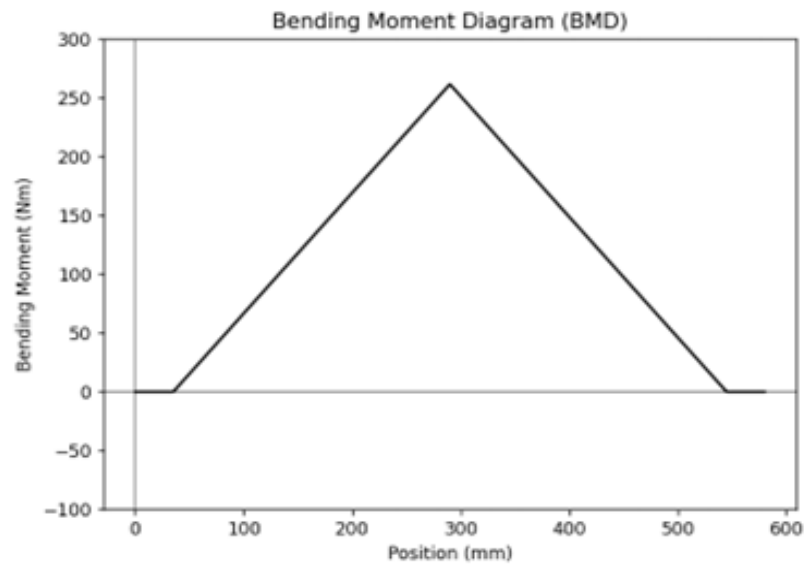
y축 방향 전단력 선도 ( $\theta = 15^\circ$ )



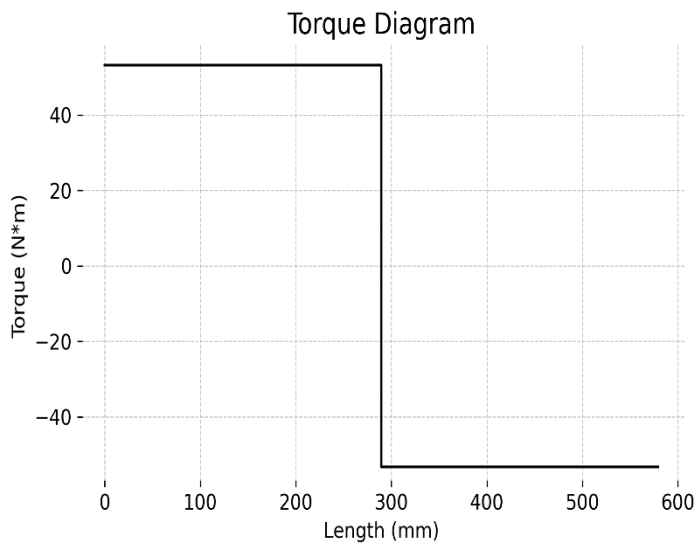
y축 방향 모멘트 선도 ( $\theta = 15^\circ$ )



y축 방향 전단력 선도 ( $\theta = 15^\circ$ )



y축 방향 모멘트 선도 ( $\theta = 15^\circ$ )

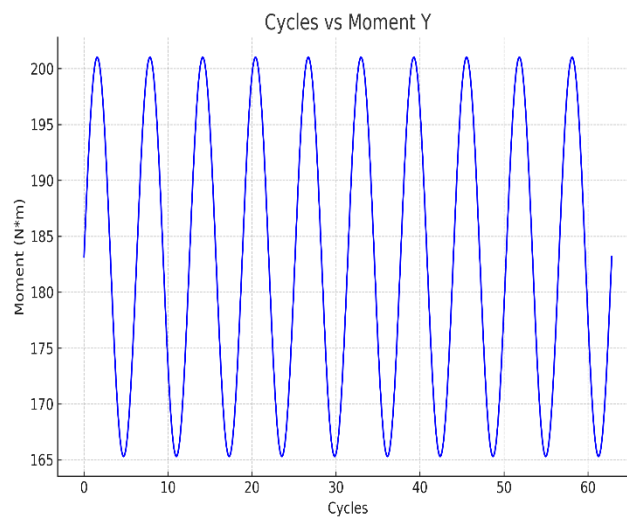
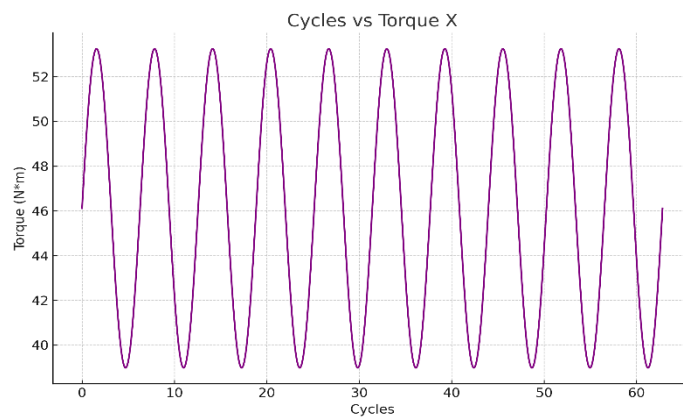
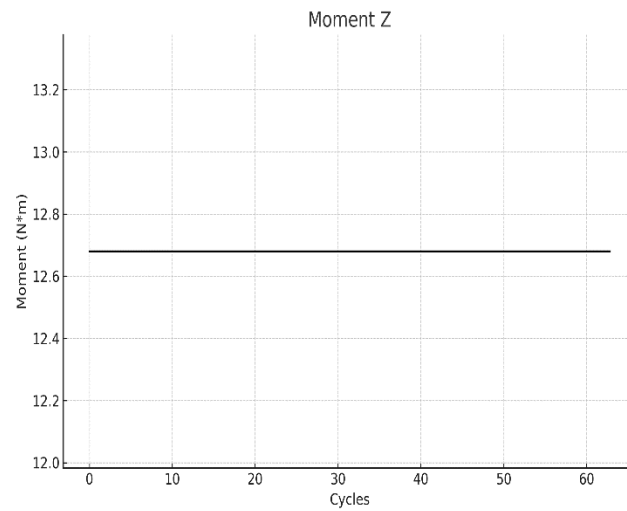


토크선도 ( $\theta = 15^\circ$ )

$\theta$ 는  $15^\circ$  일때, 축의 중심부에서 굽힘 모멘트의 합력과 토크가 최대이다.

