

# 유한요소해석과 실험에 의한 유압 윈치 드럼의 응력 계산 및 수명 예측

이기천<sup>1</sup>·박제인<sup>2</sup>·남태연<sup>1</sup>·최종식<sup>1</sup>·박종원<sup>1</sup>·이용범<sup>1</sup>·제영기<sup>3</sup>·이재환<sup>4,†</sup>  
한국기계연구원<sup>1</sup>  
알파이엔지<sup>2</sup>  
태평양정기(주)<sup>3</sup>  
충남대학교 선박해양공학과<sup>4</sup>

## Life Prediction and Stress Evaluation of Hydraulic Winch Drum by Finite Element Analysis and Experiment

Gi-Chun Lee<sup>1</sup>·Jane Park<sup>2</sup>·Tae-Yeon Nam<sup>1</sup>·Jong-Sik Choi<sup>1</sup>·Jong-Won Park<sup>1</sup>·Yong-Bum Lee<sup>1</sup>·Yeong-Gi Je<sup>3</sup>·  
Jae-Hwan Lee<sup>4,†</sup>  
Korea Institute of Machinery & Materials<sup>1</sup>  
Alpha ENG<sup>2</sup>  
Pacifictp<sup>3</sup>  
Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Chungnam National University<sup>4,†</sup>

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The structural safety of hydraulic winch drum and the gears are estimated by the Finite Element Analysis (FEA) and the winch operation experiment. The mesh convergence test is performed and the applied force is the pressure on the drum converted from the rope tension in working condition. The stress of the drum calculated from the strain values of the winch operation experiment shows the agreement with that from the FEA. Most stress values are under the yield strength except for the small hole made for the wire rope fixation. The life of bearings in the drum is calculated using the life prediction formula with the reaction forces from the operation load. One of the two ball bearings shows the short life for impact condition, yet the real prototype winch system shows more life than the numerical value.

**Keywords :** Winch(윈치), Drum(드럼), Hoop stress(실린더 응력), Ball bearing life(볼베어링 수명), Planetary gear(유성 기어), Sun gear(선 기어)

## 1. 서론

본 논문은 유압 윈치 드럼부와 내부 베어링의(상업화 이전의) 시제품에 대해 구조적 안전성과 수명 예측을 위하여 수행된 유한요소 해석과 실험에 관한 연구이다. 유압윈치는 선박, 해양, 건설 토목 분야에 많이 사용된다. 파이프레이어(Pipelayer)는 유체 수송용 파이프라인의 파이프를 도랑에 준설할 때 사용하는 전문 중장비이다(Fig. 1). 이 장비들의 핵심적인 역할을 하는 부분이 유압 윈치 시스템으로 윈치의 드럼 외부에 와이어 로프가

감겼다 풀리며 중량물을 안전하게 승하강 시킨다.

설치물의 무게(하중)가 로프에 의해 드럼부에 전달되기에, 드럼부의 안전성 평가를 위한 연구로서, 단층 및 다층 케이블의 작용에 따른 롤러의 응력 분석과 (Chen, et al., 2016), 최소 재료를 갖는 드럼 샤프트의 크기를 결정하는 방법이 있다 (Digvijay & Kiran, 2015).

정상 상태의 작업 하중은 12 ton 정도이며 추가로 급제동 등의 과부하가 발생하기도 하므로 강구조 드럼의 안전과 베어링의 내구성이 중요하다. 본 연구의 대상인 윈치를 탑재한 중장비의 시제품 제작에서 필요한 정보는 윈치의 구조적 안전성과 내

부 베어링의 수명이다. 또한 시제품의 설계 보완이나 향후 개선을 위하여 본 연구가 시행되었다. 윈치의 인장시험이 시행되지만 윈치 구조와 베어링의 수명에 대해서는 수치해석 방법이 필요하다. 더구나 강선이 감기어 인장력이 작용되는 윈치 구조에서는 윈치 드럼 전체에 스트레인 게이지를 부착하여 변형률을 얻지 못한다. 따라서 FEA 코드 ANSYS에 의한 정적 구조해석으로 강구조 드럼의 응력 산출이 필요하고, 압력을 받는 원통 구조 윈치에 대한 ASME BPVC SEC VIII에 의한 안전계수 산출이 필요하다. 또한 내부의 베어링도 사용 수명을 계산하기 위한 과정이 포함되었다. 기계연구원의 윈치 구동 실험기로 구한 변형률에 의한 응력 값이 유한요소 결과와 비교되었다. 응력이 과도하게 발생하는 부위에는 와이어 로프가 감기기 때문에 스트레인 게이지를 부착시킬 수 없어 응력을 얻지 못하는 실험의 제한이 있다. 와이어 로프의 강한 압력으로 게이지가 손상되기 때문이다. 선박해양구조물에 윈치 제품이 사용되나, 윈치의 구조적 안전성, 베어링 수명에 대한 연구 정보는 관련 분야에서 발표된 것이 적은 실정이다.



