

# 대한기계학회 주최

## 제11회 전국학생설계경진대회(2021년)

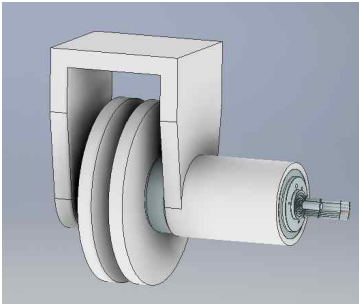
### 설계 최종 보고서

|              |                                         |                |           |        |    |
|--------------|-----------------------------------------|----------------|-----------|--------|----|
| 참가부          | 대학부 ( O )                               |                |           |        |    |
| 참가분야         | 공모주제 ( O ) / 자유주제 ( )                   |                |           |        |    |
| 참가팀명         | 피트니스맨                                   |                |           |        |    |
| 설계제목         | One-way clutch를 활용한 모터 발전형 에너지 하베스팅 시스템 |                |           |        |    |
| 지도교수/교사      | (소속) 인하대학교 (성명) 이현택                     |                |           |        |    |
| 대표자<br>(신청인) | 성명                                      | 소속             | 연락처 (휴대폰) | E-mail | 주소 |
|              | 송동현                                     | 한양대학교<br>기계공학과 |           |        |    |

### 참가팀원 인적사항

| NO | 성명  | 소속 / 학년               | E-MAIL |
|----|-----|-----------------------|--------|
| 1  | 송동현 | 한양대학교 기계공학과 / 4학년     |        |
| 2  | 이충휘 | 국민대학교 기계시스템공학전공 / 4학년 |        |
| 3  | 천준영 | 인하대학교 기계공학과 / 3학년     |        |
| 4  | 김재훈 | 인하대학교 기계공학과 / 3학년     |        |

## 설계 요약문

|      |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
|------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 참가분야 | 공모주제 ( O ) / 자유주제 ( )                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| 참가팀명 | 피트니스맨                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| 설계제목 | One-way clutch를 활용한 모터 발전형 에너지 하베스팅 시스템                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| 대표자명 | 송동현                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| 요약문  | <p>헬스케어는 질병 치료만을 목적으로 한 수동적인 상태에서 예방 및 건강관리를 위한 능동적인 형태로 그 패러다임이 변화하고 있다. 이에 따라 헬스케어에 대한 관심과 소비 또한 늘어나고 있다. 우리는 다가올 미래사회의 헬스케어 서비스와 에너지 절약에 대한 개념을 융합하여 운동을 하면서 전기 에너지를 생산하고, 이렇게 생산된 에너지를 활용할 수 있는 시스템을 설계했다.</p> <p>우리는 양방향 회전을 하는 근육운동 기구에 One-way clutch가 장착된 도르래를 이용해 단방향 회전으로 고정하였다. 도르래로 전달된 회전력은 기어박스 내의 유성기어를 장착한 하모닉 드라이브에 의해 rpm이 증가한다. 가속된 회전력이 모터 축으로 전달되어 발전하는 ‘모터 발전형 에너지 회수 시스템’이다.</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">   </div> <p>본 시스템은 기존의 사용되고 있는 운동 기구의 도르래에 부착하여 설치할 수 있어 범용성이 높고, 기존의 에너지 발전형 운동 기구에 보다 에너지 회수율이 높아 경제성도 확보하였다. 또한 본 설계에서 개발한 유성기어를 장착한 하모닉 드라이브를 통해 구조적 간편성을 높여 설치 및 사용이 유용하다.</p> <p>능동적인 헬스케어 서비스로 나아갈수록 헬스케어에 대한 관심과 소비의 필연적인 증가와 함께 피트니스 센터의 수요도 증가할 것이다. 미래 피트니스 센터가 가질 수 있는 에너지 절약 시스템의 설계를 운동 기구 구성 요소에서 찾음으로써 근본적이고 획기적이라고 할 수 있고, 나아가 그런 에너지 발전 및 건강관리 모두 가능케 하는 선순환의 시스템을 구축할 수 있을 것이다.</p> |

# One-way clutch를 활용한 모터 발전형 에너지 하베스팅 시스템

송동현\* 김재훈\*\* 천준영\*\* 이충휘\*\*\* 이현택\*\*

\*한양대학교 기계공학부

\*\*인하대학교 기계공학부

\*\*\*국민대학교 기계공학과

## Motor power generation energy harvesting system using One-way clutch

Dong Hyun Song\*, Jun Young Chun\*\*, Jae Hoon Kim\*\*, Chung Hwi Lee\*\*\*

and Hyun Taek Lee\*\*

\* School of Mechanical Engineering, Hanyang University

\*\* School of Mechanical Engineering, Inha University

\*\*\* School of Mechanical Engineering, Kookmin University

---

**Key Words:** Health Care(건강관리), Fitness Center(헬스장), One-way clutch(원웨이 클러치), Planetary Gear(유성기어), Harmonic Drive(하모닉 드라이브), DC Motor(DC모터), Von-Mises Stress Analysis(최대 전단 변형에너지 정리)

**초록 :** 헬스케어 서비스의 목적이 치료에서 예방으로 변화하고 있다. 특히, 운동을 통한 건강관리에 많은 관심이 집중되고 있으며 피트니스 센터 수도 증가하는 추세이다. 본 연구에서는 헬스케어 패러다임의 변화를 견인하며 다양한 운동기구에서 발전 가능한 시스템 설계를 목표로 하였다. 주요 발전부를 도르래로 설정하여 사용 가능한 운동기구의 종류를 다양하게 확보하였고, 하모닉 드라이브에 유성기어열을 추가한 구조를 채택하여 구조적 효율성을 증가시켰다. 또한 기존 운동 기구에 접합하여 사용할 수 있는 탈부착 구조로 설계하여 활용성을 극대화하였다.

**Abstract :** The purpose of health care services is changing from treatment to prevention. Especially, much attention is focused on health management through exercise, and the number of fitness centers is increasing. In this study, we aimed to lead a change in the healthcare paradigm and design a system that can be developed in various exercise equipment. By setting the main power generation unit as a pulley, various types of usable exercise equipment were secured. And the structural efficiency is increased by adopting a structure in which a planetary geartrains is added to the harmonic drive. In addition, it was designed with a detachable structure that can be used by bonding to existing exercise equipment to maximize usability.

## 1. 서 론

우리가 이용하고 있는 헬스케어(Health Care) 서비스는 ‘질병 치료’에서 ‘질병 예방 및 건강관리’로 목적이 바뀌고 있다. 뿐만 아니라 운동을 통한 건강관리에 많은 관심이 집중되고 있다. 이러한 패러다임의 변화를 ‘헬스케어 3.0’이라 부른다.

전국에 약 9.9천 개의 피트니스 센터가 영업 중이며, 최근 10년간 피트니스 센터 수는 약 54% 증가하였고, 체육활동에 투자하는 비용은 매년 상승하여 2017~2019년 동안 37.8% 증가하였다.<sup>1)</sup> 따라서 향후 헬스케어에 대한 관심과 소비는 꾸준히 늘어날 것으로 예상된다.

지금까지 다양한 방식의 에너지 회수형 운동기구 아이디어가 제시되었지만, 대부분 기구마다 서로 다른 방식의 에너지 발전원리가 적용된 시스템에 불과했다. 예컨대, ‘Eco GYM fitness center’의 경우 실내 사이클, 트레드밀과 같이 단방향 회전운동을 하는 운동기구에만 발전시스템이 적용되었다. 따라서 범용성을 가지는 새로운 에너지 회수형 시스템이 요구된다고 판단하였다.

본 설계는 새롭게 바뀌고 있는 헬스케어 패러다임을 견인하며 범용성을 가질 수 있는, 차별화된 에너지 회수형 시스템 개발을 목표로 한다.

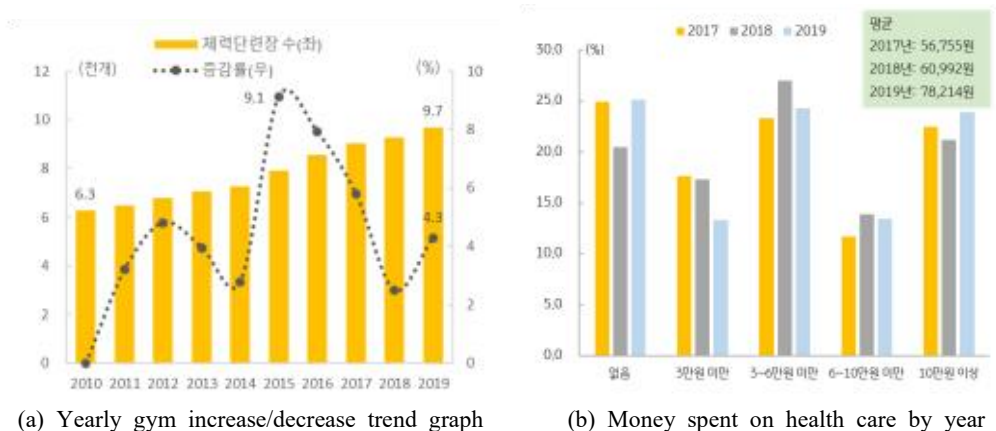


Fig. 1 Paradigm shift for the Healthcare and fitness center

## 2. 설계핵심내용

### 2.1 설계 문제 정의 및 요구조건

#### 2.1.1 설계 문제 정의

현재 보급되어 있는 에너지 회수형 발전시스템은 유산소 운동기구에만 적용될 수 있고, 발전부로부터 생성된 전력의 활용 방안 또한 매우 제한적이다. 기존 발전 시스템 예시<sup>2)</sup>와 문제점은 다음 [Table 1]에서 확인할 수 있다.

**Table 1** Examples of existing energy harvesting system

| Existing system                                                                                    | Problems                                                                                                            |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|  <p>기존 전력 발전부</p> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- 낮은 범용성: 단방향 회전을 하는 운동기구에서만 발전 가능</li> <li>- 낮은 발전 효율 및 적은 전력량</li> </ul>   |
|  <p>기존 전력 활용부</p> | <ul style="list-style-type: none"> <li>- ESS 및 다른 전자 기기로 전력 송출 불가능</li> <li>- 발전 운동기구에서만 사용 가능한 제한적인 활용성</li> </ul> |

### 2.1.2 설계요구조건

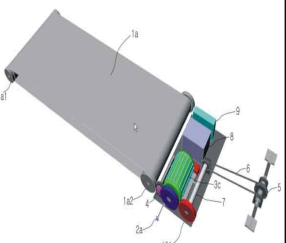
본 설계에서 제안하는 발전 시스템은 도르래를 사용하는 다양한 근력운동기구에서 범용성 있게 설계되어야 한다. 유산소 기구에서만 사용되던 발전 시스템을 근력운동기구로 확장 시키고, 컴팩트한 구조로 설계하여 사용자의 편의성을 높이기 위해 다음 조건을 만족해야 한다.

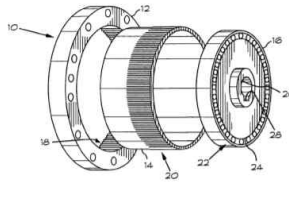
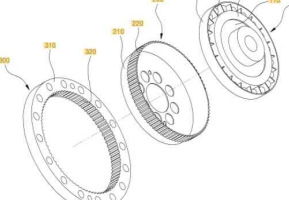
- 발전 시스템의 전체 크기와 무게를 최소화하여 설계한다..
- 발전 시스템이 사용자의 운동을 방해하지 않도록 설계한다.
- 발전 효율 및 발전량이 의미있는 수치여야 한다.
- 높은 내구성을 갖춰야 한다.
- 높은 활용성을 바탕으로 사용자 친화적인 시스템이어야 한다.