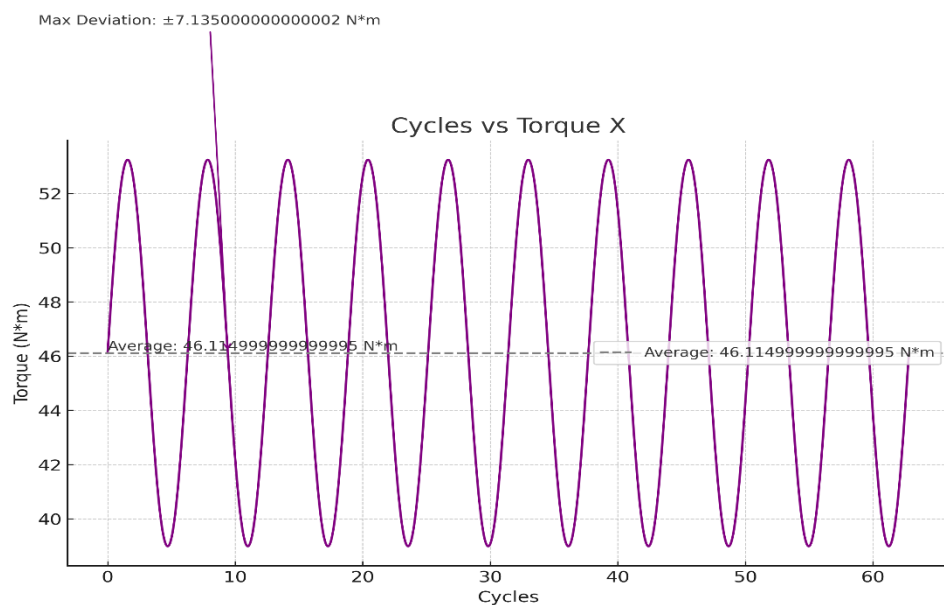
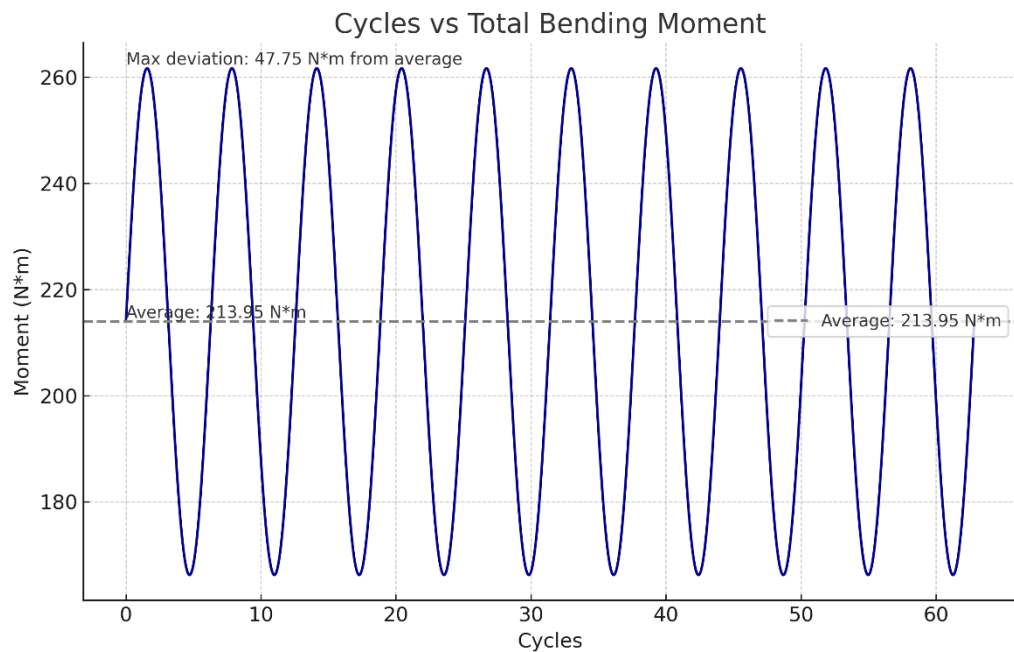
비틀림 모멘트의 크기는 축의 중심부 이외 전 구간에서 일정하다.

$15^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$  일때 축의 중심부분에서 반복하중에서의 모멘트와 토크 선도를 구하면 다음과 같다.





최종으로 Z 방향 굽힘모멘트와 Y 방향 굽힘모멘트를 합성하였을때의 cycle 에 따른 변동응력, X 방향 모멘트(토크) 선도는 다음과 같다. 아래의 선도를 활용하여 피로파손에 의한 안전계수를 구할 수 있다.