Fig. 1 Winch system

## 2. 윈치 케이블 드럼 기본 설계

### 2.1 드럼 두께, 장력, 응력 설계

Fig. 2의 윈치 케이블 드럼 설계 시에, 드럼 외부 직경과 와이어 로프 직경이 주어진 경우, 요구되는 드럼의 두께  $t_1$ 는 식 (1)에 의해 산출된다 (DNV, Standard for Certification of Lifting Appliances 2008). 로프 단일층에 안전율 1.1을 적용한다. 드럼에는 와이어 로프가 위치하는 홈(Fig. 2의 R)이 있기도 하고

없기도 하다. 본 윈치는 식에 의한 두께 요구 조건을 충분히 만족한다. Fig. 3의 윈치 단면에서  $t_1$ ,  $t_2$ 가 다른데,  $t_2$ 부분에는 2세트의 Planetary 기어(Fig. 12)를 감싸는 내부기어가 위치하여

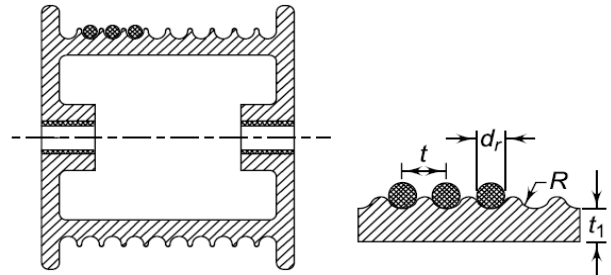


Fig. 2 Design concept (Bhandari, 2010)

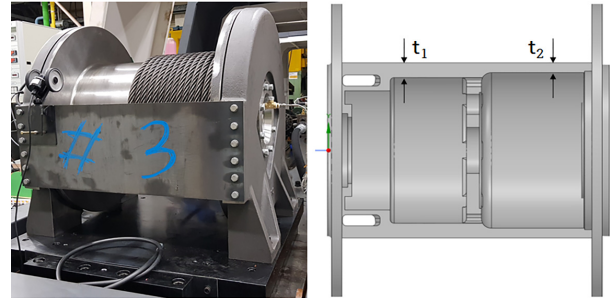


Fig. 3 Drum section

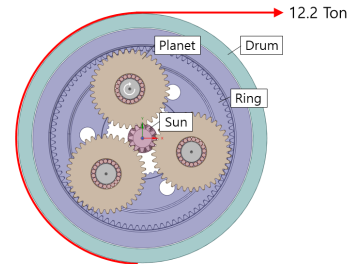


Fig. 4 Planetary gear set and working load

윈치를 구조적으로 지지하는 역할을 하며 또한 공간의 제약으로  $t_1$ 보다 조금 얇다. 모터에 의해 발생하는 약 3025 kgf·m의 토크에 의해 와이어 로프에 작용하는 하중(장력)은 12 ton 정도이다. Table 1은 Fig. 4와 같이 모터로부터 기어를 통하여 드럼에 전달되는 토크 계산 표이고, 윈치 작업 하중에서 식 (2)에 의

Table 1 Torque values

	rpm	Torque equation	Torque kgf·m
Motor	2930		56
1st Sun gear	2930		56
1st P/L gear	925.2	$Tp1=Ts1*Np1/Ns1$	177
1st Carrier	344.7	$Tc1=Tp1*(Ns1+Nr1)/Np1$	476
2nd Sun gear	344.7		476
2nd P/L gear	156.6	$Tp2=Ts2*Np2/Ns2$	1047
2nd Carrier	53.8	$Tc2=Tp2*(Ns2+Nr2)/Np2$	3045
Cable drum	53.8		3045

해 산출되는 F는 와이어 로프의 인장력이다.

$$t_1 = C_1 S_f \frac{F}{d \sigma_{hoop}}, \quad C_1: \text{로프 단일층}=1, S_f: \text{안전률} \quad (1)$$

$$F = T/r \quad (2)$$

참고문헌 (Hirpa, 2011)에서는 원치 응력에 대해 DNV 선급 규칙을 적용하고 있다 (DNV, 2008). Fig. 5에서 로프 장력 12 ton에 대해 DNV에 의한 원주방향 응력(hoop stress)  $\sigma_{hoop}$ , 장력 F, 드럼부 압력 P에 관한 식은 다음과 같다. 계산 결과 드럼 부의 압력이 약 23.3 MPa, 드럼의 평균 두께로 계산된 원주 방향 응력 값은 166.8 MPa이다.

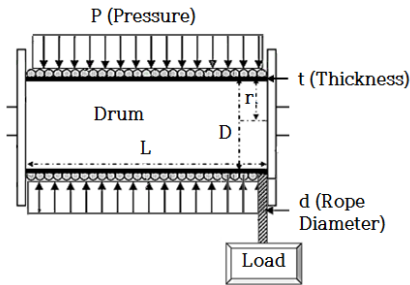


Fig. 5 Drum forces

(A) 원통형 실린더의 원주 방향 응력 (hoop stress) 식

$$\sigma_{hoop} = \frac{P \times r}{t} \quad (3)$$

(B) 장력에 의한 실린더의 원주 방향 응력과의 관계

$$F = \sigma_{hoop} \times d \times t = \frac{P \times r}{t} \times d \times t = P \times r \times d \quad (4)$$