## 2.2 특허 분석 및 회피 전략

본 설계의 구조 및 발전원리가 유사한 3가지의 특허 제품을 조사하였다. 기존 특허 제품들의 사진 및 내용<sup>3)</sup>은 아래 [Table 2]와 같다.

**Table 2** Analysis of existing patent cases

| 특허 번호               | 사진                                                                                  | 내용                                                                                                                                       |
|---------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| KR<br>1020120080667 |  | 발전기능을 갖춘 러닝머신                                                                                                                            |
|                     |                                                                                     | <p>기구를 사용하지 않을 때는 페달을 이용하여 역방향으로 모터를 회전시켜 발전하고, 기구를 사용할 때는 모터의 회전 방향으로 발전하는 장치이다.</p> <p>발전 방향이 양방향이므로 AC를 DC로 변환해주는 Inverter가 필요하다.</p> |

|                             |                                                                                   |                                                                                                                                                                           |
|-----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>US<br/>7552664 B2</p>    |  | <p>Harmonic drive gear assembly with asymmetrical wave generator and associated flexspline</p> <p>플렉스 스플라인과 서클러 스플라인으로 구성된 하모닉 드라이브를 사용하여 금속재료의 탄성역학을 바탕으로 기어비를 구현한다.</p> |
| <p>WO<br/>2011019102 A1</p> |  | <p>정밀 감속기 및 정밀 감속기의 설계 방법</p> <p>웨이브 제너레이터의 구조적 특징을 이용하여 하모닉 드라이브가 회전할 때 발생하는 소음을 감소시켰다.</p>                                                                              |

본 설계는 앞서 언급한 설계 요구조건을 만족시키고, 기존 특허 제품들과 차별성을 갖기 위해 다음과 같은 설계 특징을 가진다.

- (a) One-way clutch를 이용하여 특정 회전 운동방향(단방향)으로만 발전이 가능하기 때문에 발전 효율을 높이고, Inverter가 제거되어 구조적 간편성을 확보하였다.
- (b) 기존 하모닉 드라이브에 유성기어를 추가함으로써 기어박스의 부피 증가를 최소화하며 2차적으로 기어비를 증가시켰다.
- (c) 하모닉 드라이브의 서클러 스플라인에 탄성이 좋은 지지대를 스프링 역할로써 추가하여 웨이브 제너레이터와 유사한 효과를 만들었다.

## 2.3 설계 제약 조건

### 2.3.1 모터 조건

본 설계에서 DC모터는 운동 에너지를 전기 에너지로 변환하는 역할을 하며 에너지를 효율적으로 변환해야 한다. DC모터의 요구 사양은 변환된 에너지의 활용 방향에 따라 결정되며 본 설계에서는 ESS 내 배터리에 충전하는 것을 목적으로 한다.

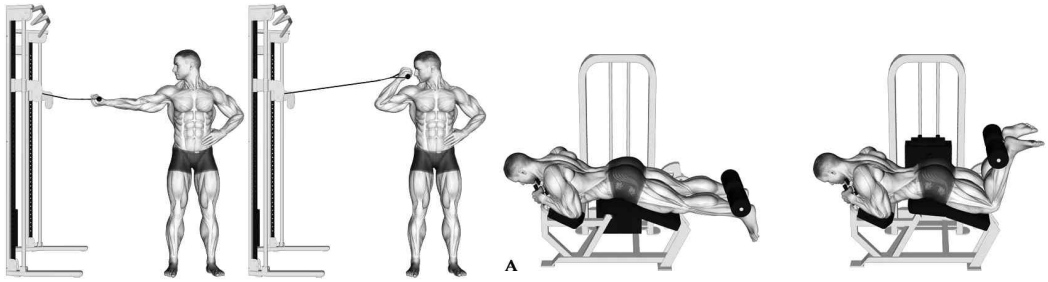
리튬 이온 배터리의 경우 정격 전압은 3V ~ 12V 내외이기 때문에 DC모터 출력 전압은 해당 정격 전압 이상이어야 한다. 또한 생산된 전력이 실생활에 사용되기 충분한 양이어야 한다. 예컨대, ‘용인 구갈 레스피아의 에너지 파크’에 설치된 자가발전 모노레일은 자가발전을 통해 DC24V, 100W의 전력을 생산한다. 이는 무선 혹은 USB를 이용해 핸드폰을 충전하는 데 주로 사용된다. 이를 바탕으로 실생활에 사용 가능하기 위해서는 적어도 100W의 전력을 생산해야 함을 알 수 있다. 따라서 본 설계의 모터 조건을 다음 [Table 3]과 같이 설정하였다.

**Table 3** Conditions of motor

|       |         |
|-------|---------|
| 출력 전압 | 12V 이상  |
| 출력 전력 | 100W 이상 |

### 2.3.2 기어 조건

근력운동기구 사용자는 평균적으로 3 ~ 4세트, 세트 당 8 ~ 20회 정도의 운동을 진행한다. 근력운동기구를 사용하는 모습의 예시4)는 다음 [Fig. 2]에서 확인할 수 있다.



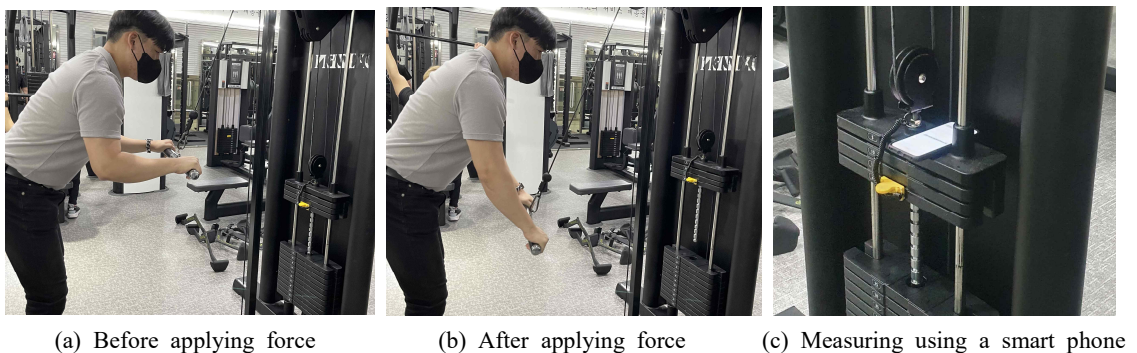
**Fig. 2** Image of using strength training machine

1세트마다 도르래에 가해지는 토크와 도르래의 각가속도를 파악한다면  $R_l$  (전기부하, Electrical load),  $\eta$  (시스템 효율, System efficiency),  $P$  (생산 전력, Electrical Power)를 분석할 수 있다. 이를 위해 우선 근력운동기구 사용자가 도르래에 평균적으로 가하는 힘을 구해야 한다. 따라서, 피트니스 센터에 보편적으로 보급되어 있는 근력운동기구를 사용하여 직접 실험을 진행하기로 하였고 실험 조건은 다음 [Table 4]에서 확인할 수 있다.

**Table 4** Conditions of exercise test

| 사용한 운동 기구 | 케이블 크로스 머신 |
|-----------|------------|
| 운동 횟수     | 1세트 15회    |
| 설정 무게     | 20kg       |

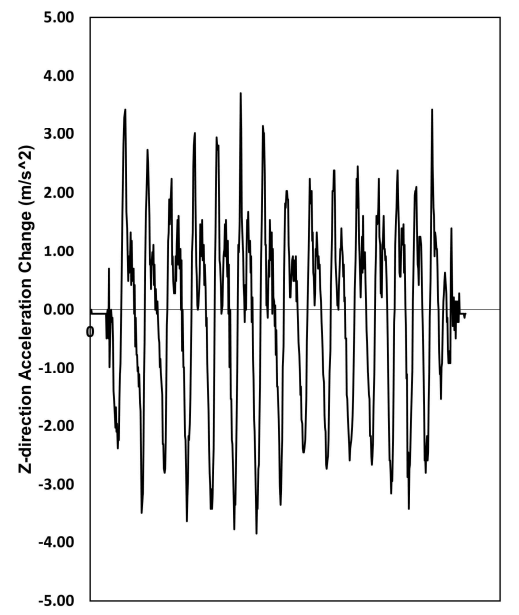
스마트폰에 내장된 센서를 사용하여 가속도 변화를 측정하였고, 실험 모습은 다음 [Fig. 3]에서 확인할 수 있다.



**Fig. 3** Photos of experimenting with strength training machine using smart phone

본 실험에서는 가속도 그래프 중 Z방향 가속도 변화 데이터를 이용했고, 실험 데이터 그래프는 다음 [Fig. 4]에서 확인할 수 있다.

측정된 Z방향의 최대 가속도는 중력가속도  $-9.8m/s^2$ 을 포함하고 있기 때문에, 실제 Z방향의 최대 가속도를 구하기 위해서는 중력가속도 값을 빼주어야 한다. 결과 값은 다음 [Table 5]에서 확인할 수 있다.



**Fig. 4** Graph of Z-direction Acceleration by using smart phone application

**Table 5** Change of maximum Z-direction Acceleration according to the number of times

| Number of stages | Z-direction Acceleration Change [ $m/s^2$ ] |
|------------------|---------------------------------------------|
| 1                | 3.43                                        |
| 2                | 2.73                                        |
| 3                | 2.24                                        |
| 4                | 3.01                                        |
| 5                | 2.94                                        |
| 6                | 3.71                                        |
| 7                | 3.15                                        |
| 8                | 2.03                                        |
| 9                | 2.24                                        |
| 10               | 2.38                                        |
| 11               | 2.45                                        |
| 12               | 2.24                                        |
| 13               | 2.38                                        |
| 14               | 2.10                                        |
| 15               | 2.03                                        |

실제 Z방향 최대 가속도는 총 15회 평균  $2.66 m/s^2$ 이다. 설정 무게는 20kg이었기 때문에 추가적으로 가한 힘은 50 ~ 60N임을 확인할 수 있다. 이때 운동기구 사이 작용점과 받침점 거리가 0.5m라고 가정한다면 사용자가 가하는 토크는 약 25~30Nm이다.

시스템의 관성모멘트로 인해 위 해당 범위 토크가 기어 축에 최소 절반 정도만 전달된다고 가정하면 기어 축에 전달되는 토크는 12~15Nm로 예상된다.

또한 DC Motor와 One-way clutch 그리고 transmission이 결합된 구조에서 기어비에 따른  $R_l$  (전기부하, Electrical load),  $\eta$  (시스템 효율, System efficiency),  $P$  (생산 전력, Electrical Power)를 분석하였다.<sup>5)</sup>

시스템 해석에 사용한 식과 변수는 다음 [Table 6]에 나타내었다.