이때 최대 모멘트는  $M_{max} = \sqrt{12.68^2 + 261.4^2} = 261.7 \text{ N} \cdot \text{m}$  , 최소 모멘트는  $M_{min} = \sqrt{12.68^2 + 165.75^2} = 166.2 \text{ N} \cdot \text{m}$  ,  
 최대 토크는  $T_{max} = 53.25 \text{ N} \cdot \text{m}$  최소 토크는  $T_{min} = 38.98 \text{ N} \cdot \text{m}$  로 구해진다.

다음 설계 단계는 적합한 재료를 선정하고 축 각 부분의 지름을 결정하는 것이다. 이때 축이 피로 및 정적 응력을 충분히 지지할 수 있도록 하여 무한 수명이 되도록 하며 최소 안전계수 1.5를 고려한다.

AISI 4130, Normalized를 선정한다. 표 A-21로부터 이 강의  $S_{ut} = 670MPa$ ,  $S_y = 436MPa$  이다. 초기 설계를 위해  $D=25mm$ ,  $d=6mm$ , 안전계수는 1.3으로 설정한다.

축의 SFD, BMD를 통해 축 중앙의 Pin과 결합되는 Hole에서 응력 집중이 발생하며 최대 굽힘모멘트와 토크가 작용하고 있음을 알 수 있다.

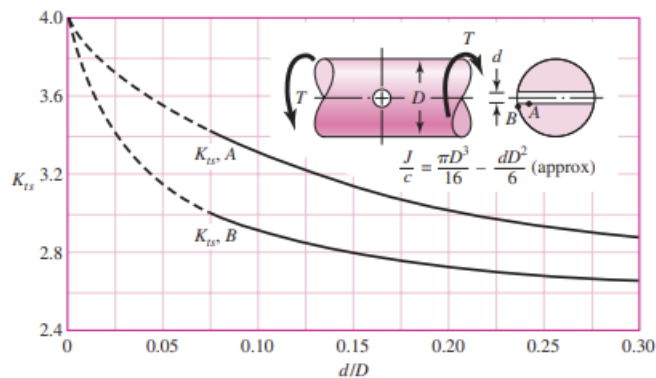
$$T_m = \frac{\max(T) + \min(T)}{2} = 46.11 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad T_a = \frac{\max(T) - \min(T)}{2} = 7.14 \text{ N} \cdot \text{m},$$

$$M_m = \frac{\max(M) + \min(M)}{2} = 265.72 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad M_a = \frac{\max(M) - \min(M)}{2} = 49.52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

표 7-1로부터  $K_{ts} = 2.97$ ,  $K_t = 1.97$ 이다.  $q_s = q = 1$ 로 가정하였으며 위의 수치로 계산한 피로응력집중계수는  $K_f = 1.772$ ,  $K_{fs} = 2.657$ 이다.

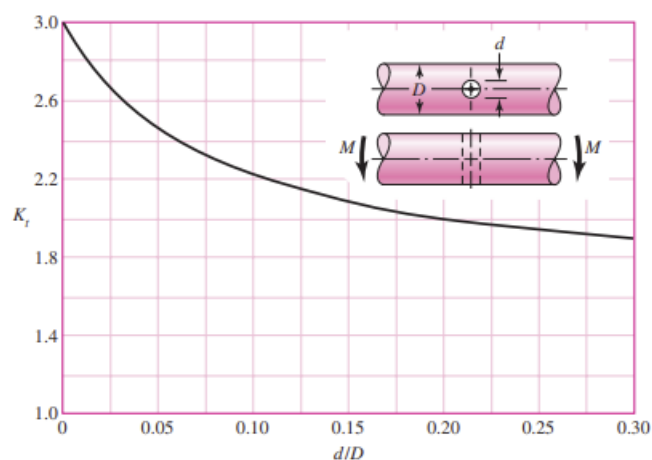
**Figure A-15-10**

Round shaft in torsion with transverse hole.



**Figure A-15-11**

Round shaft in bending with a transverse hole.  $\sigma_0 = M/[(\pi D^3/32) - (dD^2/6)]$ , approximately.



$S_e$ 를 계산하면  $S_{ut} \leq 1400MPa$ 인 조건에서  $S'_e = 0.5S_{ut} = 335MPa$ 이다.

Marin Factor를 구하면  $k_a = 4.51 \cdot S_{ut}^{-0.265} = 0.804$ ,  $k_b = 1.24D^{-0.107} = 0.902$ ,  $k_c = 1$ ,  $k_d = 1$ ,  $k_e = 0.814$  (99% 신뢰도)

$$\therefore S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e = 197.76 \text{ MPa}$$

축의 중앙 지점에서의 피로파손 확인 및 축의 직경 설계를 위해 식 (7-8)의 DE-Goodman 기준을 사용한다. 이 기준은 단순하고 보수적이기 때문에 초기 설계에서 유용하다.

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} = 191.88 \text{ N} \cdot \text{m}, B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} = 875.51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n = \frac{\pi d^3}{16} \left( \frac{A}{S_e} + \frac{B}{S_{ut}} \right)^{-1} = 1.34$$

이므로 축 직경 25mm, 안전계수 1.3은 피로파손에 의한 축 직경의 설계 기준을 만족한다.

SFD, BMD 상에서 축의 단면적 변화가 생기는 솔더부분에서의 작용하는 굽힘모멘트는 축 중앙의 hole 부분에 비해 굉장히 작으며, fillet 반지름 2mm를 가정하였을 때,

$$D = 25 \text{ mm} \quad d = 20 \text{ mm} \quad (\text{Bore의 지름이 } 20 \text{ mm로 가정})$$

$$r = 2 \text{ mm} \rightarrow [K_{ts} = 1.25, K_t = 1.7 \quad q_s = 0.87 \quad q = 0.83]$$

$$\therefore K_{fs} = 1.435 \quad K_f = 1.581$$

위와 같은 피로응력집중계수 값을 구할 수 있다.