(C) 로프 장력에 의한 드럼부의 압력

$$P = \frac{F}{r \times d} = 23.3 \text{ MPa} \quad (5)$$

(d) 원주 방향 평균 응력 (hoop stress)

$$\sigma_{hoop} = \frac{P \times r}{t} = \frac{F}{r \times d} \times \frac{r}{t} = \frac{F}{d \times t} = 166.8 \text{ MPa} \quad (6)$$

## 2.2 좌굴하중, 붕괴 하중 계산

외압을 받는 실린더는 외압보다 작은 하중에서 좌굴이 발생할 수 있어, 이에 관한 안전성을 고려하여야 한다. 실린더는 외경/두께 비( $D/t=20$ )를 기준으로 20 이하이면 두꺼운 실린더로 분류된다. 드럼의 두 부분의 두께가  $t_1, t_2$ 로 다르며, 비율이 20 이하와 약간 20 이상으로 구별되는데, 얇은 경우가 아니고 약간 두꺼운 편이라 참고문헌 (Lee & Park, 2019, 4, 2019, 6)에 기술되어 있는 식 (7~8)을 적용해도 된다. 이 두편의 참고문헌에는 외압을 받는 두꺼운 실린더의 좌굴하중과 붕괴하중 식의 유도 과정이 상세하게

기술되어 있다. 식 (7)에 의한 좌굴하중  $P_{cr}$ 은 237 MPa로 와이어 장력에 발생하는 드럼 압력 23.3 MPa에 비하면 10배 정도로 매우 크며, 식 (8)에서 좌굴하중을 만족하는 두께  $t_{min}$ 는 33 mm로 설계 치수보다 크기는 하지만, 현재의 작업 하중에 의한 드럼압력 23.3 MPa은 좌굴하중보다 매우 작아서 좌굴에 대해 안전하다.  $P_{cr}$ 은 좌굴하중, E는 강의 탄성계수로 210 GPa, t는 드럼 두께, r은 드럼 내부 반경,  $\nu$ 는 포아송비이다.

$$P_{cr} = \frac{E \times t^3}{4(1 - \nu^2)r^3} = 237 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$t_{min} = \sqrt[3]{\frac{4P_{cr}(1 - \nu^2)r^3}{E}} \quad (8)$$

외압의 실린더는 작업 하중이 과도하여 구조물의 항복 응력보다 큰 변형 상태가 되면 붕괴하게 된다. 항복이 발생하는 상태를 기준으로 하여 전반적인 붕괴가 되는 하중(드럼에 걸리는 압력)  $q_{He}$ 의 크기는 식 (9)에 의해 90.2 MPa로 산출된다 (Corradi & Luzzi, 2011). 즉 이 정도의 하중을 받게 될 때 드럼이 항복하고 붕괴하며, 이때 응력  $S_{He}$ 은 식 (10)에 의해 644.3 MPa이 된다.

$$q_{He} \approx \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_u \frac{t}{r_o} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{t}{r_o}\right) = 90.2 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$S_{He} = \frac{1}{2} q_{He} \frac{D}{t} = \frac{1}{2} \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_u \frac{t}{r_o} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{t}{r_o}\right) \right) \frac{D}{t} = 644.3 \text{ MPa} \quad (10)$$

Corradi and Luzzi (2011)의 압력실험 결과와 (Choi et al., 2016)에서는 두꺼운 실린더 압력실험에서, 항복시의 실험에 의한 변형률과 유한요소 값이 비교되었다. 응력이 재료의 항복 응력보다 커지면, 내부 표면에서 항복이 발생하여 외부 표면까지 소성이 진행되다 순간적으로 좌굴 형상으로 붕괴되는 모습이 촬영되었다. 소성이 진행되는 상태를 기준으로 하여 실린더가 전반적인 붕괴가 되는 하중  $q_H$ 의 크기는 식 (11)에 의해 104.5 MPa로 산출된다 (Lee & Park, 2019, 4, 2019, 6.). 즉 이 정도의 하중을 받게 될 때 드럼이 항복 이후 붕괴하며, 이때 응력  $S_H$ 은 식 (12)에 의해 746.4 MPa이 된다. 계산된 하중 값  $q_{He}, q_H$ 들은 정상 상태 작업 시 드럼에 발생하는 압력 하중 식 (5)의  $P=23.3 \text{ MPa}$  보다 모두 매우 크므로 항복과 소성변형에 의한 붕괴는 발생하지 않는다.

$$q_H = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_u \ln \frac{b}{a} = 104.5 \text{ MPa} \quad (11)$$

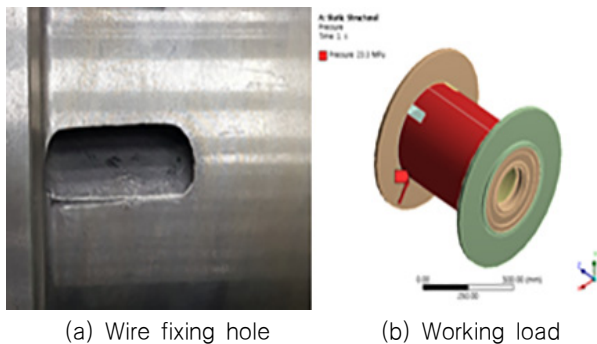
$$S_H = \frac{1}{2} q_H \frac{D}{t} = \frac{1}{2} \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_u \ln \frac{b}{a} \right) \frac{D}{t} = 746.4 \text{ MPa} \quad (12)$$