**Table 6** Relations and Parameters used

| the number of Relation | Relations                       | Parameters                                                                                            |
|------------------------|---------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| (1)                    | $\omega_g = \omega_p \cdot r_t$ | $\omega_g$ : generator angular velocity<br>$\omega_p$ : pulley angular velocity<br>$r_t$ : gear ratio |

|     |                                            |                                                                                   |
|-----|--------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| (2) | $E = K_g \cdot \omega_g$                   | $E$ : Electrical Power<br>$K_g$ : back-EMF constant                               |
| (3) | $E = I \cdot R_g + I \cdot R_l$            | $I$ : generator current<br>$R_g$ : generator load<br>$R_l$ : electrical load      |
| (4) | $\eta_g = \frac{R_l}{R_g + R_l}$           | $\eta_g$ : generator efficiency                                                   |
| (5) | $\tau_g = K_g \cdot I$                     | $\tau_g$ : generator torque                                                       |
| (6) | $\tau_p = \frac{\tau_g \cdot r_t}{\eta_t}$ | $\tau_p$ : pulley Torque<br>$\eta_t$ : transmission efficiency ( $\eta_t = 0.8$ ) |
| (7) | $\eta = \eta_t \cdot \eta_g$               | $\eta$ : System efficiency                                                        |

식(1) ~ (3)을 통해 얻은 다음 식(8)으로부터 식(5) ~ (7)을 이용하여 식(9)을 얻었다.

$$(8) R_l = \frac{K_g \cdot \omega_p \cdot r_t}{I} - R_g$$

$$(9) R_l = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot r_t^2 - R_g$$

이를 바탕으로  $R_l$ 과  $r_t$ 사이의 관계를 나타낼 수 있었고, 다음 식(10)으로 표현했다.

$$(10) R_l \propto r_t^2$$

또한 식(8) ~ (9)을 이용하여 식(11)을 얻었다.

$$(9) R_l = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot r_t^2 - R_g$$

$$R_l + R_g = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot r_t^2, \quad \frac{\tau_p \cdot \eta}{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g} \cdot (R_l + R_g) = r_t^2$$

$$(11) \eta = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot (R_l + R_g)} \cdot r_t^2$$

식(11)로부터 (10)을 바탕으로  $\eta$ 과  $r_t$ 사이의 관계를 나타낼 수 있었고, 다음 식(12)로 표현했다.

$$\eta = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot (R_l + R_g)} \cdot r_t^2 \propto \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot (r_t^2 + R_g)} \cdot r_t^2$$

$$\eta \propto \frac{r_t^2}{r_t^2 + R_g} = 1 - \frac{R_g}{r_t^2 + R_g}$$

$$(12) \eta \propto 1 - \frac{R_g}{r_t^2 + R_g}$$

마지막으로 식(9)를 전력 공식을 이용하여 풀이하여 식(13)을 얻었다.

$$(9) R_l = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot r_t^2 - R_g \text{의 양변에 } I^2 \text{을 곱하면 다음과 같다.}$$

$$\text{따라서, } R_l \cdot I^2 = \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot r_t^2 \cdot I^2 - R_g \cdot I^2 \text{이 되어 } P = IV = IR^2 \text{이므로}$$

$$\begin{aligned} P = R_l \cdot I^2 &= \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot r_t^2 \cdot I^2 - R_g \cdot I^2 \\ &= \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot \eta_g}{\tau_p \cdot \eta} \cdot \frac{\tau_p^2 \cdot \eta_t^2}{K_g^2 \cdot r_t^2} \cdot r_t^2 - R_g \cdot \frac{\tau_p^2 \cdot \eta_t^2}{K_g^2 \cdot r_t^2} \\ &= \omega_p \cdot \eta_t \cdot \tau_p - R_g \cdot \frac{\tau_p^2 \cdot \eta_t^2}{K_g^2 \cdot r_t^2} \end{aligned}$$

$$(13) P = \omega_p \cdot \eta_t \cdot \tau_p - R_g \cdot \frac{\tau_p^2 \cdot \eta_t^2}{K_g^2 \cdot r_t^2}$$

이를 통해  $P$ 와  $r_t$  사이의 관계를 나타낼 수 있었고, 다음 식(14)로 표현했다.

$$(14) P \propto -\frac{1}{r_t^2}$$

결과적으로  $r_t$ 와  $R_l$ ,  $\eta$ ,  $P$  사이의 관계식은 다음 [Table 7]에서 확인할 수 있다.

**Table 7** Results of analysis

---


$$\begin{aligned} (a) R_l &= \frac{K_g^2 \cdot \omega_p}{\tau_p \cdot \eta_t} \cdot r_t^2 - R_g \\ (b) \eta &= \frac{K_g^2 \cdot \omega_p \cdot R_l}{\tau_p \cdot (R_l + R_g)^2} \cdot r_t^2 \\ (c) P &= -\frac{R_g \cdot \tau_p^2 \cdot \eta_t^2}{K_g^2} \cdot \frac{1}{r_t^2} + \omega_p \cdot \eta_t \cdot \tau_p \end{aligned}$$


---

위 식을 도식화하기 위해서는 일정 토크  $\tau_g$ 가 One-way clutch에 가해졌을 때의 각속도  $\omega_p$ 를 구해야 한다. 전기자전거는 모터를 통해 electrical power가 mechanical power로 전환되어 One-way clutch로 토크가 전달되고, 그에 따라 자전거 바퀴 축의 각속도가 달라진다. 이는 One-way clutch를 통해 토크가 모터로 전달되는 본 설계의 발전시스템과 유사하다. 따라서 전기자전거를 이용하여 실험을 진행했고, 모터의 출력을 바탕으로 토크와 각속도 사이의 관계를 파악하는 것을 목표로 하였다.

실험을 진행하기에 앞서 전기자전거에 부착된 모터는 Bafang ebike 36V 48V 350W Brushless Geared Hub Motor이지만, 세부 스펙을 확인할 수 없었기 때문에 같은 출력과 정격전압을 갖는 모터로 분석하였다. 본 실험의 상세 가정은 다음 [Table 8]과 같다.

**Table 8** E-bike experiment assumptions

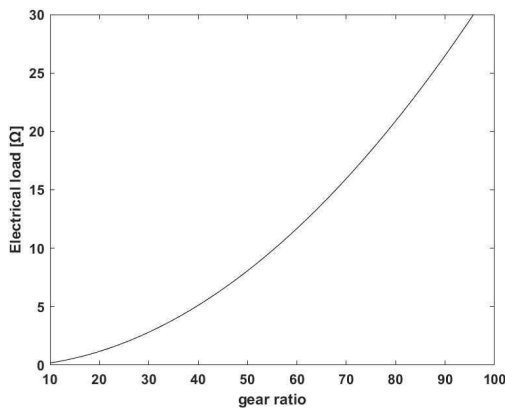
|                                                                                                                                       |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| (a) 전기자전거의 electrical power는 단수에 정비례한다.                                                                                               |
| (b) Transmission 효율 $\eta_t$ 은 0.8이다.                                                                                                 |
| (c) Generator : Maxon Group EC motor IDX 56M( $\varnothing$ 56mm, Brushless, 350W )<br>$R_g = 0.146\Omega$ , $K_g = 0.0624 [V/rad/s]$ |

위 가정들과 Power [W] = torque [Nm]  $\times$  angular velocity [rad/s] 를 이용하여 실험적으로 자전거 바퀴 축에 가해지는 torque와 angular velocity를 구할 수 있었고, 결과값은 아래의 [Table 9] 와 같다.

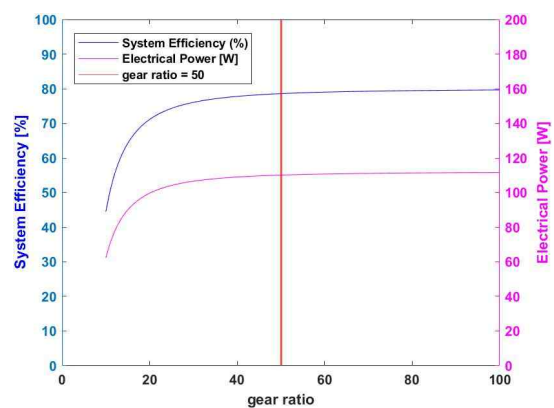
**Table 9** Power, rpm, Angular velocity and Torque according to the number of stages

| the number of stages | Power [W] | Velocity [km/h] | rpm    | Angular velocity (w#) [rad/s] | Torque (T#) [Nm] |
|----------------------|-----------|-----------------|--------|-------------------------------|------------------|
| 1                    | 70        | 14              | 104.82 | 5.493                         | 5.102            |
| 2                    | 140       | 17.5            | 131.04 | 6.866                         | 8.162            |
| 3                    | 210       | 20.5            | 153.49 | 8.043                         | 10.452           |
| 4                    | 280       | 22.6            | 169.21 | 8.867                         | 12.641           |
| 5                    | 350       | 24.8            | 185.69 | 9.730                         | 14.399           |

T1~T5 중 사용자가 가하는 적정 토크는 케이블 크로스 머신 실험에 의하여 T5이다. 따라서 토크 T5 와 각속도 w5를 [Table 7]의 식 (a), (b), (c)에 대입하여 도식화한 결과는 다음 [Fig. 5]와 같다.



(a) gear ratio - Electrical Load



(b) gear ratio - System efficiency, Electrical Power

**Fig. 5** Graph of gear ratio - Electrical Load and gear ratio - System efficiency, Electrical Power

[Fig. 5]의 (a)에서 기어비  $r_t$ 에 따라 증가하는  $R_t$ 를 확인할 수 있고, (b)에서는 기어비  $r_t$ 에 따른  $\eta$ ,  $P$  사이의 관계를 확인할 수 있다. (b)에서 약 80%의 System Efficiency로 의미있는 Electrical Power를 얻기 위해서는 50 이상의 기어비를 채택해야 한다는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 본 설계에서 50이상의 기어비를 기어 조건으로 설정하였다.

### 2.3.3 설치 조건

본 설계의 에너지 발전장치는 도르래에 장착된 ‘One-way clutch’의 회전 운동에 의한 동력 전달을 발전 원리의 기초로 하여 설계되었다. 따라서 도르래가 설치되어 있는 운동기구에만 장착이 가능하다.

시장 조사에 따르면 보통의 근력운동기구에 설치되어있는 도르래의 지름은 100mm ~ 200mm이다. 따라서 본 설계의 발전장치의 도르래 또한 이 규격을 만족해야 한다.

본 설계의 발전장치의 설치 조건을 만족하는 대표적인 근력운동기구는 케이블 운동기구이다. 케이블 운동기구는 도르래가 설치되어 있는 근력운동기구 이고, 피트니스 센터에 가장 보편적으로 보급된 운동기구이다. 케이블 근력운동기구의 종류는 아래 [Table 10]과 같다.

**Table 10** Examples of Exercise equipments

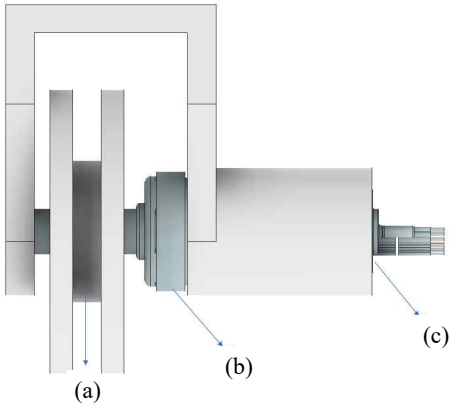
|               |                                                                                     |                   |                                                                                       |
|---------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 케이블<br>크로스 오버 |   | 시티드<br>체스트<br>프레스 |   |
| 레그<br>익스텐션    |  | 암걸                |  |
| 스쿼트           |  | 랫폴다운              |   |

## 2.4 구조 및 메커니즘

### 2.4.1 전체 구조

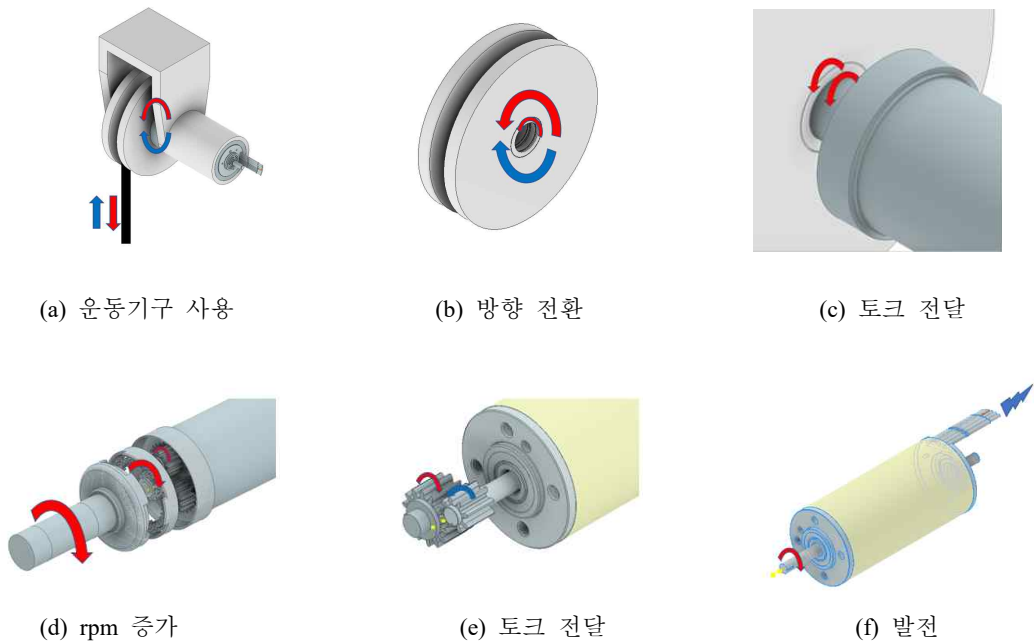
본 설계의 전체 구조는 기능별로 크게 세 부분으로 구분할 수 있다. 해당 모습은 다음 [Table 11]에서 확인할 수 있다.

