



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

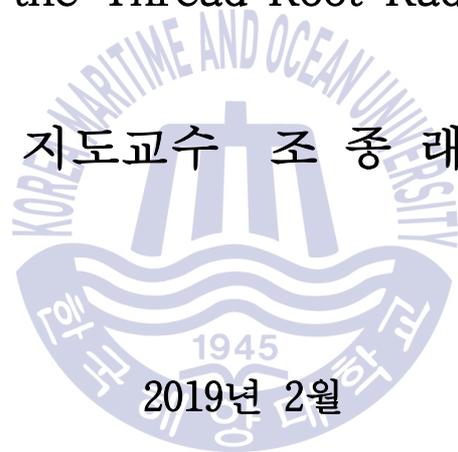
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

나사 골 반경에 따른 박용 유압  
어큐뮬레이터의 구조 안전성 평가

Evaluation of the Structural Safety of a Hydraulic  
Accumulator used for Marine Diesel Engine According  
to the Thread Root Radius



한국해양대학교 대학원

기계공학과

노 동 현

본 논문을 노동현의 공학석사 학위논문으로 인준함.



위원장 손 동 우 (인)

위 원 조 종 래 (인)

위 원 심 도 식 (인)

2019년 1월 2일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

Abstract .....	i
Nomenclature .....	iv
List of Tables .....	v
List of Figures .....	vi
1. 서론 .....	1
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구 목적 및 내용 .....	2
2. 유압 어큐플레이터의 구조해석 및 응력 평가 방법 .....	4
2.1 유한요소법 .....	4
2.2 정적파손이론 : 재료의 항복이론 .....	5
2.3 응력 분류 .....	7
2.3.1 일차 응력 .....	7
2.3.2 이차 응력 .....	8
2.3.3 피크 응력 .....	8
2.4 응력 평가 .....	8
2.4.1 설계 조건에서의 응력 평가 .....	9
2.4.2 수압 시험 조건에서의 응력 평가 .....	10
3. 유압 어큐플레이터의 구조해석 .....	11
3.1 유한요소 모델링 .....	11
3.2 재료 특성 .....	13
3.3 요소 생성 및 품질 확인 .....	14
3.4 경계 조건 및 하중 조건 .....	18

3.5 나사 골 반경에 따른 셸 응력 비교 .....	20
3.5.1 나사 골 반경 0.1 mm 구조해석 결과 .....	22
3.5.2 나사 골 반경 0.2 mm 구조해석 결과 .....	25
3.5.3 나사 골 반경 0.4 mm 구조해석 결과 .....	28
3.6 나사 골 반경에 따른 나사 응력 비교 .....	31
<b>4. 유압 어큐플레이터의 피로 수명 평가 .....</b>	<b>37</b>
4.1 피로 수명 평가 개요 .....	37
4.2 피로 수명 평가 내용 .....	39
4.3 피로 수명 평가 방법 .....	40
4.4 작동압력 별 피로 수명 평가 .....	44
4.4.1 정상 상태에서의 피로 수명 평가 .....	44
4.4.2 과부하 상태에서의 피로 수명 평가 .....	50
4.4.3 비정상 상태에서의 피로 수명 평가 .....	55
<b>5. 결론 .....</b>	<b>60</b>
<b>참고문헌 .....</b>	<b>62</b>

# Evaluation of the Structural Safety of a Hydraulic Accumulator used for Marine Diesel Engine According to the Thread Root Radius

Noh, Dong hyeon

Department of Mechanical Systems Engineering  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## Abstract

A hydraulic accumulator used for marine diesel engine consist of two hemispherical threaded shells, threaded lower shell and threaded upper shell in which liquid and gas are separated by a flexible diaphragm. A hydraulic accumulator can be applied in marine diesel engine with heavy vibration and pressure pulsation so it can damp the sudden pressure shock, pulsation and cushion the pressure spike. During the operation of a hydraulic accumulator, the thread of the lower shell is subjected to concentrated stress. The purpose of this study is to investigate numerically the structural safety of a hydraulic accumulator according to the thread root radius and the friction coefficient using three different models of the lower shells with the thread root radius 0.1 mm, 0.2 mm and 0.4 mm respectively.

Charging pressure of a hydraulic accumulator is 300 bar and operating pressure range is from 280 to 300 bar. The primary stress was analyzed by calculating the membrane and bending stress of the lower shell, the upper shell and the thread where stress is concentrated under the pressure condition of 300 bar using finite element method. The mesh test is carried out to ensure reliable analysis result by applying very small element size and the gradient mesh in the thread where stress is concentrated.