### 3. 응력 해석과 원치 실험

#### 3.1 드럼부 응력 해석

원치 드럼의 안전성을 응력으로 판단하기 위하여 Fig. 6에 ANSYS의 SpaceClaim을 이용한 3D 모델에서 변환된 모델과 하중 표기가 있다. 유한요소 해석을 위해서는 경계조건, 하중이 물리적 현상과 일치해야 하며 요소 선택과 요소 크기가 해석의 정확도에 영향을 준다. 경계조건으로 드럼 가운데의 베어링이 지지받는 양쪽 끝단이 고정되고, 하중은 와이어 로프가 감기는 부분에 입력으로 작용한다. Fig. 6(a)의 드럼 좌측에 있는 로프 고정용 사각 홀(구멍)에 로프 끝단이 고정되고, 로프는 우측으로 감기게 되고 우측 끝까지 감긴 경우에 최대 작업 하중이 된다. 작업 하중 12톤의 로프 인장력에 의해 작업 입력은 23.3 MPa로 Fig. 6(b)에 드럼 표면에 적용된다. 유한요소는 3차원 요소이고, 해석의 정확도를 위해 요소 크기가 Fig. 7의 20 mm에서(응력 수렴 검증 과정) Fig. 8(a)의 10 mm로, 응력 값은 568 MPa에서 607 MPa 로 수렴한다. 요소 수는 각각 41,468개와 132,877개 이다. 요소 개수에 의한 해의 정확성에 관한 연구에 의해 (Lee, et al., 2019), 이 규모의 구조에는 충분한 수의 요소가 사용되었다. 케이블 드럼의 재질 특성은 Table 2 에서 포아송비 0.3, 항복강도는 360 MPa, 최종강도는 600 MPa이다.

최대 응력 값은 Fig. 6(a)의 로프 고정용 사각 홀(구멍) 주변의 작은 곡부지역에 (Fig. 8(a, b)) 발생한다. 구멍으로 인하여 두께가 얇아진 곳이라 근본적으로 응력이 크게 발생하고, 특히 각이 지게 꺾인 구석 부분은 매우 얇아서 응력 집중현상이 발생한다. 이러한 응력 발생은 집중 응력(spot, peak stress)으로, 각진 구석



(a) Wire fixing hole (b) Working load  
Fig. 6 Wire drum and hole

Table 2 Property of FCA 600 steel of winch drum

Property	Value	Unit
Young's modulus	200	GPa
Tensile yield strength, $\sigma_y$	360	MPa
Tensile ultimate strength, $\sigma_u$	600	MPa

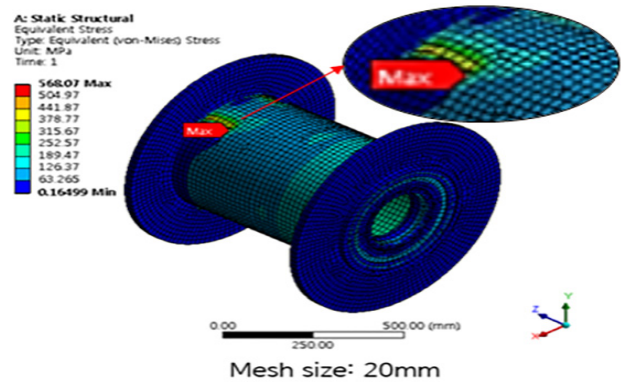
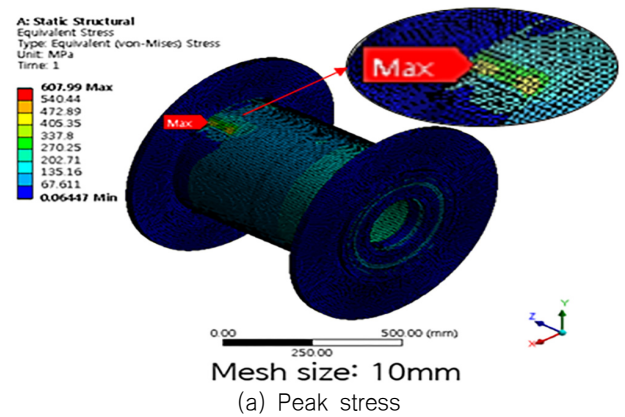
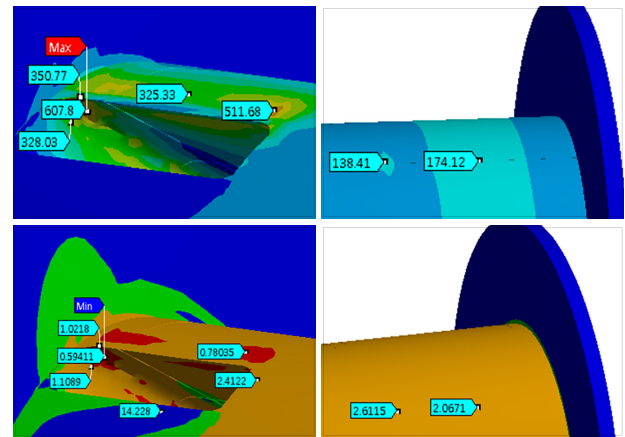