**Table 11** Total System view and description

| Total system view                                                                 | Part-by-part description   |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|
|  | (a) 도르래 + One-way clutch   |
|                                                                                   | (b) 기어박스 (하모닉 드라이브 + 유성기어) |
|                                                                                   | (c) DC 모터                  |

#### 2.4.2 작동 메커니즘

작동 메커니즘의 순서와 각 단계별 설명은 아래 [Fig. 6]과 [Table 12]에서 확인할 수 있다.



**Fig. 6** Operating mechanism

**Table 12** Specification of operating mechanism

| 동력 전달 과정    | 설명                                     |
|-------------|----------------------------------------|
| (a) 운동기구 사용 | 운동기구 사용자에 의한 토크 발생 및 도르래로 전달           |
| (b) 방향 전환   | One-way clutch를 통해 단방향 회전으로 변환         |
| (c) 토크 전달   | One-way clutch에서 기어박스로 토크 전달           |
| (d) rpm 증가  | 하모닉 드라이브와 유성기어열로 이루어진 기어박스 내부에서 rpm 증가 |
| (e) 토크 전달   | 기어박스에서 DC모터로 토크 전달                     |
| (f) 발전      | 전달 된 토크로 DC모터 발전                       |

## 2.5 구성 요소 및 기능

### 2.5.1 One-way clutch가 결합된 도르래

다음[Fig. 7]은 도르래와 One-way clutch가 결합된 동력전달부이다. 도르래는 사용자의 근력운동으로 인한 줄의 병진 왕복운동을 회전운동으로 변환한다. 이때 근력운동기구의 특성상 도르래의 회전 운동 방향이 수시로 바뀌기 때문에 발전효율이 매우 낮아진다. 이는 One-way clutch를 이용하여 양방향 운동을 단방향 회전 운동으로 변환하여 발전기를 구동하게 함으로써 에너지의 효율을 최대화할 수 있다.

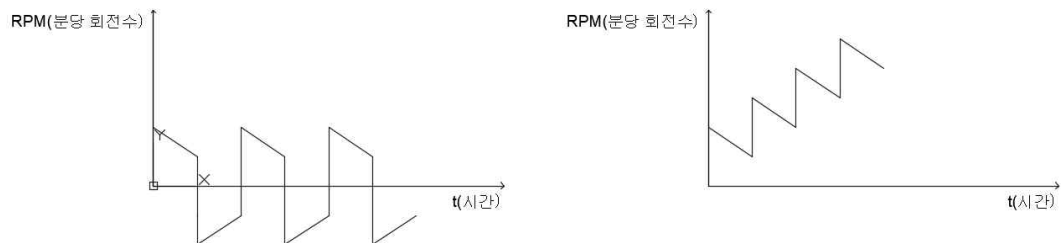


**Table 13** Specification of pulley and One-way clutch

|                |               |
|----------------|---------------|
| 도르래            | 병진운동 → 회전운동   |
| One-way clutch | 양방향운동 → 단방향운동 |

**Fig. 7** Pulley with One-way clutch

다음 [Fig. 8]은 One-way clutch 사용 전과 후의 기어박스 입력축의 시간 - rpm 그래프를 나타낸다.



(a) Graph of rpm before using One-way clutch

(b) Graph of rpm after using One-way clutch

**Fig. 8** Difference between before and after using One-way clutch

도르래에 토크가 작용했을 때 [Fig. 8]의 (a)에서는 초기 rpm에서 축의 마찰력 등 외력에 의해 값이 점차 감소한다. 이후 반대 방향의 토크가 반복적으로 작용하며 토크가 상쇄됨을 알 수 있다.

[Fig. 8]의 (b)에서는 One-way clutch에 의해 토크의 방향이 고정된다. 이에 따라 토크가 보강되며 rpm이 점진적으로 증가하고, 발전 효율을 증가시킬 수 있다.

## 2.5.2 유성기어열을 결합한 하모닉 드라이브

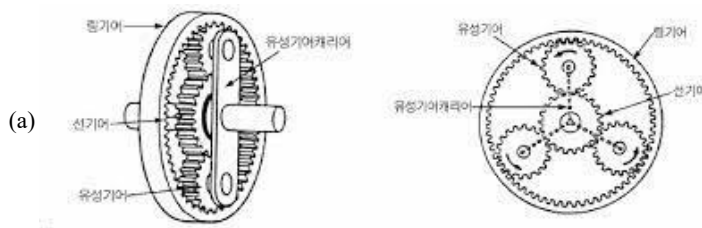


Fig. 9 Planetary gear shape and specification of each part

[Fig. 9]의 유성기어열은 바깥쪽에 링기어가 있고 중앙부에는 선기어가 설치되며 링기어와 선기어 사이에는 이들과 동일한 축에서 유성기어 캐리어에 지지되어 있는 유성기어 등으로 구성되어 있다.

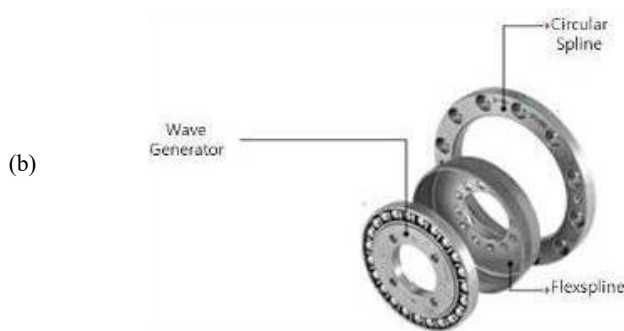
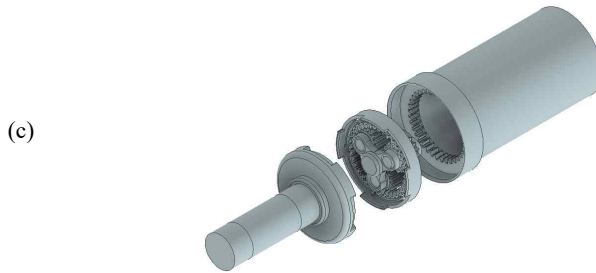


Fig. 10 harmonic drive shape and specification of each part

[Fig. 10]의 하모닉 드라이브는 금속의 탄성역학을 응용하여 동력과 동작을 전달하는 치차기구이다. 주된 3가지의 기본 부품은 플렉스 스플라인, 서클러스 플라인, 웨이브 제너레이터이다. 이때 우리는 다 음의 웨이브 제너레이터의 역할을 유성기어열로 대체하였다.



**Fig. 11** Detailed design of harmonic drive

도르래에 전달되는 토크에 비해 도르래의 rpm은 매우 작아 모터의 발전 효율이 매우 떨어지게 된다. 따라서 [Fig. 11]에서와 같이 본 장치는 도르래와 모터 사이에 기어박스를 설치하여 기어비를 통해 모터 축이 높은 rpm으로 가속하도록 설계하였다. 이때 소형시스템에 쓰이는 하모닉 드라이브를 이용하여 기어비를 증가시키는 방법을 고안했고, 내부 웨이브 제너레이터의 역할을 플렉스 스플라인에 구현하였다. 또한 기존 웨이브 제너레이터가 차지했던 공간을 유성기어열로 대체하여 고속의 기어비를 구현하였다.

기어박스는 총 2개의 stage로 구성되어 있다. stage 1에서 도르래를 통해 전달된 회전력이 플렉스 스플라인과 서클러 스플라인에 의해 1차로 가속되고, stage 2에서 유성기어열을 통해 2차로 가속되어 유성기어 중 태양기어와 결합된 모터의 축이 높은 rpm으로 회전하게 된다.

### 2.5.3 DC 모터

모터는 [2.3.2]에서 Maxon Group EC motor IDX 56M(  $\varnothing 56mm$ , Brushless, 350 W )으로 설정하였다. 모터의 모습은 [Fig. 12]에서, 모터 세부 사양은 [Table 13]에서 확인할 수 있다.



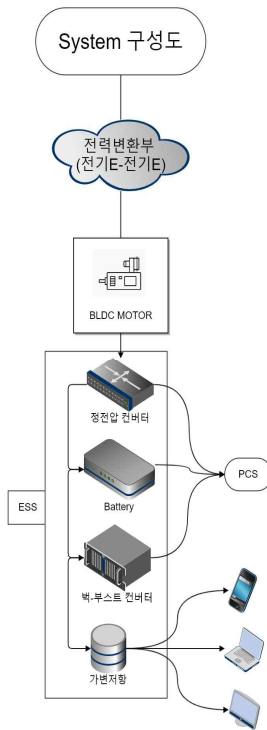
**Fig. 12** Image of Maxon Group EC motor

**Table 13** Motor Data

|                 |                |
|-----------------|----------------|
| Nominal voltage | 48V            |
| Torque          | 0.622 ~ 20.5Nm |
| Current         | 9.35 ~ 328A    |
| Max efficiency  | 91%            |
| $R_g$           | 0.146 $\Omega$ |
| $K_g$           | 0.0624 V/rad/s |

### 2.5.4. ESS ( Energy Storage System )

ESS(Energy Storage System)는 발전부를 통해 출력된 전력을 적절한 전류와 전압으로 변환시켜 사용할 수 있도록 하는 역할을 하고 구성은 다음 [Fig. 13] 과 같고, 상세 설명은 [Table 14]에서 확인할 수 있다.



**Table 14** Specification of each ESS part

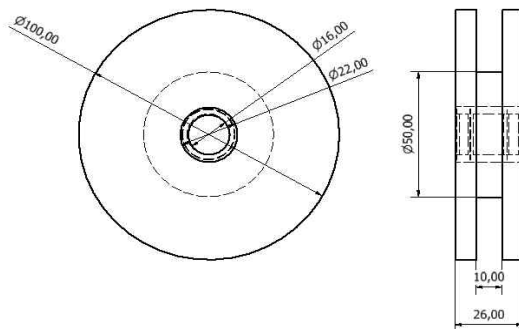
|      |                                                                      |
|------|----------------------------------------------------------------------|
| 컨버터  | 생산된 전력의 불규칙한 전압을 일정한 전압과 전류로 변환하는 장치                                 |
| 배터리  | 변환된 전력을 저장하는 장치                                                      |
| 가변저항 | 저장된 전력을 배터리로부터 방전시켜 저장된 전력을 사용하려는 전자제품에서 요구하는 정격 전압 및 전류로 맞춰주기 위한 장치 |
| PCS  | 발생한 에너지를 저장할 경우에 출력을 제어하기 위한 장치들을 통합한 시스템 (Power Conversion System)  |

**Fig. 13** Schematic Diagram of ESS

## 2.6 세부설계

### 2.6.1 One-way clutch가 결합된 도르래 세부 설계

[Fig. 14]에서 보는 것과 같이 도르래의 외부 직경은 시중 근력운동기구에 사용되는 일반적인 도르래의 직경과 같이  $\varnothing 100\text{mm}$ , 도르래의 축의 직경은  $\varnothing 50\text{mm}$ 로 하였다. 이를 바탕으로 One-way clutch는 직경  $\varnothing 22\text{mm}$ , 내경  $\varnothing 16\text{mm}$ 로 설정하였다.