Even if the thread is not subject to the major deformation, the fatigue life should be evaluated because the peak stress of the thread can cause the fatigue failure. There are three different cases of operating pressure range should be evaluated for the fatigue life according to the service condition of a hydraulic accumulator. First, operating pressure range is from 280 to 300 bar in the normal service condition. Second, operating pressure range is from 250 to 300 bar under the severe service condition. Lastly, operating pressure range is defined as the maximum pressure range of 200 to 300 bar under the abnormal service condition.

Alternating stress is calculated with the total stress and the fatigue penalty factor according to the yield strength and the tensile strength of the applied material. The fatigue life is evaluated by applying alternating stress to the fatigue life curve of the applied material. The static analysis result of a hydraulic accumulator shows that the general primary membrane stress and primary bending stress do not exceed the allowable stress in the lower shell, the upper shell and the thread where stress is concentrated under the pressure condition of 300 bar. However the result of evaluation of the fatigue life shows the fatigue

life increased as the thread root radius and the friction coefficient increased under the severe service condition and abnormal service condition of a hydraulic accumulator used for marine diesel engine.

KEY WORDS : Hydraulic accumulator used for marine diesel engine 박용  
유압 어큐물레이터; Diaphragm accumulator 다이어프램 어큐물레이터;  
High-pressurized vessel 고압 압력용기; Structural safety 구조안전성;  
Fatigue life evaluation: 피로 수명 평가



## Nomenclature

$\bar{\sigma}$	: 등가 응력 (equivalent stress)
$E$	: 탄성계수 (Young's modulus, GPa)
$\nu$	: 푸아송 비 (Poisson's ratio)
$P$	: 일차 응력 (primary stress)
$P_m$	: 일반 일차 막 응력 (general primary membrane stress)
$P_L$	: 국부 일차 막 응력 (local primary membrane stress)
$P_b$	: 일차 굽힘 응력 (primary bending stress)
$Q$	: 이차 응력 (secondary stress)
$F$	: 피크 응력 (peak stress)
$S$	: 허용 응력 (allowable stress)
$S_y$	: 항복 강도 (yield strength)
$S_{ut}$	: 인장 강도 (tensile strength)
$S_{p,k}$	: 전 응력 (total stress, primary + secondary + peak stress)
$K_{e,k}$	: 피로 보상 계수 (fatigue penalty factor)
$S_{ps}$	: 응력 허용 한도 (allowable limit for fatigue penalty factor)
$S_{alt,k}$	: 교번 응력 (alternating stress)
$N$	: 피로 수명 (fatigue life)

## List of Tables

<b>Table 1</b> Comparison of static failure theory in ASME Code .....	6
<b>Table 2</b> International standard comparison of SCM440 material .....	14
<b>Table 3</b> Mechanical properties of SCM440 material .....	14
<b>Table 4</b> Total stress as number of node at thread root radius .....	18
<b>Table 5</b> Allowable stress .....	21
<b>Table 6</b> Structural analysis results for thread root radius 0.1 mm ..	23
<b>Table 7</b> Structural analysis results for thread root radius 0.2 mm ..	26
<b>Table 8</b> Structural analysis results for thread root radius 0.4 mm ..	29
<b>Table 9</b> Stress distribution in thread as root radius .....	33
<b>Table 10</b> Three cases of fatigue life evaluation .....	40
<b>Table 11</b> Code option for fatigue design .....	40
<b>Table 12</b> Allowable limit for fatigue penalty factor .....	42
<b>Table 13</b> Max. total stress at operating pressure of 280 and 300 bar .....	45
<b>Table 14</b> Alternating stress at operating pressure from 280 to 300 bar .....	47
<b>Table 15</b> Fatigue life at operating pressure from 280 to 300 bar ...	49
<b>Table 16</b> Max. total stress at operating pressure of 250 bar .....	51
<b>Table 17</b> Alternating stress at operating pressure from 250 to 300 bar .....	52
<b>Table 18</b> Fatigue life at operating pressure from 250 to 300 bar ...	54
<b>Table 19</b> Max. total stress at operating pressure of 200 bar .....	56
<b>Table 20</b> Alternating stress at operating pressure from 200 to 300 bar .....	57
<b>Table 21</b> Fatigue life at operating pressure from 200 to 300 bar ...	59