따라서 축 중앙부분에 비해 상대적으로 낮은 피로응력집중계수 값을 가지므로 피로파손에 관한 분석은 따로 수행하지 않았다.

굽힘모멘트에 의한 축의 항복을 고려하면

$$\sigma = K_t \frac{M \cdot c}{I} = \frac{261.7 \times 32}{\pi D^3} \quad (D = 25 \text{ mm})$$

$$\sigma_{max} = 290.02 \text{ MPa} < S_y$$

비틀림모멘트에 의한 축의 항복

$$\tau = [K_{ts} \frac{T \cdot c}{J} = \frac{106.4 \times 16}{\pi D^3} \quad (D = 25 \text{ mm})$$

$$\tau_{max} = 43.35 \text{ MPa} < S_{sy}$$

따라서 피로에 의한 파손이 지배적 설계요소이다.

## 2.2 Key 선정

축 직경  $d = 20mm$ 으로부터 5mm square key를 선택한다

축의 항복강도 1190MPa보다 낮은 항복강도를 갖는 재료로 AISI 1048 HR을 선정하고 이 강도의  $S_{ut} = 400 MPa$ ,  $S_y = 220 MPa$ 이다.

키를 먼저 파손되도록 하기 위해 상대적으로 비싼 축보다 설계계수를 낮게  $n = 1.15$ 로 설정한다.

SFD, BMD를 통해 토크와 하중을 계산한다.

$$T_{max} = 53.25 N \cdot m \quad F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = 5.325 kN$$

변형에너지 이론에 의해서 전단강도는 다음과 같이 계산된다.

$$S_{sy} = 0.577S_y = 126.94 MPa$$

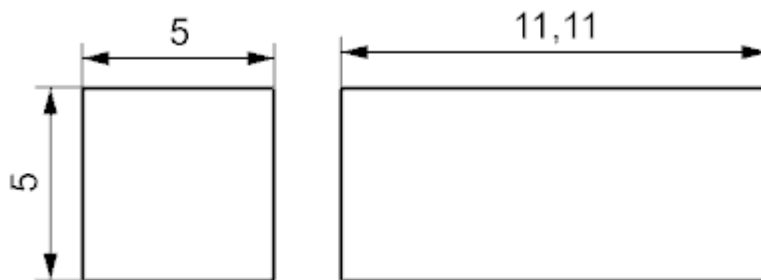
전단에 의한 파손은  $\tau = F/tl$ 의 전단응력을 발생시킨다.  $\tau$ 를 설계 계수로 나눈 강도를 대입하면,

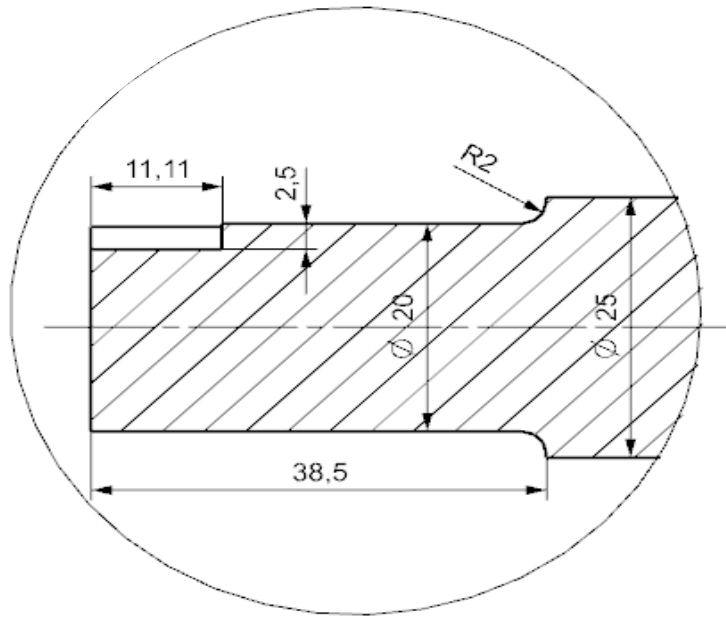
$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{wl_1} \text{ or } \frac{126.94 \times 10^6}{1.15} = \frac{5325}{5 \times 10^{-3}l}$$

또는  $l_1 = 9.65 mm$ 이다. 압축 파쇄(crushing) 파손 방지를 위한 계산을 수행하면 다음과 같다.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{hl_2/2} \text{ or } \frac{126.94 \times 10^6}{1.2} = \frac{5325}{5 \times 10^{-3}l/2}$$

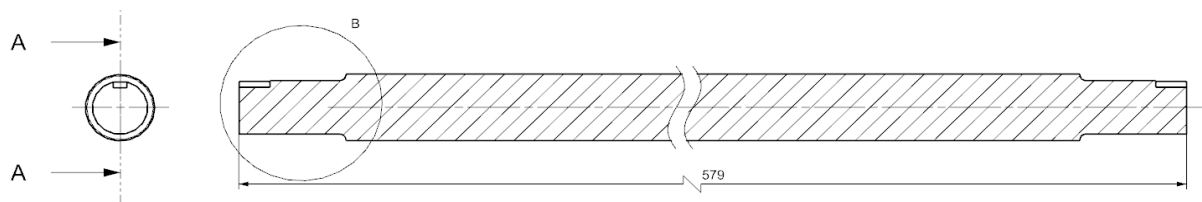
그리고  $l_2 = 11.1mm$ 이다. 키 압축파쇄는 주된 파손 모드이므로 필요한 키의 길이는  $l = 11.1 mm$ 로 정의한다.