**Fig. 14** Dimension of pulley

## 2.6.2 하모닉 드라이브 + 유성기어 세부 설계

### (a) 기어비 조건

설계의 기어박스는 86.7의 기어비로 설계되었다. 이때 직경 30mm인 전동기를 수용하면서 해당 시스템의 크기를 집약적으로 만드는 하모닉 드라이브를 설계하기 위해 다음 플렉스 스플라인의 피치원 지름을 30mm로 설정하였다. 이때 플렉스 스플라인의 모듈은 1.5로 설정하였고  $P = M \times Z$ 에 따라 플렉스 스플라인의 기어이의 수를 20으로, 서클러 스플라인의 기어이의 수를 19로 결정하였다. 그리고 서클러 스플라인이 유성기어열 stage에서는 내접기어가 되므로 태양기어와 행성기어의 이수도 각각 11, 7로 결정하였다. 결정된 기어이로 다음 [Fig. 15]처럼 최종 기어비를 결정하였다.



$N_C$  : 서클러 스플라인의 톱니수

$N_f$  : 플렉스 스플라인의 톱니수

$$\text{감속비 } i_H = \frac{N_f - N_c}{N_f} = \frac{V_0}{V_1}$$

$N_s$  : 태양기어의 톱니수

$N_i$  : 내접기어의 톱니수

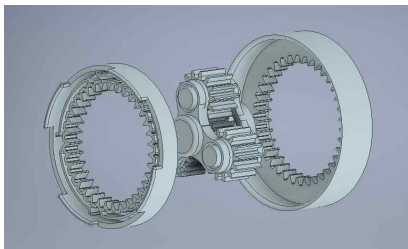
$$\text{감속비 } i_p = \frac{N_s}{N_f + N_s} = \frac{V_2}{V_3}$$

$$\therefore \text{최종 감속비} = \frac{1}{4.33} \cdot \frac{1}{20} = \frac{1}{86.7}$$

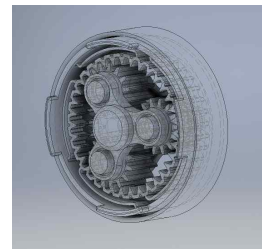
**Fig. 15** gear reduction ratio

### (b) 하모닉 드라이브 + 유성기어 세부 스펙 설명

하모닉 드라이브는 [Fig. 16]과 같이 서클러 스플라인, 유성기어열, 플렉스 스플라인으로 구성되어 있다. 기어의 내구 설계에 있어서 허용 굽힘강도와 면압 강도를 분석하기 위해 서클러 스플라인에서의 정적 해석을 진행하였다. 이론적인 방법을 통해 내구조건을 만족하는지 확인한 후 ANSYS를 이용한 내구 해석을 진행하였다. 사용한 식은 [Table 15]와 같다.



(a) Disassembled view



(b) Assembled view

**Fig. 16** Detailed design of harmonic drive

**Table 15** Specification of relations and parameters

| the number<br>of Relations | Relations                                                                                                                                                                                                                                                                                          | Parameters                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
|----------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| (1)                        | $\sigma = F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot \frac{1.0}{b \cdot m} \cdot \frac{K_s \cdot K_m}{J}$                                                                                                                                                                                                       | <p><math>\sigma</math> : the calculated bending stress at the root of the tooth</p> <p><math>F_t</math> : the transmitted tangential load</p> <p><math>K_0</math> : the overload factor</p> <p><math>K_v</math> : the velocity or dynamic factor</p> <p><math>P</math> : the diametral pitch</p> <p><math>b</math> : the face width</p> <p><math>m</math> : the metric module</p> <p><math>K_s</math> : the size factor</p> <p><math>K_m</math> : the mounting factor</p> <p><math>J</math> : the geometry factor</p>                                                                                                                                                                                                                                                                     |
| (2)                        | $\sigma_{all} = \frac{S_t \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$                                                                                                                                                                                                                                               | <p><math>\sigma_{all}</math> : the allowable bending stress</p> <p><math>S_t</math> : the bending strength</p> <p><math>K_L</math> : the life factor</p> <p><math>K_T</math> : the temperature factor</p> <p><math>K_R</math> : the reliability factor</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| (3)                        | $\sigma_c = C_p \cdot \left( F_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot \frac{K_s}{bd} \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{I} \right)^{1/2}$ $C_p = 0.564 \left[ \frac{1}{\frac{1-v_p^2}{E_p} + \frac{1-v_g^2}{E_g}} \right]^{1/2}$ $I = \frac{\sin \varnothing \cdot \cos \varnothing}{2m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$ | <p><math>\sigma_c</math> : the calculated contact stress</p> <p><math>C_p</math> : the elastic coefficient</p> <p><math>K_v</math> : the velocity or dynamic factor</p> <p><math>K_s</math> : the size factor</p> <p><math>b</math> : the face width</p> <p><math>d</math> : the pitch diameter</p> <p><math>K_m</math> : the load distribution factor</p> <p><math>C_f</math> : the surface condition factor</p> <p><math>I</math> : the geometry factor</p> <p><math>m_G</math> : the gear ratio = dg/dp = Ng/Np<br/>(for internal gears mG is negative)</p> <p><math>m_N</math> : the load sharing ratio = 1 (for spur gears)</p> <p><math>E</math> : the modulus of elasticity</p> <p><math>\nu</math> : the Poisson's ratio</p> <p><math>\varnothing</math> : the pressure angle</p> |
| (4)                        | $\sigma_{c,all} = \frac{S_c \cdot C_L \cdot C_H}{K_T \cdot K_R}$                                                                                                                                                                                                                                   | <p><math>\sigma_{c,all}</math> : the allowable contact stress</p> <p><math>S_c</math> : the surface fatigue strength</p> <p><math>C_L</math> : the life factor</p> <p><math>C_H</math> : the hardness ratio factor</p> <p><math>K_T</math> : the temperature factor</p> <p><math>K_R</math> : the reliability fact</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |

(c) 기어의 허용굽힘강도 설계: The AGMA Method

식(1)을 이용하여 기어에 가해지는 굽힘강도 (5)  $\sigma = 8.5\text{MPa}$  를 구하였고 식(2)을 이용하여 기어의 허용 굽힘강도 (5)  $\sigma_{all} = 38.5\text{MPa}$ 를 구하였다.

(5)와 (6)을 바탕으로 굽힘강도  $\sigma$ 가 허용굽힘강도  $\sigma_{all}$  보다 작은 것을 확인할 수 있다.

(d) 기어의 마모강도 설계: The AGMA Method

식(3)을 이용하여 기어에 가해지는 굽힘강도 (7)  $\sigma_c = 37.4\text{MPa}$ 를 구하였고 식(4)을 이용하여 기어의 허용 굽힘강도 (8)  $\sigma_{c,all} = 206.5\text{MPa}$ 를 구하였다.

(7)와 (8)을 바탕으로 접촉응력  $\sigma_c$ 이 허용접촉응력  $\sigma_{c,all}$  보다 작은 것을 확인할 수 있다.

해석을 검증하기 위해 ANSYS 툴을 이용하여 Von-Mises 응력을 해석 하였다.

설계조건으로 재료는 SUS-304 Stainless Steel을 채택했고, 플렉스 스프라인 피치원의 접선방향 힘  $F_t$ 는 플렉스 스프라인의 기어이에 수직으로 작용하는 힘으로 분석하였다.

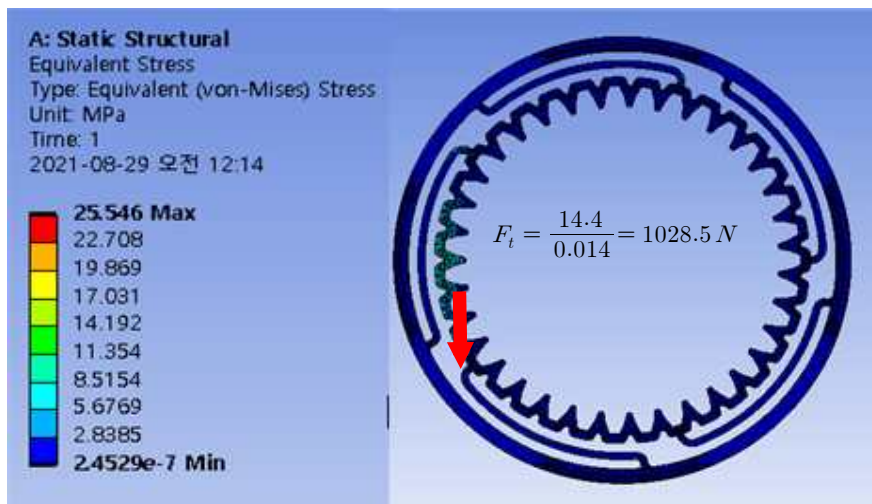
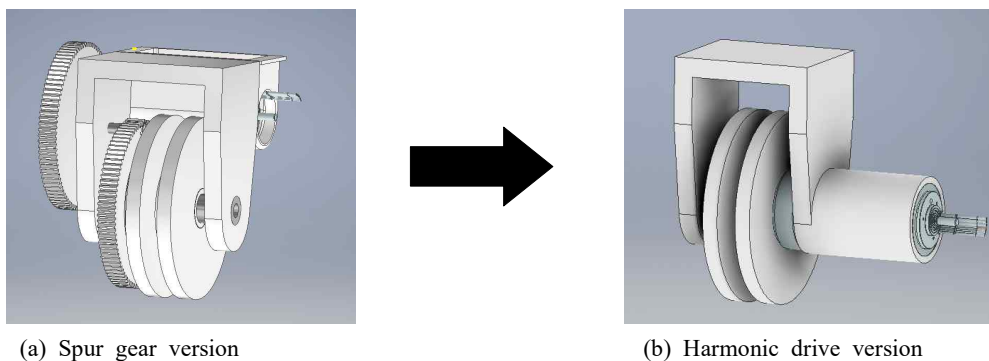


Fig. 17 Harmonic drive durability analysis

위에 제시된 [Fig. 17]에서 확인할 수 있듯이 외관상의 변형은 거의 없었고 최대 Von-Mises 응력이  $25.5\text{MPa}$ 가 도출되었다. 이는 SUS-304 Stainless Steel의 Von-Mises 항복강도보다 낮게 나타나 안전한 것으로 해석할 수 있다.

(e) 유성기어열이 장착된 하모닉 드라이브의 장점 및 선정 이유



**Fig. 18** Change from spur gear to harmonic drive

[Fig. 18]은 초기 구상안이었던 평기어를 하모닉 드라이브로 변경한 결과를 보여주며, 이유는 아래 1) ~ 4) 와 같다.

#### 1) 시스템의 크기 및 무게 감소

평기어로 이루어진 무겁고 큰 시스템은 웨이트 트레이닝 머신에 적용하기에 제약조건이 따른다. 이를 복잡한 기구적 구조를 이용하지 않는 컴팩트한 구조인 하모닉 드라이브 시스템으로 변경하여 전체 시스템의 크기 및 무게의 감소를 달성하여 웨이트 트레이닝 머신 발전 시스템 설치에 용이성을 더해주었다. 또한 축에 가해지는 굽힘 모멘트의 감소로 축 설계의 최적화 측면에서 도움을 줄 수 있다.