## List of Figures

Fig. 1 Finite element type .....	5
Fig. 2 Stress categories and limits of equivalent stress .....	9
Fig. 3 Hydraulic accumulator section shape .....	11
Fig. 4 Thread and thread root radius shape of hydraulic accumulator .....	12
Fig. 5 Structural solid of element type 183 in ANSYS .....	12
Fig. 6 Axisymmetric model of hydraulic accumulator .....	13
Fig. 7 Mesh shape of hydraulic accumulator .....	15
Fig. 8 Mesh shape as number of node at thread root radius .....	17
Fig. 9 Analysis condition of displacement and pressure .....	18
Fig. 10 Geometry of target and contact element .....	19
Fig. 11 Path shape on analysis result of hydraulic accumulator .....	20
Fig. 12 Position of mesh node on Path 1, 2 and 3 .....	20
Fig. 13 Analysis results( $P_m$ ) for thread root radius 0.1 mm .....	24
Fig. 14 Analysis results( $P_m + P_b$ ) for thread root radius 0.1 mm .....	24
Fig. 15 Analysis results( $P_m$ ) for thread root radius 0.2 mm .....	27
Fig. 16 Analysis results( $P_m + P_b$ ) for thread root radius 0.2 mm .....	27
Fig. 17 Analysis results( $P_m$ ) for thread root radius 0.4 mm .....	30
Fig. 18 Analysis results( $P_m + P_b$ ) for thread root radius 0.4 mm .....	30
Fig. 19 Lower shell thread no. for stress distribution in thread .....	31
Fig. 20 Distance between contact ends of thread and thread root radius .....	32
Fig. 21 Membrane stress distribution in thread of root radius 0.1 mm .....	34

Fig. 22 Bending stress distribution in thread of root radius 0.1 mm .....	34
Fig. 23 Membrane stress distribution in thread of root radius 0.2 mm .....	35
Fig. 24 Bending stress distribution in thread of root radius 0.2 mm .....	35
Fig. 25 Membrane stress distribution in thread of root radius 0.4 mm .....	36
Fig. 26 Bending stress distribution in thread of root radius 0.4 mm .....	36
Fig. 27 Area of max. total stress of thread root radius 0.1 mm model .....	38
Fig. 28 Area of max. total stress of thread root radius 0.2 mm model .....	38
Fig. 29 Area of max. total stress of thread root radius 0.4 mm model .....	39
Fig. 30 Alternating stress(stress amplitude) .....	41
Fig. 31 Fatigue penalty factors for fatigue analysis .....	43
Fig. 32 Total stress as thread root radius and friction at 280 bar ..	46
Fig. 33 Total stress as thread root radius and friction at 300 bar ..	46
Fig. 34 Alternating stress at operating pressure from 280 to 300 bar .....	48
Fig. 35 Fatigue life at operating pressure from 280 to 300 bar .....	49
Fig. 36 Total stress as thread root radius and friction at 250 bar ..	51
Fig. 37 Alternating stress at operating pressure from 250 to 300 bar .....	53
Fig. 38 Fatigue life at operating pressure from 250 to 300 bar .....	54

Fig. 39	Total stress as thread root radius and friction at 200 bar ..	56
Fig. 40	Alternating stress at operating pressure from 200 to 300 bar .....	58
Fig. 41	Fatigue life at operating pressure from 200 to 300 bar .....	59



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

현재 박용 디젤 엔진(marine diesel engine)은 연료분사를 위한 연료 분사 펌프(fuel injection pump)와 배기를 위한 배기밸브 액추에이터(exhaust valve actuator)등 수많은 유압 장치들로 구성되어 있으며, 이러한 유압 장치들은 고압에서 많은 압력 충격 및 맥동이 발생하는 환경에서 작동 되고 있다. 유압 장치들은 원활한 엔진 시스템 작동을 위해 압력을 일정하게 공급 및 유지해야 하며, 갑작스런 압력 충격으로부터 손상을 방지해야 하므로, 유압 어큐뮬레이터(hydraulic accumulator)가 필수적으로 적용되고 있다.

유압 어큐뮬레이터는 두 개의 반구형 나사 가공된 하부 셸과 상부 셸로 구성되어 있으며, 신축성 있는 다이어프램(flexible diaphragm)에 의해 유체와 기체가 분리되어 있는 구조로 되어 있다.

기존 기계식 엔진에서 전자제어식 엔진으로 변화함에 따라 제어 부에 문제가 발생 할 시 유압 어큐뮬레이터는 적정 유량과 압력을 보상하여 원활한 기계 작동의 순환을 돕는 역할을 한다. 또한 디젤엔진의 특성 상 발생하는 많은 진동과 맥동으로 인한 갑작스러운 압력 변화에 따른 압력 충격을 감쇠하고 완화 시켜 준다.

뿐만 아니라 엔진과 그 주위환경의 온도변화가 큰 만큼 이에 따른 압력 변동에 대한 압력 보상작용을 한다. 이러한 작동 과정에서 유압 어큐뮬레이터의 하부 셸의 나사 부에 응력집중(stress concentration)이 발생하게 된다.

나사에서의 집중적인 응력이 재료의 항복(yielding)을 넘어가게 되면 변형 및 파손이 나타날 수 있으며, 반복적인 집중 응력은 피로 파손(fatigue failure)의 가능성을 높일 수 있다.