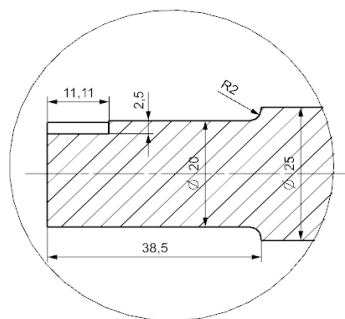


DETAIL B  
SCALE 2:1

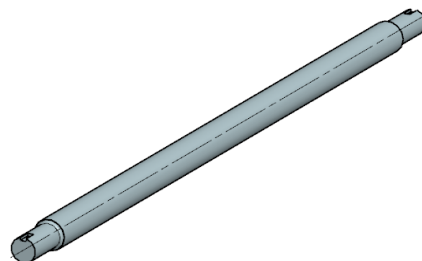
도면상에서와 같이 축의 직경을 각각 25mm, 20mm로 적용하였을 때 hole에서의 안전계수 = 1.3 ,  
노치에서는 하중이 작아 hole에서보다 안전하다. 따라서 hole에서의 피로파손이 지배적 설계요소  
이며 최종 선정된 축의 단면도는 다음과 같다.



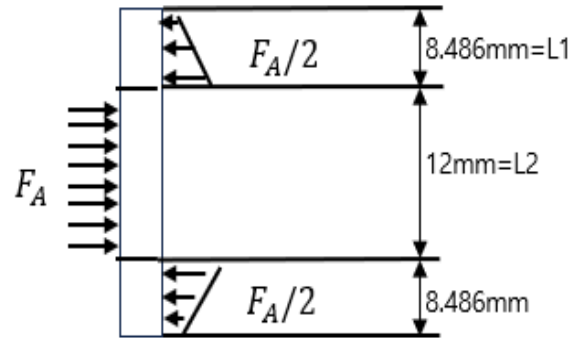
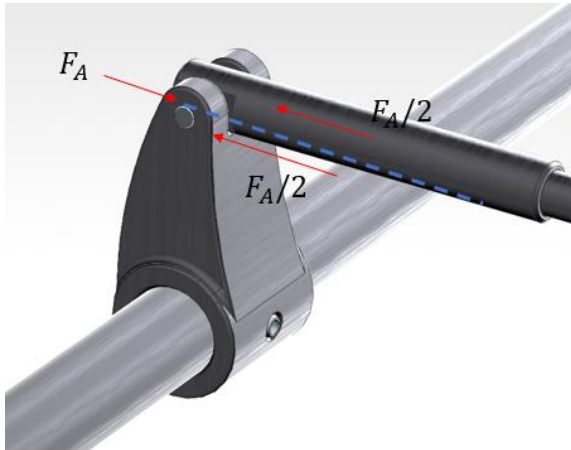
SECTION A-A



DETAIL B  
SCALE 2:1



## 2.3 Pin 설계



$F_A = M_A / (0.006 \times \cos(-45^\circ + \theta))$ , ( $M_A = 2M_B$ )로 계산되며,

Pin의 재료로 SM 45C Steel을 선정한다. 이 강의 경도는 HV 220, HB 209이고 강도는

$S_{ut} = 686MPa, S_y = 490MPa$ 이다.

Pin의 전단응력의 관점에서 설계 계수  $n=1.2$ 로 설정하여 Pin의 치수를 계산한다.

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577(490) = 282.73MPa$$

$$\tau_{max} = \frac{F}{2} \times \frac{1}{A} = \frac{2050}{2 \times \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$d \geq 2.35mm$$

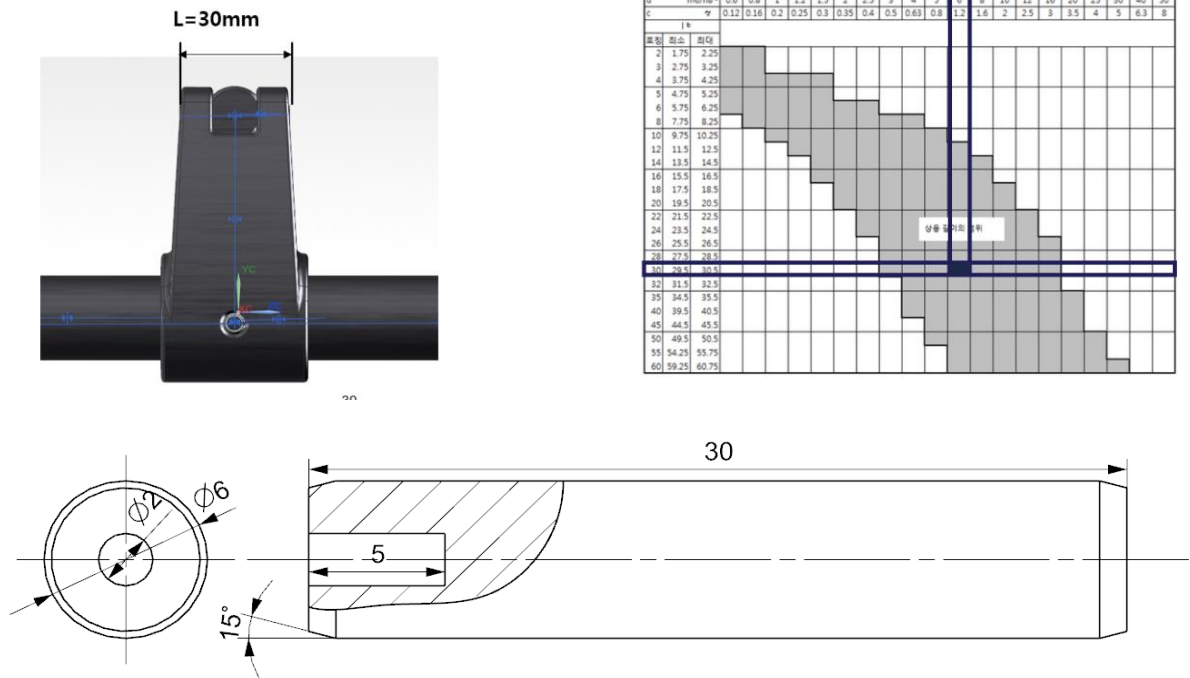
굽힘응력의 관점에서 핀의 치수를 계산한다.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = \frac{6.15 \times r}{\frac{\pi}{4} r^4} = \frac{S_y}{n} = \frac{490}{1.2}$$