#### 2) 높은 토크 밀도

상대적으로 가벼운 시스템에서 토크 밀도와 출력 밀도가 높게 유지시킬 수 있다.

#### 3) 뛰어난 반복성

상기 발전 시스템은 높은 기어비로 수많은 반복을 수행하기 때문에 반복성인 측면을 고려해야 한다. 이때 하모닉 드라이브는 back rash를 최소화 하여 뛰어난 반복성을 제공한다.

#### 4) 우수한 저진동 저소음 특성

웨이트 트레이닝 머신에 적용하기 위한 발전 시스템은 초기 강한 회전력에 의한 영향을 고려해야 한다. 이때 하모닉 드라이브는 기존 감속기에 비해 소음이 매우 작아서 높은 회전력을 안정적으로 DC모터에 전달하여 높은 기어비를 구현할 수 있다.

### 2.6.3 축 세부 설계

#### (a) 축 규격

본 설계에서 사용되는 축은 [Fig. 19]을 통해 볼 수 있듯이 총 길이가 46mm이고, 내부가 채워진 원형 중실축이며, 직경은  $\varnothing 16\text{mm}$ 이다.



Fig. 19 Dimension of main shaft made of SUS-304 Stainless Steel

(b) 원형축에 작용하는 정하중에 대한 굽힘응력

축에는 크게 2개의 연직방향 하중이 걸린다. 첫 번째는 410g인 축의 자중이다. 두 번째는 도르래와 One-way clutch의 무게로 총 1125g이다. 따라서 다음과 같이 축에 대한 정하중(Axial Static Load) 이 발생했을 때, 원형 중실축에 걸리는 하중을 자유물체도(Free-Body Diagram)을 통해 나타내면 [Fig. 20] 과 같이 나타나게 된다.

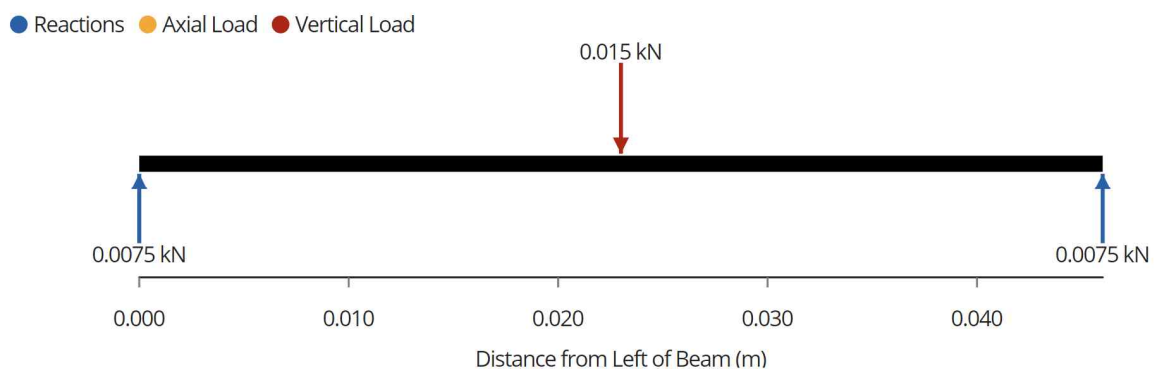


Fig. 20 Free-Body Diagram when static load occurs

다음과 같이 양 끝단을 각각 A, B 지점이라고 하면, 두 끝단에 생기는 반력( $R_A$ ,  $R_B$ )은 (1), (2)를 통해 계산됨을 알 수 있다.

$$(1) \sum F_y = 0 \quad (\because \text{힘 평형})$$

$$\therefore R_A + R_B = 1535g$$

$$(2) \sum M_z = 0 \quad (\because \text{모멘트 평형})$$

$$\therefore R_A + R_B = 1535g$$

$$\therefore (1) \text{과 } (2) \text{에서 } R_A = R_B = 767.5g = 7.5291N$$

위에서 구한 두 반력을 이용해 축의 가운데 지점에 작용하는 축의 자중과 도르래 및 One-way clutch를 합한 무게인 1535g에 의해 발생하는 전단응력과 굽힘모멘트에 대해 계산하였고, 이는 다음과 같은 결과를 산출하였다.

$$(3) 0mm < x < 23mm$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow V - R_A = 0 \quad \therefore V = R_A$$

$$\sum M_Z = 0 \Leftrightarrow M - R_A \times x = 0 \quad \therefore M = R_A \times x$$

$$(4) 23mm < x < 46mm$$

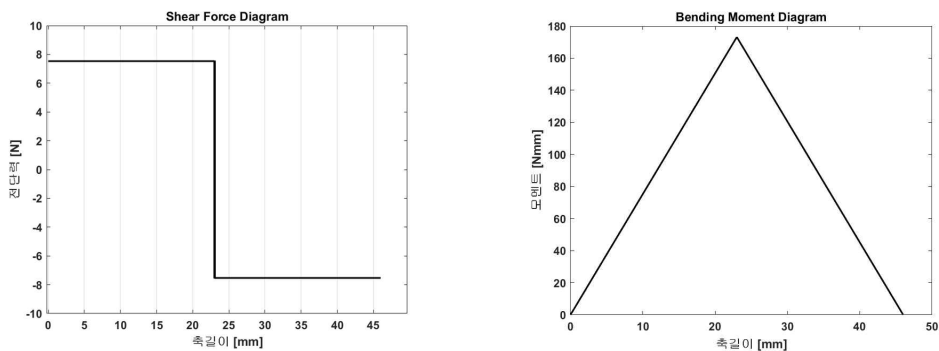
$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_A - V - 1535g = 0 \quad \therefore V = R_A - 1535 = -765.5g$$

$$\sum M_Z = 0 \Leftrightarrow M + 1535(x - 23) - R_A \times x = 0 \quad \therefore M = R_A \times x - 1535(x - 23)$$

$$\therefore (3) \text{과 } (4) \text{에서 } x = 23mm \Rightarrow M = M_{\max} = 17652.5g \cdot mm = 173.169N \cdot mm = 0.17317N \cdot m$$

$$x = 0, x = 46mm \Rightarrow M = M_{\min} = 0N \cdot m$$

(3) ~ (4)를 이용하여 Shear Force Diagram(SFD) 와 Bending Moment Diagram(BMD)를 그려보면 아래 [Fig. 21]과 같다.



**Fig. 21** Shear Force & Bending Moment Diagram when static load occurs

따라서 굽힘 하중에 대해 모멘트가 가장 크게 걸리는 곳( $M_{\max}$ )은 왼쪽으로부터 23mm 떨어진 지점에 걸리는 모멘트로 해석됨을 알 수 있다. 이는 다음과 같이 변환된다.

$$M = M_{\max} = 17652.5g \cdot mm = 17652.5 \times 10^{-3}m \times \frac{9.81}{1000}N = 0.17317N \cdot m$$

직경이 16mm 인 원형 중실축에 걸리는 정하중에 대한 최대굽힘응력은 (5)를 통해 계산하였다.

$$(5) \ Z = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi \times (16mm)^3}{32} = \frac{\pi \times (16 \times 10^{-3}m)^3}{32} = 128\pi \times 10^{-9} m^3$$

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3} = \frac{M}{Z} = \frac{M_{\max}}{Z} = \frac{0.17317 N \cdot m}{128\pi \times 10^{-9} m^3} = 430638.46 Pa = 4.306 MPa$$

$Z$  : Section modulus of circular section

$\sigma_x$  : Maximum bending stress on the shaft

$D$  : shaft diameter

$M$  : Maximum bending moment on the shaft

(c) 원형축에 작용하는 비틀림 응력과 비틀림 각

도르래에 걸리는 14.4Nm 의 토크에 의해 도르래와 연결된 축에 비틀림 모멘트가 작용한다. 이 때, 비틀림 모멘트는 본 설계의 축 내에서 연속적이고 일정한 값을 갖기 때문에 축의 중심부에 작용하는 비틀림 모멘트는  $T = 14.4Nm$  이다. 따라서 (6)을 통해 축에 걸리는 비틀림 응력을 계산하였다.

$$(6) \ J = \frac{\pi D^3}{16} = \frac{\pi \times (16mm)^3}{16} = \frac{\pi \times (16 \times 10^{-3}m)^3}{16} = 64\pi \times 10^{-9} m^3$$

$$T = 14.4 N \cdot m$$

$$\tau_{xy} = \tau_{\max} = \frac{16T}{\pi D^3} = \frac{T}{J} = \frac{T_{\max}}{J} = \frac{14.4 N \cdot m}{64\pi \times 10^{-9} m^3} = 17905000 Pa = 17.905 MPa$$

$D$  : shaft diameter

$J$  : Polar moment of inertia on the cross section of the shaft

$T$  : Maximum torsional moment acting on the shaft

$\tau_{xy}$  : Maximum torsional stress acting on the shaft

(d) 축 재료 선정

위 계산을 통해 본 설계에 사용되는 축에 작용하는 모멘트의 특징은 축에 연직방향으로 작용하는 정하중에 의해 발생하는 굽힘 응력보다 도르래에 의해 발생하는 비틀림 응력이 약 4배 정도 더 크다는 것을 (5) ~ (6)을 통해 확인했다. 이런 이론적인 수치를 바탕으로 축 설계에 있어 굽힘과 비틀림 중 비틀림 응력을 축 재료의 선정기준으로 잡았다.

따라서 축의 재질은 비틀림 강성을 가진 기계적 성질이 있어야 함을 확인했다. 이에 축에 사용되는 재료의 기계적 특성은 비틀림에 대해 큰 강성을 가져야 함을 알았고, 연성재료로 범주를 좁힐 수 있었다.

본 시스템이 구동되는 환경을 고려했을 때, 윤활유 등 액체에 쉽게 노출될 수 있음을 인지했고, 이로 인해 내구성에 영향을 받을 것이라 예측하였다. 따라서 연성재료 중에서도 부식성에 강한 Austenitic SUS-304 Stainless Steel<sup>7)</sup>을 축의 재료로 선정했다.

**Table 16** Difference in safety factor according to material properties

| For      | Ductile Material                                                                 | Brittle Material                                                             |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| Examples | Mild Steel                                                                       | Cast Iron                                                                    |
| FOS      | Factor of safety<br>$= \frac{Yield\ point\ Stress}{Working\ or\ Design\ Stress}$ | Factor of safety<br>$= \frac{Ultimate\ Stress}{Working\ or\ Design\ Stress}$ |

#### (e) Von-Mises 응력

정하중이 작용할 때, 발생하는 파손에 대해 알아보았다.<sup>8)</sup>

본 설계에 사용된 SUS-304 Stainless Steel은 연성재료이다. 이때, 연성재료는 미끄럼 혹은 결정면에 따른 전단의 결과로 항복이 일어나기 때문에 최대 전단변형 에너지 이론(Von-Mises-Hencky theory)을 적용해 설계를 진행했다.

계산 과정은 다음과 같다.

$$(7) \quad \frac{1}{12G}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \frac{1+\nu}{3E}S_y^2 \quad \text{에서} \quad G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad \text{이다.}$$

이때, 안전을 n(Safety Factor, n) 개념을 도입하면 항복이 일어나는 최대 전단변형 에너지인 (7) 식은 (8)과 같이 변형된다.

$$(8) \quad \frac{\sqrt{2}}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{n}$$

이 때,  $\frac{S_y}{n}$  을 상당응력(Equivalent Stress),  $\sigma_e$  로 대체하고, 평면응력 상태인  $\sigma_3 = 0$  인 경우, (8) 식은 (9)과 같이 변형된다.

$$(9) \quad \frac{\sqrt{2}}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} = \sigma_e = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{n} = \sigma_e$$

한편, 본 설계에 사용되는 축이 받는 하중은 평면 굽힘 응력과 비틀림 응력을 받으므로, 조합하중을 고려 해야 한다. 즉,  $\sigma_y = \sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{xz} = 0$  인 조건 하에서 주응력은 (10)과 같다.

$$(10) \sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \tau_{\max}$$

이를 (9) 식 에 대입하면  $\frac{S_y}{n} = \sigma_e = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$  이다.