유압 어큐뮬레이터의 구조적 문제가 발생하게 되면 주변 유압장치들의 성능 저하로 인하여 작동 불능 상태에 도달하며, 엔진 실린더의 작동이 중지되어 감통 운전을 하게 되는 큰 위험 요소가 따른다.

따라서 유압 어큐뮬레이터의 상부 셸, 하부 셸 및 집중적인 응력이 작용하는 하부 셸의 나사 부는 구조적 안전성 검증이 필수적이며, 집중적인 응력이 작용하는 하부 셸 나사부의 피크 응력(peak stress)은 피로 파손의 원인이 될 수 있으므로 피로 수명(fatigue life)을 평가 할 필요가 있다.

## 1.2 연구 목적 및 내용

두 개의 반구형 나사 가공된 하부 셸과 상부 셸로 구성된 본 연구의 박용 유압 어큐뮬레이터는 작동 과정에서 하부 셸의 나사부에 집중적인 응력을 받게 되며, 발생하는 집중적인 응력은 유압 어큐뮬레이터의 변형 및 파손을 발생 시키는 원인이 될 수 있다.

그러므로 먼저 정적파손이론을 통하여 유압 어큐뮬레이터의 구조적 안전성을 검증해야 할 필요가 있다. 또한 유압 어큐뮬레이터는 작동 중 반복적인 하중이 계속해서 작용 하며 순간적인 압력 변동이 매우 높게 발생한다.

최대 발생응력이 항복응력보다 낮을 경우라도 계속해서 작용하면 재료의 피로에 의해 파괴가 발생할 수 있다. 즉, 동하중을 받는 부재의 재료는 정적 강도보다 훨씬 낮은 응력에서도 파괴가 발생한다. 따라서 정적파손으로는 예측할 수 없는 피로 수명을 평가 할 필요가 있다.

따라서 응력이 집중적으로 발생 하는 하부 셸의 나사 골 반경(thread root radius)이 0.1 mm, 0.2 mm 그리고 0.4 mm 세 가지 다른 모델을 사용하여 나사 골 반경 변화에 따라 유압 어큐뮬레이터의 구조적 안전성을 산술적으로 분석하고 피로 수명을 평가하는 것이 본 연구의 목적이다.

유압 어큐뮬레이터의 충전 압력(charging pressure)은 300 bar이며, 정상 작동 압력(normal operating pressure)은 280 bar 에서 300 bar 이다. 먼저 유한 요소법(finite element method)을 통해 300 bar 압력 조건에서 하부 셸, 상부 셸

그리고 응력이 집중되는 하부 셸 나사 부의 일차 막 응력(primary membrane stress)과 일차 굽힘 응력(primary bending stress)을 계산하여 일차 응력을 평가 하였다.

요소망 테스트(mesh test)를 통해 응력이 집중되는 나사 부는 매우 작은 요소(element) 크기로 요소망(mesh)을 생성 하였으며, 편향 요소망(gradient mesh)을 적용하여 해석 결과의 신뢰성을 확보 하였다.

또한 응력이 집중되는 하부 셸의 나사 부는 중요한 변형이 없더라도, 발생하는 피크 응력은 피로 파괴의 원인이 될 수 있으므로 피로 수명을 평가할 필요가 있다. 박용 엔진의 특성 상 다양한 운전 상태에서의 피로 수명을 평가해 볼 필요가 있으며, 따라서 다음 세 가지 운전 조건에서의 작동 압력에 대한 피로 수명을 평가할 필요가 있다.

첫 번째는 정상 상태에서의 작동 압력으로 280 bar 에서 300 bar의 압력 범위 이다.

두 번째는 유압 시스템의 과부하, 어큐뮬레이터 다이어프램 기능 저하 및 항해 중 발생하는 가혹한 운전 상태에서의 작동 압력으로 250 bar 에서 300 bar의 압력 범위이다.

마지막 세 번째로는 비정상적인 운전 상태에서의 작동 압력으로 200 bar 에서 300 bar의 압력 범위로 최대 압력 범위로 볼 수 있다.

위 세 가지 작동 압력 조건에서의 피크 응력에 따른 교번 응력(alternating stress)과 피로강도 곡선(fatigue design curve)을 통해 피로 수명을 평가 한다.