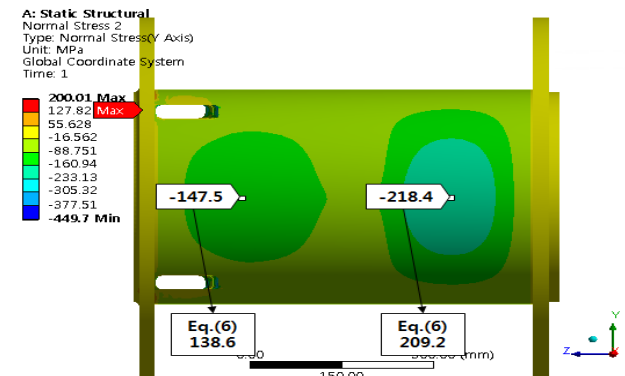
Fig. 7 Mesh convergence



(a) Peak stress



(b) Stress and safety factor



(c) Hoop stress comparison

Fig. 8 Stress of drum

Table 3 Hoop stress comparison

Stress [MPa]	Eq. (6)	FEA	Difference(%)
Left-side	138.6	(-)147.5	6.4
Right-side	209.2	(-)218.4	4.4

부근에 발생하는데, 응력이 한 곳에만 유난히 돌출된 경우에는 구조물 형상과 주변의 응력 분포를 고려해 그 값의 의미를 판단하게 된다. 나머지 부분의 응력은 대부분 항복응력보다 작은 안정된 값으로 분포한다. 또한 해석조건상 드럼 표면 전체에 압력 하중을 가하는 유한요소 해석과 달리, 실제 작동 시에는 구멍 부분에 하중 크기가 작아지므로, 해석보다 작은 응력이 발생할 것으로 판단된다. 집중 응력을 제외하고, Fig. 8(b)의 Von Mises 응력은 구멍 주위에서 355 MPa이고 두께가 두꺼운  $t_1$  부위에는 최대 174 MPa이고 안전계수는 2.61, 두께가 얇은  $t_2$  부분에는 233 MPa와 안전계수 2.06으로 안전한 상태이다. Fig. 8(c)와 Table 3에는 유한요소해석 값과 이론 식 (6)으로 계산한 반경 응력 값(Hoop stress)의 차이가 6.4%, 4.4%로 서로 비슷한 것을 알 수 있다.

### 3.2 드럼부 변형률(Strain) 계측 실험

해석의 타당성 검증과 실제 응력 값을 얻기 위해 Fig. 9와 같이 드럼의 우측부에, 스트레인 게이지를 홀수 번호는 Z축, 짝수는 X축 방향으로 부착하여 드럼부의 변형률을 계측하였다(한국기계연구원 신뢰성평가연구소). 6\*WS(26) 와이어 로프가 사용되어 드럼에 12.2 톤의 하중이 가해진다. 로프가 고정되는 사각형 구멍에는(유한요소 해석에서 피크 응력이 발생하는 곳이나) 와이어로 인하여 스트레인 게이지가 손상되므로 계측할 수 없는 제한이 있다. Fig. 10의 결과에서, 채널(ch)3의 변형률은  $-60 \mu\text{m/m}$ 로 가장 크고, 나머지는 해석과 유사한 결과로서 해석 결과가 타당한 것으로 판단된다. Fig. 11은 해석에서 로프가감긴 부분에만 하중을 가한 축(longitudinal)과 원주 방향(hoop) 응력 값으로, 실험의 변형률로 계산된 응력과 Table 4에 비교되었다. 대부분의 응력 값이 Fig. 8의 전체하중 결과에 비해 매우 작은 것은 실험에서 드럼 전체에 하중을 가할 수 없기 때문이다.

Table 4 Stress comparison of experiment and FEA

	Experiment	FEA	Difference(%)
ch1	-3.9	-3.9	0
ch2	-2.1	2.1	0
ch3	-12.1	8.4	44
ch4	-9.9	-11.3	14
ch5	-2.9	2.5	16
ch6	-2.9	6.2	114
ch7	3.0	3.0	0
ch8	-6.2	-4.8	29
ch9	-0.6	0.6	0
ch10	-1.6	1.6	0