(5) ~ (6)에서  $\sigma_x = 4.306 MPa$ ,  $\tau_{xy} = 17.905 MPa$  이므로 축에 작용하는 조합하중에 대한 Von-Mises 응력은 (11)과 같다.

$$(11) \frac{S_y}{n} = \sigma_e = (4.306^2 + 3 \times (17.905)^2)^{\frac{1}{2}} = 31.3099 MPa$$

$G$  : Transverse Elastic Modulus

$\nu$  : Poisson's ratio

$E$  : Elastic Modulus

$S_y$  : Yield Strength

#### (f) 안전율 계산 (Calculation of Safety Factor, n)

축의 재료인 SUS-304 Stainless Steel 의 항복강도는 205MPa<sup>9)</sup>이고, (11) 식에 적용하면 다음과 같이 안전율이 계산된다.

$$\sigma_e = 31.309 MPa = \frac{S_y}{n} = \frac{205 MPa}{n}$$

$$\therefore n = 6.45 > 4$$

**Table 17** Proper safety factor for each material

| Material       | Steady Load | Live Load | Shock Load |
|----------------|-------------|-----------|------------|
| Cast Iron      | 5 to 6      | 8 to 12   | 16 to 20   |
| Wrought Iron   | 4           | 7         | 10 to 15   |
| Steel          | 4           | 8         | 12 to 16   |
| Soft Materials | 6           | 9         | 15         |
| Alloys         | 6           | 9         | 15         |
| Leather        | 9           | 12        | 15         |
| Timber         | 7           | 10 to 15  | 20         |

따라서 [Table 17]과 같이 Steel 에 권장되는 안전율<sup>10)</sup> 이상의 값을 가지므로, 본 설계는 적절하다.

(e) ANSYS를 통해 구한 Von-Mises 응력

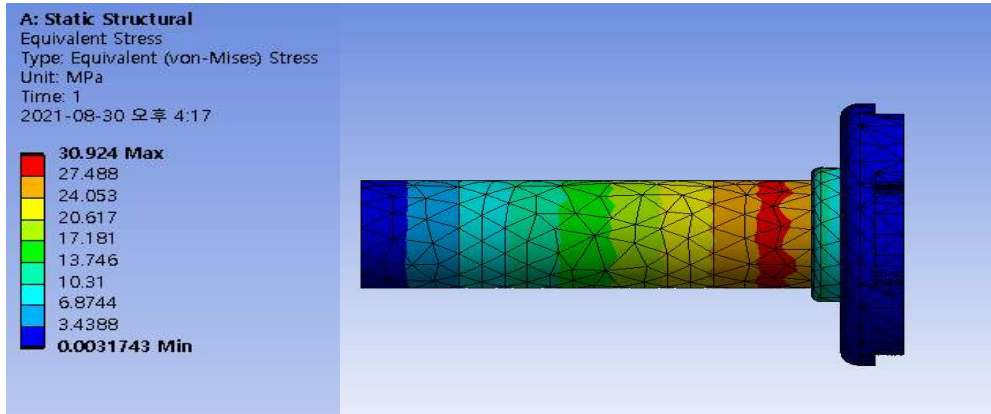


Fig. 22 Result of stress analysis using ANSYS Program

축의 재료로서 SUS-304 Stainless Steel 을 채택했고, 해당 이론<sup>11)</sup>을 검증하기 위해 ANSYS 프로그램으로 축에 대한 응력해석을 진행하였다. 그 결과 위 [Fig. 22]과 같이 최대 Von-Mises 응력이 30.9MPa가 도출되었다.

해당 값을 축의 강도설계의 이론적인 계산값과 비교했을 때, 상대오차율  $\epsilon_t$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$\epsilon_t = \frac{\square \text{측정값} - \text{이론값} \square}{\text{이론값}} \times 100\% = \frac{\square 30.9 - 31.31 \square}{31.31} \times 100\% = 1.3\% \text{ 이다.}$$

따라서 본 설계는 신뢰성이 있다.

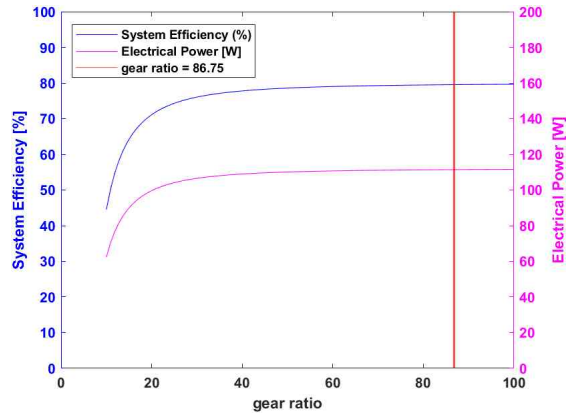
#### 2.6.4 모터 세부 설계

모터의 전류는 [Table 5]의 식 (5)  $\tau_g = K_g \cdot I$  와 (6)  $\tau_p = \frac{\tau_g \cdot r_t}{\eta_t}$  으로부터 알 수 있다. 사용된 상수는 [Table 18]에서 확인할 수 있다.

Table 18 Constants description

| Constants | Where written | Value         |
|-----------|---------------|---------------|
| $\tau_g$  | [2.3.2]       | 14.4Nm        |
| $\eta_t$  | [2.3.2]       | 0.8           |
| $K_g$     | [2.5.3]       | 0.0395V/rad/s |
| $r_t$     | [2.6.2]       | 86.7          |

또한, 기어비  $r_t$ 가 86.7일 때 출력 전력은 [Fig. 23]에서 111W로 확인할 수 있다.



**Fig. 23** Graph of gear ratio - System Efficiency and Electrical Power (  $r_t = 86.7$  )

전력은 전압과 전류에 비례한다는 사실로부터 다음과 같이 모터 출력을 파악할 수 있다.

$$P = 111W, \quad V = 33V, \quad I = 3.36A$$

#### 2.6.5 ESS 세부 설계

##### (a) 정전압 컨버터

DC모터를 거쳐서 나온 전류는 발전시스템의 특성으로 인해 수신되는 전압이 일정하지 않은 transient state 이다. 이러한 전압 변동의 상황에서 생산된 불규칙한 전압을 안정적인 Steady-state 상태의 전압으로 변환해 ESS 내 Battery에 저장할 수 있어야 한다. 따라서 발전부를 통한 출력 전압인 33 V 를 고려했을 때, 0 V 과 33 V 사이의 변동전압을 일정한 전압으로 변환해줄 장치가 필요하다. 이때 사용되는 장치가 정전압 컨버터이다.

본 설계를 위해 ESS 내 Battery 셀의 공칭전압이 5.0 V 인 제품으로 고려했고, 해당 범주의 변동전압을 5.0 V 의 일정한 전압으로 변환해주는 정전압 스텝다운 컨버터[Fig. 24] 를 이용했고, 세부 사양은 [Table 19]와 같다.



**Fig. 24** Step-Down Converter<sup>12)</sup>

**Table 19** Specifications for Step-Down Converter

|         |                    |
|---------|--------------------|
| 입력전압 범위 | 7 ~ 36 V           |
| 출력전압 범위 | 5 V 고정 (오차 1%)     |
| 변환효율    | Max 96%            |
| 스위칭 주파수 | 1MHz (Max 1.5 MHz) |

### (b) 배터리

정전압 컨버터를 통해 5 V 로 변환된 전압은 ESS 내 Battery의 입력전압으로 수신되어 충전한다. 해당 Battery로는 COMS 사 UK711 배터리[Fig. 25]를 이용했고, 입력 및 출력은 [Table 20] 과 같다.



**Fig. 25** UK711 Battery<sup>13)</sup>

**Table 20** Specifications for Step-Down Converter

|             |                   |
|-------------|-------------------|
| 입력 (배터리 충전) | DC 5 V / 2 A      |
| 출력 (기기 충전)  | A1 : DC 5 V / 2 A |
|             | A2 : DC 5 V / 1 A |

### (c) 벅-부스트 컨버터와 가변저항

ESS에 저장되어 있던 에너지를 전력이 필요한 곳에 사용하기 위해서는 기기마다 요구하는 정격 전원에 맞춰 변환해야한다. 이를 위해서 DC-DC 벅-부스트 컨버터를 설계에 이용했다. 이때, 발전된 전기에너지의 다양한 전자제품에의 이용을 위해 가변저항기(Potentiometer)가 포함된 제품을 이용하여 승압 혹은 강압을 통해 더욱 다양하게 적용할 수 있도록 설계했다.

본 설계에서는 유동적인 출력에너지 사용을 위해 넓은 출력 범위를 갖고, 전압을 승압-강압 해주는 Buck-Boost 모듈이 달린 DC-DC 컨버터를 택했고, 세부 사양은 [Table 21]에서 확인할 수 있다.

**Table 21** Types of Converter

| Converter 종류   | Converter 기능        |
|----------------|---------------------|
| Buck 컨버터       | 강압만 가능<br>(단방향)     |
| Boost 컨버터      | 승압만 가능<br>(단방향)     |
| Buck-Boost 컨버터 | 승압 및 강압 가능<br>(양방향) |

아래 [Fig. 26] 는 Handson Technology 사의 Automatic DC-DC Buck-Boost Module(1.25V ~30V, 2A)로, 해당 컨버터를 통해 DC 5V ~ 30V 사이의 전압, 최대 8A 전류를 INPUT 값으로 입력받아 1.25V ~ 30V의 출력전압 그리고 0.2A ~ 10A의 출력전류를 가변저항기인 포텐서미터(Potentiometer)를 통해 조절할 수 있다.

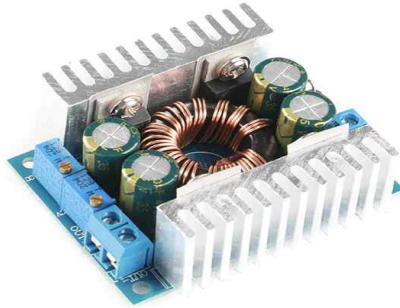


Fig. 26 DC-DC Buck-Boost Module<sup>14)</sup>

이를 바탕으로 최대 허용 전류가 3A인 핸드폰 충전에도 이용 가능하고, 정격전압 및 전류가 3.3V ~ 11V, 5A를 요구하는 PPS 방식의 PD타입 노트북 충전기<sup>15)</sup>에도 적용 가능함을 예상할 수 있다. 이때 변환 효율은 91~93%로, 최종적으로 사용할 수 있는 전력량은 다음과 같이 계산하였다.

모터의 발전 전력인 111W 에 스텝다운 컨버터의 효율, 배터리의 저장효율, 그리고 DC-DC 벅부스트 컨버터의 효율을 모두 곱한  $111 \times 0.96 \times 0.90 \times 0.92 = 88.23\text{W}$ 이다. 따라서 본 에너지 하베스팅 장치 1대를 통한 발전 가능한 전력은 88.23W 임을 도출하였다.

## 2.7 비용 분석 및 경제성 평가

[2.6.5]을 바탕으로 본 설계를 통해 구현된 시스템이 설치된 운동기구 1대당 88.23W의 전력을 만들 수 있음을 확인하였다

이때 운동기구를 하루에 5시간 사용하고 365일 가동한다면 총 161kWh의 전력량을 확보할 수 있음을 알 수 있었다. 따라서 1개의 피트니스 센터 내 10대의 운동기구에 본 시스템을 적용한다면 1610kWh의 전력량을 얻을 수 있다. 이를 통해 경제적으로 절감할 수 있는 비용은 370,175원<sup>16)</sup> 임을 알 수 있다.