## 제 2 장 유압 어큐뮬레이터의 구조해석 및 응력 평가 방법

### 2.1 유한요소법

유한요소해석(FEA; Finite Element Analysis)이란 구조물 내에 있는 무한개의 미지수점들을 유한개의 절점(node)으로 나타내고, 이들 간에 서로 유기적인 관계를 맺어주는 요소를 이용하여 전체 구조물이나 실제의 물리적 시스템을 연립방정식으로 나타내고, 이를 계산하여 각 절점에서의 변위를 구함으로써 구조물 내의 임의의 점에 대한 변위, 응력, 변형률 등의 결과 값을 수치적인 근사화를 통해 얻어내는 것을 말한다. 요소는 절점과 절점들을 연결하는 블록의 형태를 가지고 있지만 실제로는 각 절점들 간의 관계를 나타내는 정보의 집합이라고 할 수 있다. 즉, 유한요소법은 연속체를 여러 개의 유한요소로 나누어서 각 절점의 값들을 변수로 하는 미분방정식을 변분원리, 가중잔여법, 에너지균형법등을 이용하여 세우고 이 미분방정식을 이용하여 유한요소방정식을 만들어 각 절점에서의 변수 값들을 구하는 방법이다 [1].

1차원 물체의 형상은 직선이기 때문에 직선 형상을 여러 개로 분할하면 세부 영역 즉, 유한요소 역시 직선이 된다. 하지만 2차원 물체의 경우에는 세부영역의 형상은 삼각형(triangle) 혹은 사각형(quadrilateral)이 될 수 있다. 3차원의 경우에는 세부영역의 형상은 사면체(tetrahedron), 오면체(pentahedron) 그리고 육면체(hexahedron)가 될 수 있다. 이러한 유한요소법에 사용되는 유한 요소 형상을 Fig. 1 과 같이 나타내었다.

한 물체의 기하학적 형상을 요소로 분할할 경우, 반드시 만족해야 할 두 가지 조건이 있다. 첫 번째는 물체의 형상 영역은 요소들에 의해 빈 공간이 없이 정확하게 채워져야 한다. 두 번째는 어떠한 요소도 인접한 요소들의 영역을 침범해서는 안 된다. 따라서 1차원의 경우 세부 선의 양 끝 점은 인접한 좌우측

세부 선들의 끝점과 위치상으로 정확히 일치해야 한다. 2차원의 경우에는 삼각형 혹은 사각형의 각 모서리는 인접한 삼각형 혹은 사각형의 모서리와 정확히 일치해야 한다. 동일한 방식으로 3차원의 경우에는 요소의 각 면이 인접한 요소의 면과 정확히 일치해야한다.