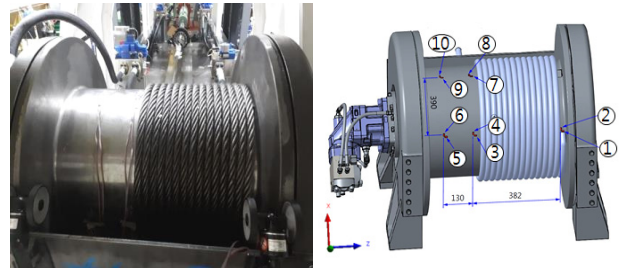


Fig. 9 Strain gauge locations

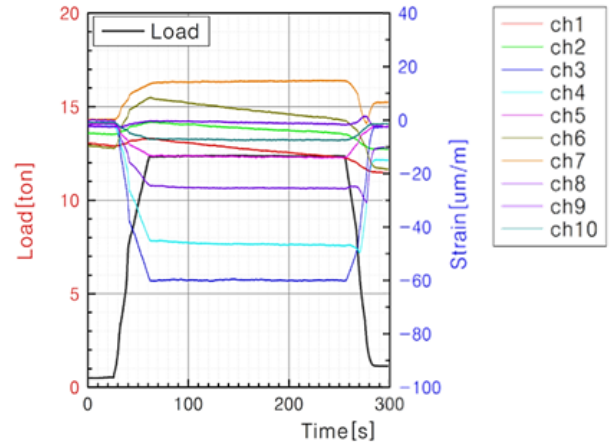
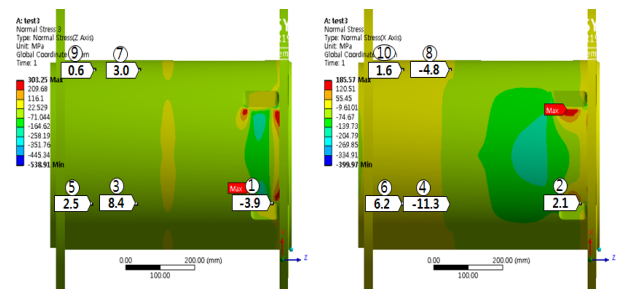


Fig. 10 Strain data at channels



(a) Longi. stress(Z axis) (b) Hoop stress(X axis)  
Fig. 11 Stress by FEA

해석과 실험 결과가 일치하는 하나, 응력 값이 너무 작아, 해석과정/결과를 실험으로 검증하는 의미가 축소되었다.

### 3.3 유성기어부 해석

모터의 토크는 1차 유성기어 (planetary gear)를 통하여 2차 유성기어로 전달되고 이 과정에 1차 유성기어와 접촉하는 니들 베어링에도 토크가 전달되고 베어링의 변형이 발생할 수도 있다. 원형으로 단순화한 1st 유성기어 내부에 Cylindrical 경계조건 (회전방향 자유, 축, 반경방향 고정)으로 외부에 1770 N·m 토크의 모멘트가 적용된다. 유성기어 내부에 니들 베어링과 접촉하는 면에서의 반력은 Table 5에, 1차 유성기어에 응력 값은 Fig. 12에서 20 MPa 이하로 작은 값이다. 따라서 1차 유성기어는 안전한 상태이다.

Table 5 Force/moment reactions of planetary gear shaft

	Force reaction	Moment reaction
X Axis	8.3e-4 N	1.2e-3 N·m
Y Axis	-62434 N	4.9e-4 N·m
Z Axis	9.6e-2 N	-1770 N·m
Total	62434 N	1770 N·m

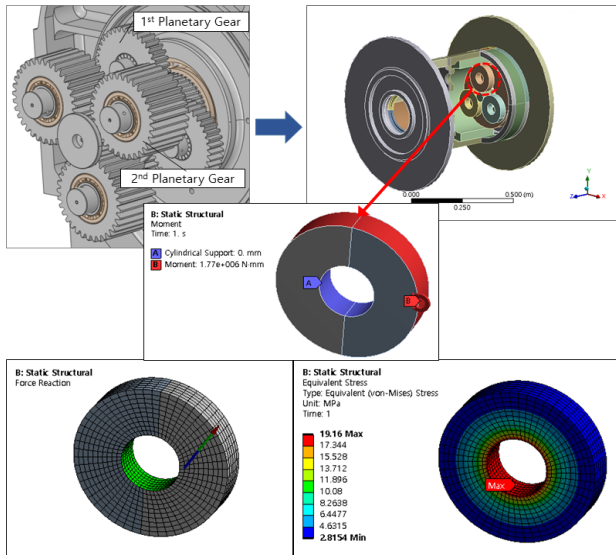


Fig. 12 Force and stress of the 1st planetary gear

### 3.4 선(Sun) 기어부

1차 유성기어의 동력은 1차 Sun gear에 560 N·m 토크로 전달되고 이어서 2차 유성기어에 전달되며 최종적으로 와이어로 로프를 감는 드럼의 인장력을 유발하게 된다. 1차 선 기어에 발생하는 응력은 Fig. 13에서 114.4 MPa로 안전한 상태이다.