$$r \geq 2.68mm, \quad d \geq 5.35mm \text{ (control)}$$

KS B ISO2338의 평행핀 규격을 참고하여 핀의 지름을 재 설정한다.

KS B ISO2338 Pin 규격(평행핀) 적용



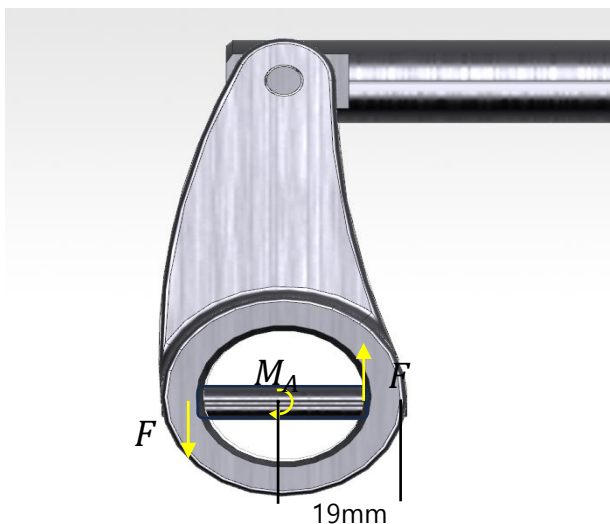
또한 일반적인 기계적 용도에 적합하며, 조립과 분해가 비교적 쉬운 **H8/g6** 또는 **H9/f7** 끼워맞춤 공차를 적용한다.

## 2.4 Spring Pin 설계

토크선도를 통해 구한 설계값은 다음과 같다.

$$M_{A,max} = 53.25N \cdot m, \quad l/2 = 19mm$$

이 설계값을 이용하여 Spring Pin에 가해지는 하중을 구한다.



$$F = \frac{M_{A,max}}{l/2} = 2803N$$

$$\therefore F = 28.03kN$$

26.04 kN의 최소 전단강도를 만족하므로 길이 호칭번호 40번, 직경 호칭 6번의 스프링핀을 사용한다.

Spring Pin의 치수는 KS B ISO8752 규격을 참고한다.

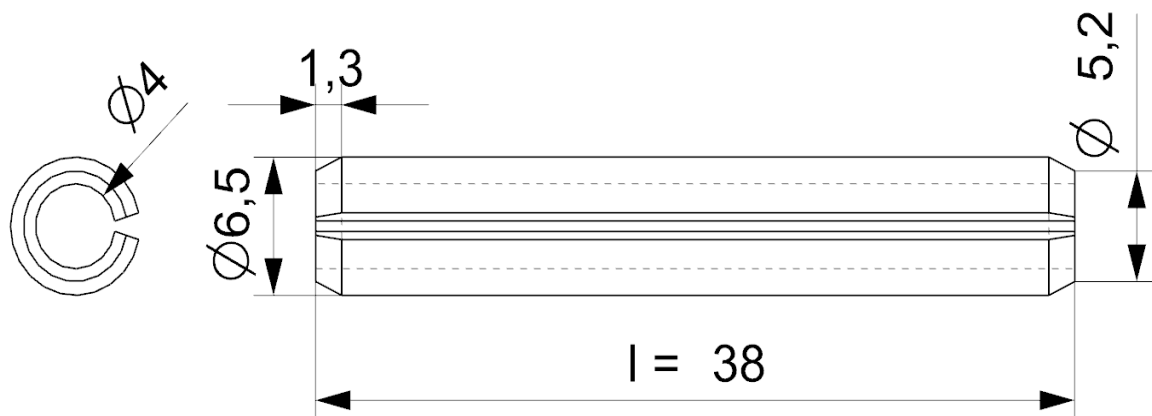
KS B ISO 8752:2009

표 1 — 스프링식 골은 편 — 홈, 중하중용의 치수

단위: mm

호칭	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	6	8	10
$d_1$ 마운팅 전	최대 1.3 최소 1.2	1.8 1.7	2.4 2.3	2.9 2.8	3.5 3.3	4.0 3.8	4.6 4.4	5.1 4.9	5.6 5.4	6.7 6.4	8.8 8.5	10.8 10.5
$d_2$ 마운팅 전*	0.8	1.1	1.5	1.8	2.1	2.3	2.8	2.9	3.4	4	5.5	6.5
$a$	최대 0.35 최소 0.15	0.45 0.25	0.55 0.35	0.6 0.4	0.7 0.5	0.8 0.6	0.85 0.65	1.0 0.8	1.1 0.9	1.4 1.2	2.0 1.6	2.4 2.0
$s$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.75	0.8	1.0	1.0	1.2	1.5	2.0
최소 전단강도, 이중* kN	0.7	1.58	2.82	4.38	6.32	9.06	11.24	15.36	17.54	26.04	42.76	70.16
$l^c$												
호칭	최소	최대										
4	3.75	4.25										
5	4.75	5.25										
6	5.75	6.25										
8	7.75	8.25										
10	9.75	10.25										
12	11.5	12.5										
14	13.5	14.5										
16	15.5	16.5										
18	17.5	18.5										
20	19.5	20.5										
22	21.5	22.5										
24	23.5	24.5										
26	25.5	26.5										
28	27.5	28.5										
30	29.5	30.5										
32	31.5	32.5										
35	34.5	35.5										
40	39.5	40.5										
45	44.5	45.5										
50	49.5	50.5										
55	54.25	55.75										
60	59.25	60.75										
65	64.25	65.75										
70	69.25	70.75										
75	74.25	75.75										
80	79.25	80.75										
85	84.25	85.75										
90	89.25	90.75										
95	94.25	95.75										
100	99.25	100.75										