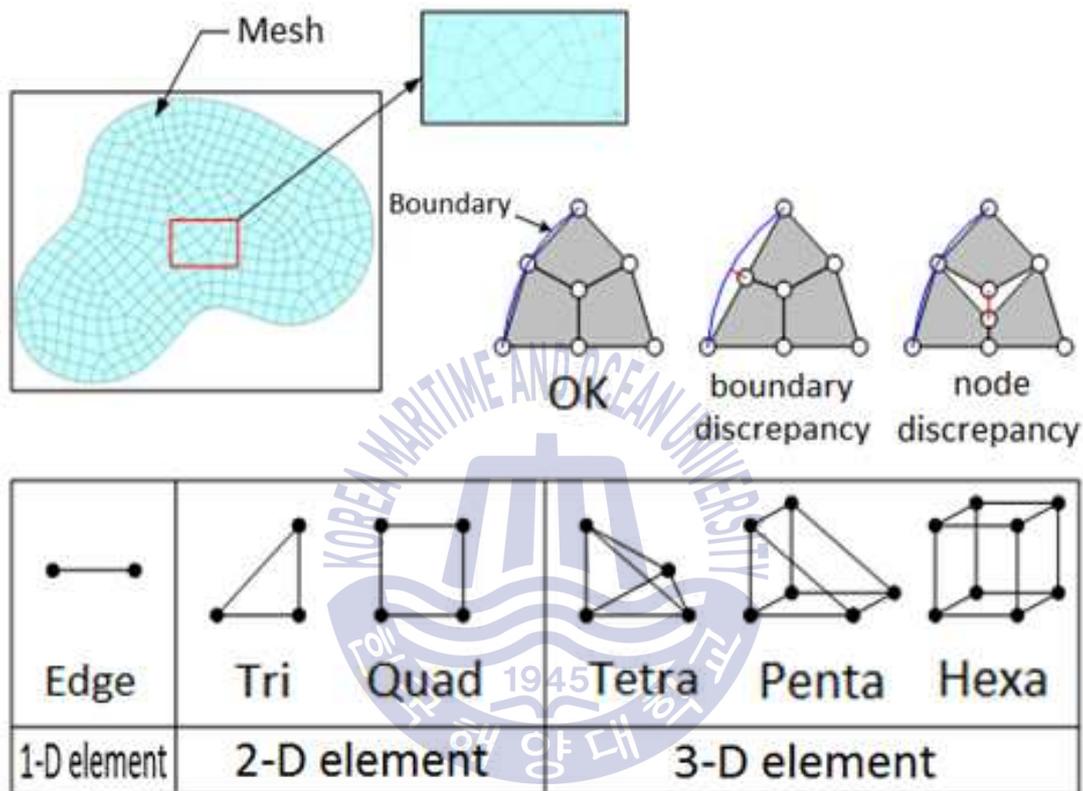


Fig. 1 Finite element type

## 2.2 정적파손이론 : 재료의 항복이론

재료가 받고 있는 대표응력과 단축 인장시험에 의한 강도와의 관계를 규정하는 이론이다. 1축 인장시험을 통해 측정된 재료의 강도 데이터를 3축 작용 응력 상태에 적용한다.

ASME Code 에 규정되어 있는 세 가지 항복이론을 항목에 따라 Table 1 과 같이 나타내었다.

첫 번째 최대주응력이론(max. principal stress theory)은 최대주응력이

인장강도 또는 항복강도에 달했을 때 파손이 일어난다는 이론이며 취성재료에 적합하다.

두 번째 전단변형에너지이론(distortion energy theory)은 Von Mises 이론이라고 하며 전단변형(비틀림) 에너지가 임계값에 달할 때 파손이 발생한다는 이론이다. 3차원 응력상태에서 유효 응력(von mises stress)의 정의는 다음 식(1)과 같다.

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{2}\{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\}} \quad (1)$$

세 번째 최대전단응력이론(max. shear stress theory)은 최대전단응력이 전단항복강도에 달했을 때 파손이 일어난다는 이론이다. 3차원 응력상태에서 주응력이 3개일 때 3개의 최대 평면전단응력이 존재하는 것이다.

본 연구의 구조해석은 해석 대상인 유압 어큐플레이터의 적용 소재와 응력 특성을 고려하여 전단변형에너지이론인 Von Mises 이론을 기반으로 하였다.

**Table 1** Comparison of static failure theory in ASME Code [2]

Section	Allowable stress	Theory
VIII, Div. 1	$S = \text{Min}(\frac{S_{ut}}{3.5}, \frac{S_y}{1.5})$ Max. stress allowable value	Max. principal stress
VIII, Div. 2	$S_m = \text{Min}(\frac{S_{ut}}{2.4}, \frac{S_y}{1.5})$ Max. stress allowable value	Von Mises
III	$S_m = \text{Min}(\frac{S_{ut}}{3.0}, \frac{S_y}{1.5})$ Design stress intensity value	Tresca

## 2.3 응력 분류

### 2.3.1 일차 응력(Primary stress, $P$ )

압력이나 기계적하중이 구조물에 작용할 때 재료 내부에서 하중과 평형을 이루기 위해 발생하는 수직응력 및 전단응력으로 자기 제한성(self limiting)은 없다. 용기와 두께 전체를 통해 항복이 발생 하며, 하중이 증가되어 항복응력 이상으로 되면 파괴가 일어나게 된다. 용기의 파손여부는 변형 경화(strain hardening) 성질에 따라 결정 한다. 따라서 일차 응력의 한계는 소성 변형을 방지하기 위한 것이다. 열응력(thermal stress)은 일차 응력으로 분류 되지 않는다. 일차 막 응력은 전체적(general)인지 국부적(local)인지로 나누어진다.

일반 일차 막 응력(general primary membrane stress,  $P_m$ )은 구조 전체에 고루 작용하여 항복의 결과로 인한 하중의 재분포가 일어나지 않는 응력이다. 자율성이 없어 응력의 재분배가 불가능하기 때문에 큰 소성변형을 일으킬 수 있다. 일차 응력의 예는 내부 압력 또는 분포 활하중(distributed live loads)에 의한 원통형 또는 구형 셸에서의 일반 막 응력과 압력에 의한 평 경판(flat head) 중앙부의 굽힘 응력이다.

국부 일차 막 응력(local primary membrane stress,  $P_l$ )은 압력이나 다른 기계적 하중에 의해서만 막 응력이 발생하는 곳과 불연속부에서 다른 부분으로 하중 전달이 일어날 때 과도한 변형이 일어나는 부위에서 발생한다. 불연속성은 고려되지만 응력 집중은 제외되고, 모든 솔리드 단면에 걸친 평균 응력이다. 이 응력은 주위의 구속을 받는 즉, 자율성이 있는 응력으로서 이차 응력의 특성을 가지는 것도 사실이지만 응력 재분배로 하중을 주위에 전달하는 동안 큰 변형이 발생할 수 있으므로 보수적인 관점에서 일차 응력으로 분류 한다.