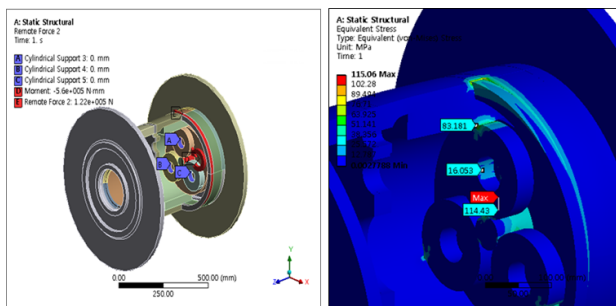


Fig. 13 Boundary, load conditions, stress of sun gear

## 4. 볼베어링 지지부 반력 및 정격 수명

### 4.1 반력

원치 베어링의 정격 수명 계산에는 베어링에 작용하는 하중이 필요하며, 작업 하중이 모터 축에 의해 베어링에 작용하므로

하중 계산 과정은 다음과 같다. 모터를 통해 발생한 모멘트는 선 기어를 통해 1차, 2차 유성기어로 전달되고 마지막에 2차 유성기어가 드럼 내부의 인터널 기어와 드럼을 돌린다. 따라서 하중은 2차 유성기어 중심에서 발생하고, 고정부인 서포트 엔드 플레이트와 베어링으로 연결되어 회전하므로 양끝 베어링 중심에서 반력이 발생한다. 각 베어링에서의 반력은 식 (13) ~ 식 (15)와 같이 2차 유성기어와의 거리에 비례하여 분배된다.  $W_1$ 과  $W_2$ 는 원치 양쪽 끝에 있는 베어링 1과 베어링 2에 작용하는 하중 값이다 (Fig. 14).

$$P = M/r \tag{13}$$

$$W_1 = P \times X_2 / L \tag{14}$$

$$W_2 = P \times X_1 / L \tag{15}$$

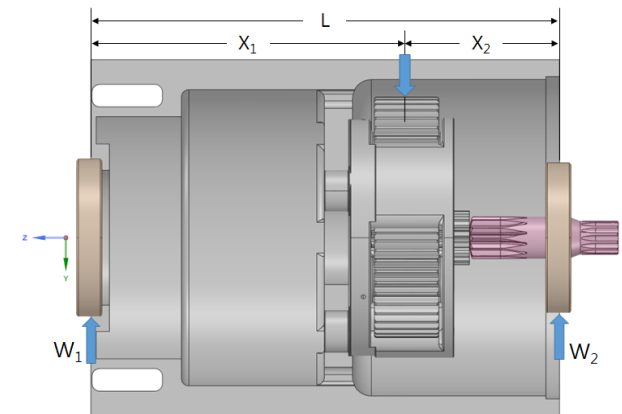


Fig. 14 Reaction force of bearing

### 4.2 베어링 수명

베어링이 받는 하중(F)은 진동/충격 등에 의해 이론하중(W)보다 클 수 있다. 이 경우 식 (16)과 같이 운전 조건에 대한 하중계수( $f_w$ )를 곱한다. 본 원치 시스템은 파이프의 승하강 과정에서 때때로 경미한 혹은 보통 수준의 충격이 발생한다고 보고 Table 6에서 하중계수(Load factor)를 1.2~3.0 중간인 1.5로 선정하였다 (Richard, et al., 2010).

같은 종류의 베어링을 같은 조건에서 운전하여 90%의 베어링이 피로에 의한 손상이 생기지 않을 때까지의 총 회전수를 기본 정격 수명( $L_n$ )이라 하며 100만 회전을 기준으로 한다. 식 (16)에서 계산된 하중(F)을 식 (17)의 등가하중(P)에 대입하여 계산하면 기본 정격 수명( $L_n$ )이 도출된다. 기본 정격 하중( $C_r$ )은 베어링이 회전 중에 견딜 수 있는 최대 하중을 말하며 베어링 정격 수명이 100만 회전수가 되도록 한 방향과 크기가 일정한 하중을 말한다. Table 7에 기본 정격하중은 베어링 회사에서 제공된 것으로 (Bearings table, NSK), 각각 Fig. 14의 베어링 1과 2에 해당하는 기본 하중이다.

수명 지수(p)는 볼베어링의 경우 3이다. 계산 결과 베어링의 정격수명은 Table 8의  $L_n$ 과 같다. 회전으로 표시된 수명 값을

식 (18)과 같이  $60 \times N$ (베어링의 분당 회전수)으로 나눠주면 시간 기준의 정격수명이 된다. 하중계수(load factor)가 1.5 (light impact)인 경우 베어링 1의 정격 수명은  $5.73 \times 10^6$  rev이며, 시간으로는 1776 h이다.

베어링 2의 정격 수명은  $0.7 \times 10^6$  rev (217h)으로 다소 낮게 계산되었다. 안정적인 운전 상태에서는 수명이 734 h이나 진동과 충격이 심한 운전 상태에서 작업 시엔 보완이 필요할 것으로 사료된다.

$$F = f_w \cdot W \quad (16)$$

$$L_n = (C_r/P)^p [10^6] \text{ rev} \quad (17)$$

$$L_h = L_n/60N [h] \quad (18)$$

Table 6 Load factor

Type of application	Load factor( $f_w$ )
Precision gearing	1.0~1.1
Commercial gearing	1.1~1.3
Applications with poor bearing seals	1.2
Machinery with no impact	1.0~1.2
Machinery with light impact	1.2~1.5
Machinery with moderate impact	1.5~3.0

Table 7 Ball bearing spec.