상용 길이의 범위





## 2.5 Bearing 설계

축에서의 자유물체도로부터 지점반력에 의해 베어링에 작용하는 반경방향 하중

$$F_{r1} = \frac{F_{A(\max)}}{2} = 367.5N$$

축과 연결된 Arm에 의해 베어링에서 추가로 지지해야는 반력의 최대값  $F_B$ 는

$$F_B = 1025N$$

따라서 베어링에 가해지는 반경방향 하중은 다음과 같이 계산된다.

$$F_R = \sqrt{F_r^2 + F_B^2} = 1088 \text{ N}$$

베어링 설계조건인 *최/소수명*  $L_d = 10000 \text{ hours}$ , 와 내륜의 회전속도  $n_d = 5 \text{ rev/min}$  로 적절히 가정하였으며,

베어링 4개의 종합적인 신뢰도를 고려하면 베어링 1개당 신뢰도는 다음과 같이 계산된다.

$$\sqrt[4]{R} = 0.9, R = 0.974 \text{ (신뢰도 97.4\%)}$$

위 수치들을 대입하여 정격수명에 기초한 카탈로그 정격부하를 구하면 다음과 같다.

$$C_{10} = a_f * F_R * \left( \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{1.483}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 12.7 \text{ kN}$$

$$(02-20\text{mm 베어링 사용, } a_f = 1.2)$$

위의 수치를 사용하여  $x_D = 366$ 의 수치를 구할 수 있으며 실제 수명은  $L \geq 10^6$  (infinte life)가 보장된다.

## 3. 기타 설계

### 3.1 플랫폼 제어에 필요한 토크

나사는 M12, 피치 1.75mm, 마찰계수  $f = 0.2$ 인 한 줄 사각나사로 고려하였다.

$$d = 12\text{mm}, p = 1.75\text{mm}, d_m = d - p/2 = 11.125\text{mm}$$

$$l = np = 1(1.75) = 1.75\text{mm} \quad F = 2050 \text{ N}$$

운동용 나사를 이용하여 하중을 들어올리는 토크( $T_R$ )와 하중을 낮출 때 필요한 토크( $T_L$ )는 아래

식과 같다.

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) = 3.107 N \cdot m$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l} \right) = 1.825 N \cdot m$$

$T_L > 0$ 이므로, 나사가 스스로 풀리지 않고 멈추는 자립상태(잠김, 자기고정)가 된다.

플랫폼 높이를 제어하기 위한 토크는 나사에 필요한 토크의 2배이다.

$$T_p = 2 \times T_R = 6.214 N \cdot m$$

따라서 Timing Pully에 전달되는 최대 토크는  $6.214 N \cdot m$ 이다.

### 3.2 조립 및 이탈방지

-축

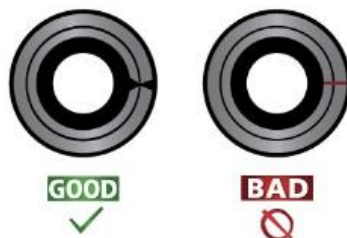
베어링의 내륜이 축의 보어와 정확하게 맞게 설계되어 있어야 한다.

축의 끝에는 적절한 형태의 키가 있어 베어링이나 기타 부품들이 제대로 고정될 수 있도록 한다.

-핀-

기본적인 이탈 방지를 위해 적절한 끼워맞춤 공차를 설정하였으며, 평행핀의 양 끝의 형상을 수정하여 가동중 핀이 좌우로 흔들리거나 빠지지 않도록 관리한다.

-스프링핀



축의 구멍에 슬롯 핀을 설치한 후, 힘이 흡수되는 것을 보장하기 위해 슬롯은 약간 열린 상태를 유지해야 한다. 완전히 닫히는 경우, 슬롯 핀은 축으로 부하를 전달할 것이고 구멍 또는 어셈블리의 손상이 발생할 수 있다.

#### -베어링

베어링은 정확한 크기 및 윤활유 양으로 설계된 베어링을 사용해야 한다.

베어링이 잘 들어맞고, 샤프트에 적절한 압력으로 조임되어야 한다.

베어링 주위에 먼지 및 이물질이 없도록 청결을 유지하고, 필요에 따라 방진캡을 설치할 수 있다.

#### -드라이브 모듈(link)

드라이브 모듈(link)은 축과 베어링 간에 위치하며, 적절한 위치에서 적용된 힘을 전달한다.

드라이브 모듈이 적절한 크기 및 강도로 설계되어야 하며, 해당 부품이 키를 통해 동력전달을 수행해야 하며 축과 올바르게 결합되어야 한다.