일차 굽힘 응력(primary bending stress,  $P_b$ )은 수직응력 중 두께를 따라 변하는 응력 성분을 말하며 단면의 도심으로부터의 거리에 비례하며 불연속부나 집중 응력에 대한 내용은 제외하고 단순히 기계적 하중에 의해서 발생 된다. 이는

극한 설계이론에 근거하여 굽힘 응력에 보다 큰 허용응력을 부여하기 위한 것이다.

### 2.3.2 이차 응력(Secondary Stress, $Q$ )

인접 재료간의 구속 또는 구조물의 자기 구속(self constraint)으로 인하여 발생하는 수직응력 또는 전단응력이다. 외부하중과 평형을 이루기보다는 부가된 변형도 모양을 만족시켜야 하므로 자제성이 있다.

열응력(thermal stress)이 이차 응력에 속하며 소성변형으로 인하여 응력 해소가 되므로 파괴 되지는 않는다. 막 응력과 굽힘 응력으로 분류할 수 있으나, 국부 막 응력이 일차 응력으로 분류됨에 따라 나머지 막 응력은 같은 허용응력을 제어할 수 있어 따로 분류되지 않는다.

### 2.3.3 피크 응력(Peak stress, $F$ )

구조물의 불연속이나 구멍과 같은 구조결함 부위가 있을 때 발생하는 응력 집중이나 국부적 열응력에 의해 발생하는 응력이다.

거의 완전한 구속에 의하여 중요한 변형을 일으키지 않는 국부 열응력이 속한다. 중요한 변형을 일으키지는 않으나, 피로파손의 원인이 될 수 있다.

## 2.4 응력 평가

구조해석 결과에 대한 응력 평가를 하기 위해서는 재료의 허용 응력(allowable stress)을 먼저 파악한다. 유압 어큐뮬레이터의 구조, 접촉 형상 및 응력을 발생시키는 하중 조건에 따라 발생하는 응력은 달라진다. 발생하는 응력에 따라 허용응력은 다르게 적용하여야 하며 이러한 사항들에 관하여 ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2에서 응력 범주와 허용 한계를 규정하고 있으며 다음 Fig. 2 와 같이 나타내고 있다.

Figure 5.1  
Stress Categories and Limits of Equivalent Stress

Stress Category	Primary			Secondary Membrane plus Bending	Peak
	General Membrane	Local Membrane	Bending		
Description (For examples, see Table 5.2)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	<ol style="list-style-type: none"> <li>Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch).</li> <li>Certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion of vessel shape.</li> </ol>
Symbol	$P_m$	$P_L$	$P_b$	$Q$	$F$

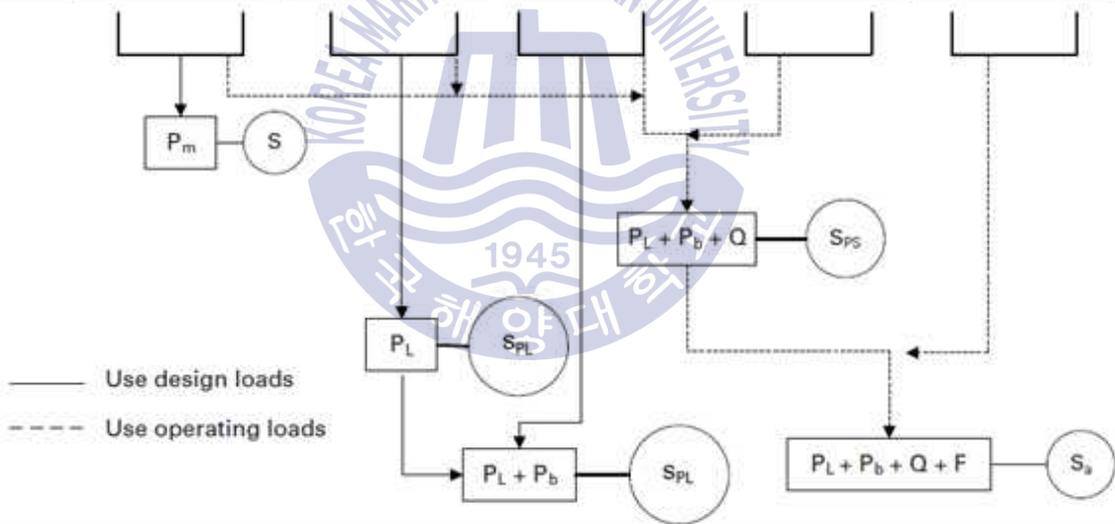


Fig. 2 Stress categories and limits of equivalent stress [2]

### 2.4.1 설계 조건에서의 응력 평가

설계 조건에서의 일차 응력 평가는 다음 식(2), 식(3) 및 식(4)과 같다.