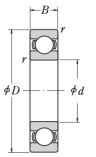
	Boundary dimensions (mm)				Basic load ratings (N)
	d	D	B	r	Cr
	130	200	33	2	106,000
	140	210	33	2	110,000

Table 8 Basic rating life of bearing

Bearing	1		2	
$C_r [N]$	106,000	106,000	110,000	110,000
$F_{c,r} [N]$	39,485	39,485	82,514	82,514
$f_w$	1	1.5	1	1.5
$P [N]$	39,485	59,228	82,514	123,771
$L_n [10^6 \text{ rev}]$	19.35	5.73	2.37	0.70
$L_h [h]$	5994	1776	734	217

## 5. 결론

본 연구의 결과는 다음과 같다.

- (1) 작업 하중 12톤에서, 와이어를 고정하는 드럼의 홀은 각이 진 부분이 얇은 구멍이라 주변에 매우 큰 국부 응력이 발생하고 있으나 현재 시제품의 작업에서는 문제가 없다.

구조해석에서는 홀 전체에 하중이 부가되나 작업 시에는 (와이어가 감기는 방향으로) 홀의 일부분에만 하중이 작용한다. 따라서 홀 주변의 집중 응력은 실제 발생하는 응력 보다는 작을 것으로 판단된다. 항복 응력을 넘어서서 일부분에 소성변형이 발생하여도 구멍 주위는 두께가 두꺼워 드럼의 안정성에 영향이 적다. 홀 주변을 제외하고는 대부분 250 MPa 이하의 응력 상태로 항복강도 360 MPa 보다 작아 현재 시제품 설계안은 문제가 없는 것으로 사료된다.

- (2) 스트레인 게이지로 윈치 드럼에 작업 응력을 계산하였으며 유한요소 결과와 유사함을 알 수 있다. 와이어가 감기는 부분에 실제 큰 응력이 발생하는데 게이지를 부착할 수 없어 응력을 얻지 못하는 것이 드럼 구조상 실험의 한계이다. 비록 응력 값이 매우 작지만, 해석과 실험 결과가 일치함으로 인하여 본문의 윈치 드럼 설계 식과 유한요소 해석이 유용함을 알 수 있다.
- (3) 유성기어부에 발생하는 응력은 20 MPa로 작으며, 1차(1st) 선 기어의 응력 값은 114 MPa로 안전하다. 베어링 수명 계산 결과 베어링 2의 수명이 다소 낮게 계산되었다. 진동과 충격이 있는 심한 운전 상태에서 작업 시에는 수명에 대한 고려가 필요할 것으로 판단된다. 문헌에 제시된 식에 의한 결과만으로 베어링의 수명을 판단하는 것은 신중할 필요가 있고 궁극적으로는 현장에서의 베어링 수명에 대한 경험치가 필요하다.

## 후기

이 논문은 한국기계연구원과 충남대학교의 학술지원을 받아 연구되었습니다.

## References

ASME BPVC, 2010, Section VIII, Division 1; Rules for construction of pressure vessels.

Bearings table, NSK, <https://www.nsk.com/> [Accessed Dec. 2019].

Bhandari, V. B., 2010. Design of machine elements third edition, The McGraw-Hill Companies.

Chen, P.W., Wang, Z., Ding X.L., Shi, Y.Y., Zhou, S.J., Lu C. & Zheng J., 2016. Analysis on the structure strength of the marine winch's roller, 2nd International Conference on Control Science and Systems Engineering.

Choi, H.J., Lee, J.H., Kim, J.M., Lee, S.G. & Maring K., 2016. The design, structural analysis and high pressure chamber test of a thick pressure cylinder for 2000m water depth. 2016. Journal of the Society of Naval Architecture of Korea, V. 53(2), pp.143-153.

Corradi, L., Cammi, A. & Luzzi, L., 2011. Collapse behavior

of moderately thick tubes pressurized from outside. Nuclear Power – Control, Reliability and Human Factors, Chapter 14, pp.257–274.

Digvijay, D. P. & Kiran, M. N., 2015. Design and finite element analysis of rope drum and drum shaft for lifted material loading condition. International Engineering Research Journal (IERJ), Special Issue 2, pp.2034–2040.

DNV 2008, Standard for Certification of Lifting Appliances, No 2.22.

Hirpa, G. L., 2011, Design verification of winch for offshore crane, 15th International Research/Expert Conference, Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, Prague, Czech Republic.

Lee, J.H., Kim, Y.J. & Mun, B.C., 2019. The earthquake safety assessment of 1000 kVA cast resin transformer by finite element analysis with mesh convergence and seismic test on the large shaking table under Korean and IEEE seismic standards. Journal of Electrical Engineering & Technology. 14, pp.1223–1233.

Lee, J.H. & Park, B.J., 2019. The analysis of collapse load of thick pressure cylinder under hydrostatic pressure. Journal of the Society of Naval Architecture of Korea, 56(2), pp. 175–186.

Lee, J.H. & Park, B.J., 2019. The nonlinear buckling finite element analysis to determine the dimension of thick cylinder under hydrostatic pressure. Journal of Ocean Engineering and Technology, 33(3), pp.272–279.

Richard, G. B. & J. Keith, N., 2010, Shigley's mechanical engineering design 9th Ed., Chapter 11, McGraw Hill.