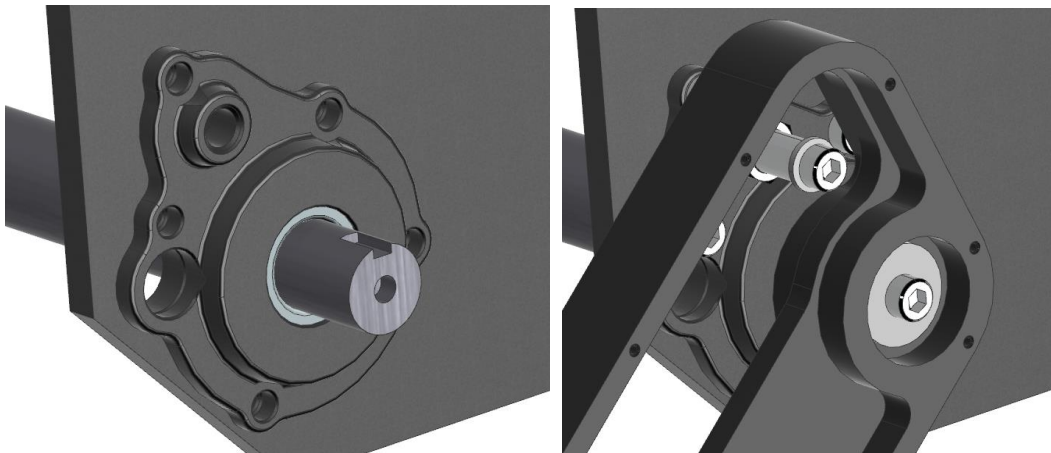
드라이브 모듈이 다른 부품들과 충돌하지 않도록 설계되어야 한다.

#### -이탈 방지를 위한 추가적인 조치

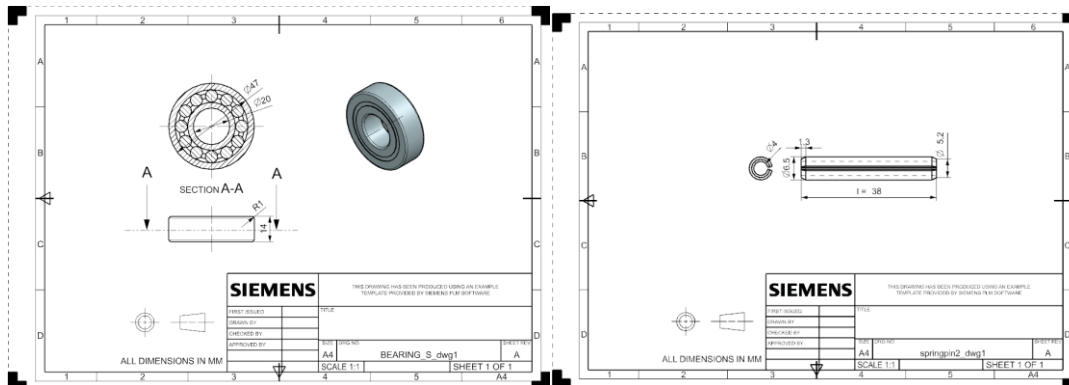
특히 높은 진동이나 부하가 있는 경우에 별도의 이탈 방지 장치를 고려할 수 있다.

볼트 및 나사들이 충분한 강도를 갖추고 정확한 토크로 조여져야 한다.

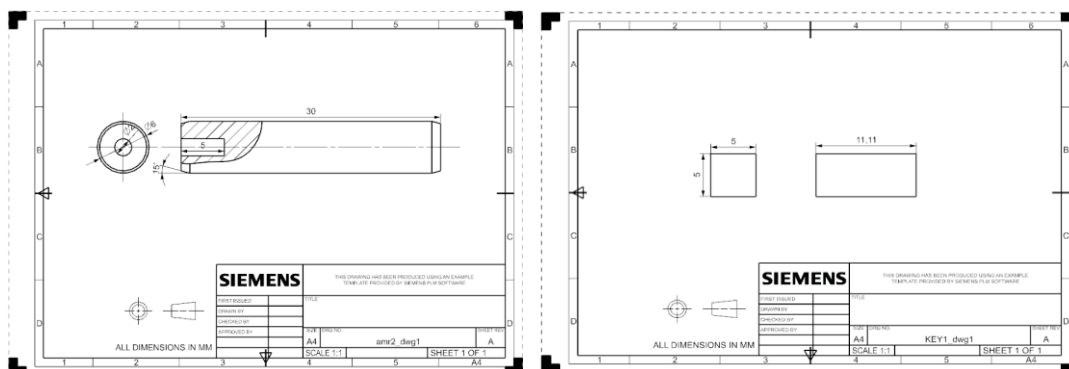
드라이브 모듈이나 다른 부품들의 이탈을 방지, 공간 제약, 무게 및 비용 요소 등을 고려하여 M6 Lock Nut, Lock Washer 등을 사용하였다.



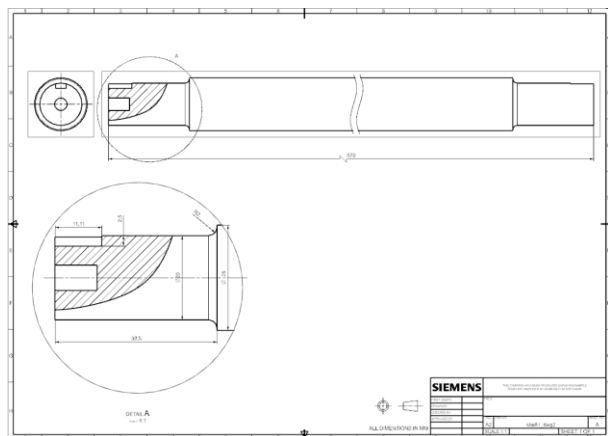
## 참고) 설계 부품의 도면



## 좌)베어링 도면 , 우) 스프링핀 도면



## 좌)평행핀 도면, 우) key 도면



## 축(shaft)도면