따라서 본 시스템을 이용한다면 충분히 합리적인 에너지 절감을 할 수 있음을 확인하였다.

또한 아래 [Table 22] 과 같이 발전 시스템에 대한 제작단가를 정리해본 결과, 1개당 427,940 원의 비용이 발생함을 알 수 있었다.

Table 22 Unit price per part

| 구분  | 내역             | 개수 | 단가     | 비고                           |
|-----|----------------|----|--------|------------------------------|
| 원재료 | Flex           | 1  | 20,000 | PLA 와<br>3D 프린터를<br>활용한 자체제작 |
|     | Housing        | 1  |        |                              |
|     | One-way clutch | 1  |        |                              |
|     | Planet         | 3  |        |                              |
|     | Sun            | 1  |        |                              |
|     | Pully          | 1  |        |                              |

|  |                                  |   |         |  |
|--|----------------------------------|---|---------|--|
|  | Pully_bracket                    | 1 |         |  |
|  | Output                           | 1 |         |  |
|  | DC-DC Buck-Boost Module(LM2596S) | 1 | 3,400   |  |
|  | Step-Down Converter(NP-DCSD2)    | 1 | 16,500  |  |
|  | Battery(UK711)                   | 1 | 21,450  |  |
|  | DC Motor(Maxon 株式会社 BLDC 350 W)  | 1 | 366,590 |  |
|  | 계                                |   | 427,940 |  |

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 최종 설계물 3D Printing 프로토타입

##### 3.1.1 부품별 사진



(a) 도르래



(b) 유성기어열



(c) 플렉스 스플라인



(d) 서클러 스플라인



(e) 기어박스 축



(f) 지지본체

**Fig. 27** Each part of 3D Printing Prototype of final design

##### 3.1.2 조립 완성 사진



(a) 등각투상도



(b) 정면도



(c) 평면도

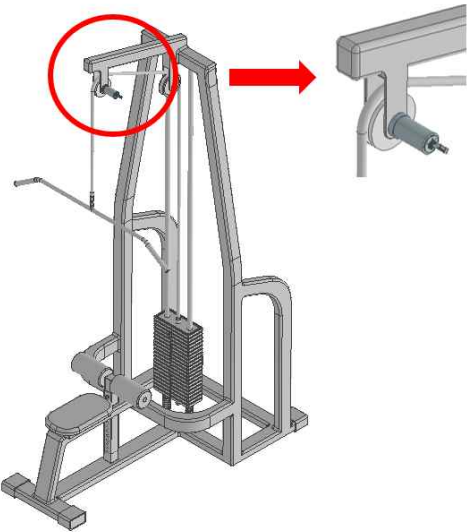
**Fig. 28** 3D Printing Prototype of final design

### 3.1.3 작동 원리 및 차별성

시장에는 다양한 방식의 에너지 하베스팅 시스템이 존재한다. 이 중에서 본 설계 제품의 발전방식인 모터발전형과 유사한 방식을 가진 기존의 상용화된 제품에는 어떤 특징이 있는지 조사한 결과, 미국의 ‘ECO GYM’이라는 에너지 하베스팅 기반 피트니스 센터<sup>17)</sup>가 본 설계의 역학적 메커니즘과 가장 유사한 발전방식을 채택하고 있음을 확인했다. 따라서 경제성 비교를 위해 해당 피트니스 센터 내 실제 운용되는 운동기구들을 우리의 시스템과 비교할 모델로 삼았다.

본 설계를 통해 개선된 결과는 다음 [Table 23]에 제시하였다. 해당 운동기구들은 일반적인 피트니스 센터 대비 초기비용이 30% 비싸다. 또한 싸이클, 런닝머신 등 회전을 통한 운동방식의 기구에만 시스템이 적용하며, 운동기구와 에너지 하베스팅 장치가 통합되어 있어 분리가 불가능하다.

**Table 23** Improvements made by designed system

| Total system view                                                                  | 특징                                                   |
|------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|
|  | (a) Harmonic 드라이브와 유성기어를 이용한 기어비의 상승을 통한 효율적인 발전이 가능 |
|                                                                                    | (b) 회전운동 뿐만 아니라 단방향으로 구동되는 와이어 기반 운동기구에도 적용 가능       |
|                                                                                    | (c) 운동기구와 에너지 하베스팅 장치의 분리가 가능함                       |

### 3.2 최종 결과물의 활용방안

본 설계에 따른 에너지 하베스팅 시스템은 기존에 설치된 운동기구에 부착이 가능하다는 특징이 있다. 따라서 기존 피트니스 센터에의 적용뿐만 아니라 공공시설인 시민공원 안에 설치된 와이어를 통한 운동방식을 따르는 모든 기구에 설치가 가능하다는 장점이 있다. 이렇게 공원 내 설치된 본 시스템을 통해서 시민공원의 숫자가 점차 늘어남에 따라 해당 공원을 이용하는 사람들이 많아지게 되고, 늘어난 전기발전량을 해당 기반시설 내 조명을 밝히는 데 사용이 될 수 있다.

## 4. 결 론

본 제품의 설계와 실험을 통해 우리는 다음과 같은 결론을 낼 수 있었다.

(1) 설계의 목표는 근력운동기구에서도 사용 가능한 에너지 발전 시스템을 설계하는 것이다. 이를 위해 도르래를 이용하여 설계하였고, One-way clutch를 사용하여 회전 방향을 단방향으로 고정하였다. 추가로 하모닉 드라이브에 유성기어열을 추가한 구조를 채택하여 구조적 효율성을 증가시킬 수 있었다.

(2) 기존 운동 기구에 접합하여 사용할 수 있도록 간단한 탈부착 구조로 제작하였다. 도르래가 설치된 장비에 기어박스가 들어갈 공간만 있다면 설치가 가능하도록 설계하였고, 기존 운동기구에 사용된 도르래와 규격을 일치시켜 도르래가 설치된 운동기구라면 어느 기구에도 호환 가능하여 범용성을 확보할 수 있었다.

(3) 현재 ‘헬스케어 3.0’이라 불리는 헬스케어 패러다임의 변화를 맞이하고 있다. 이를 견인하며 다양한 운동기구에서 에너지 발전이 가능한 차별화된 에너지 시스템이라는 점에서 본 설계의 강점을 확인할 수 있다. 여러 피트니스 센터, 근린공원 운동기구 등에 접목시킨다면 미래 사회를 위한 에너지 절약형 시스템 구축이 가능할 것이라 전망한다.

## 후 기

후기 1. 프로토타입 제작에 협조해주신 인천 메이커스페이스에게 감사드립니다.

후기 2. 이번 대회를 통해 미래 사회를 위한 에너지 절약형 시스템을 고민하며 아이디어를 실현시킬 수 있었습니다. 이런 기회를 주신 대한기계학회에 감사를 드립니다.

후기 3. 본 설계 제품이 미래 피트니스 센터에 보급되며 에너지 회수형 시스템이 구축되길 희망합니다.

후기 4. 장소 협조를 해준 Vow GYM에게 감사드립니다.

## 참고문헌

- 1) KB 자영업 분석 보고서(2020). 피트니스 센터 현황 및 시장여건 분석(KB자영업 분석 보고서4). <https://www.kbfg.com/kbresearch/report/reportView.do?reportId=2000125>
- 2) "뉴발란스 NB9.0EL", 바디스톤, 2018년8월 8일 수정, 2021년 9월9일 접속, <http://bodystone.co.kr/>
- 3) 조상희,조재필, 발전기능을 갖춘 런닝머신,10-2012-0080667,2010년12월30일,2012년07월18일  
Ha D. Ho, Harmonic drive gear assembly with asymmetrical wave generator and associated flexspline, US 7,552,664 B2, Nov. 4, 2005, Jun. 30, 2009  
주식회사 아이디엠, 정밀 감속기 및 정밀 감속기의 설계 방법, WO 2011019102 A1, 2009년 8월 28일, 2011년 2월 17일
- 4) "Lying leg curl", WEIGHT TRAINING GUIDE, 2016년 10월 5일 수정, 2021년 9월9일 접속, <https://weighttraining.guide/exercises/lying-leg-curl/>
- 5) Qingguo Li, Veronica Naing, Max Donelan. (2009). Development of a biomechanical energy harvester. Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation 6(1):22, 10.1186/1743-0003-6-22
- 6) NEWTECH, 2021년 9월 10일 접속, [https://ntws.co.kr/sub03\\_1.html](https://ntws.co.kr/sub03_1.html)

- 7) “Stainless Steel - Grade 304 (UNS S30400), AZO MATERIALS,”  
<https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=965>
- 8) Ugural. Ansel C, 「Mechanical Design of Machine Componets」, Yang-mo Yang, Hee-yong Kang and 10 others, Jinsem Media. 2015, 311p ~ 345p.
- 9) “304 Stainless Steel”, metal 4 U, <https://www.metals4u.co.uk/blog/304-stainless-steel>
- 10) “Factor of Safety,” SCRIBD, <https://www.scribd.com/document/408553140/Factors-of-Safety>
- 11) “CB95V 고정 정전압 3A 미니 스텝다운 감압 DC컨버터”, “싸이피아 SCIPIA 쇼핑몰”,  
<http://scipia.com/product/cb9-5v-%EA%B3%A0%EC%A0%95-%EC%A0%95%EC%A0%84%EC%95%95-3a-%EB%AF%B8%EB%8B%88-%EC%8A%A4%ED%85%9D%EB%8B%A4%EC%9A%B4-%EA%B0%90%EC%95%95-dc%EC%BB%A8%EB%B2%84%ED%84%B0/780/category/88/display/1/>
- 12) “[Coms] 무선 충전 보조배터리 10,000mAh/5V 2A/유선10W/빨판형 흡착패드/유무선3대동시충전 [UK711]”, “디바이스마트”, <https://www.devicemart.co.kr/goods/view?no=12539633>
- 13) “자동 DC-DC 벅-부스트 모듈 - 1.25-30V, 5A”, “가치창조기술 온라인 쇼핑몰”,  
<http://vctec.co.kr/product/%EC%9E%90%EB%8F%99-dc>
- 14) “ACTIMON QC3.0/3A C타입 일체형 가정용 충전기/9V/12V”, AUCTION, “2021년 9월 6일 접속”,  
<http://itempage3.auction.co.kr/DetailView.aspx?ItemNo=B492972078>
- 15) “유엠피코리아 GaN 65W 3포트 C타입 PD PPS 고속충전”, INTERPARK, 2021년 9월 9일 접속“,  
[https://shopping.interpark.com/product/productInfo.do?prdNo=8477946104&goods\\_no=8477946104&gclid=CjwKC-AjwhOyJBhA4EiwAEcJdcWg4whMmWXBIGCp5-Kx2mHaYy75OKnA3LTlzZY07HtVw4m4FLkTkXRCo2UQAvD\\_BwE](https://shopping.interpark.com/product/productInfo.do?prdNo=8477946104&goods_no=8477946104&gclid=CjwKC-AjwhOyJBhA4EiwAEcJdcWg4whMmWXBIGCp5-Kx2mHaYy75OKnA3LTlzZY07HtVw4m4FLkTkXRCo2UQAvD_BwE)
- 16) “전기공급약관”,KEPCO,2021년9월3일접속,  
<https://cyber.kepco.co.kr/ckepco/front/jsp/CY/D/C/CYDCHP00401.jsp>
- 17) EcoGYM, 2021년 8월 1일 접속, <https://www.ecogymworldwide.com/>