먼저 일반 일차 막 응력이 허용 응력을 초과하지 않아야 하고, 국부 일차 막 응력은 허용 응력의 1.5배를 초과하지 않아야 하며, 국부 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 허용 응력의 1.5배를 초과하지 않아야 한다.

$$P_m \leq S \quad (2)$$

$$P_L \leq 1.5S \quad (3)$$

$$P_L + P_b \leq 1.5S \quad (4)$$

국부 막 응력과 굽힘 응력의 합은 허용 응력의 4배를 초과하지 않아야 하며, 다음 식(5)와 같다.

$$(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \leq 4S \quad (5)$$

#### 2.4.2 수압 시험 조건에서의 응력 평가

수압 시험 조건에서의 응력 평가는 다음 식(6), 식(7) 및 식(8)과 같다.

먼저 일반 일차 막 응력이 항복 강도의 0.95배를 초과하지 않아야 한다. 일반 일차 막 응력이 항복 강도의 0.67배를 초과하지 않는 경우 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 항복 강도의 1.43배를 초과하지 않아야 한다. 일반 일차 막 응력이 항복 강도의 0.67배를 초과하고 항복 강도의 0.95배를 초과하지 않는 경우 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 항복 강도의 2.43배의 값에서 일반 일차 막 응력의 1.5배의 값을 뺀 값을 초과하지 않아야 한다.

$$P_m \leq 0.95S_y \quad (6)$$

$$P_m + P_b \leq 1.43S_y \quad \text{for } P_m \leq 0.67S_y \quad (7)$$

$$P_m + P_b \leq (2.43S_y - 1.5P_m) \quad \text{for } 0.67S_y \leq P_m \leq 0.95S_y \quad (8)$$

## 제 3 장 유압 어큐물레이터의 구조해석

### 3.1 유한요소 모델링

본 연구의 유압 어큐물레이터는 나사 가공된 반구형 상부 셸과 하부 셸로 구성되어 있으며, 상부 셸의 나사와 하부 셸의 나사가 결합하여 체결 되는 형태이다. 상부 셸과 하부 셸 사이의 다이어프램에 의해 유체와 기체가 분리되는 구조이며 단순 단면 형상은 Fig. 3 과 같다.

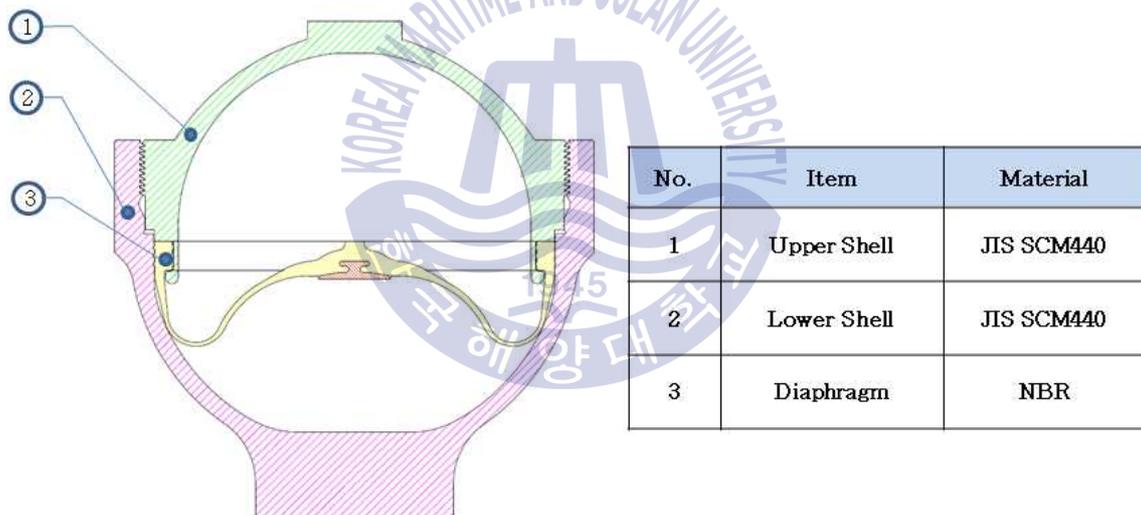


Fig. 3 Hydraulic accumulator section shape

하부 셸의 나사 골 반경에 따른 유압 어큐물레이터의 구조 안전성을 분석하기 위하여 해석 대상은 세 가지 다른 나사 골 반경을 가진 모델을 사용 하였으며, 하부 셸의 나사 골 반경은 각각 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 이다. 유압 어큐물레이터의 나사 결합 형상 및 나사 골 반경 형상은 Fig. 4 와 같다.

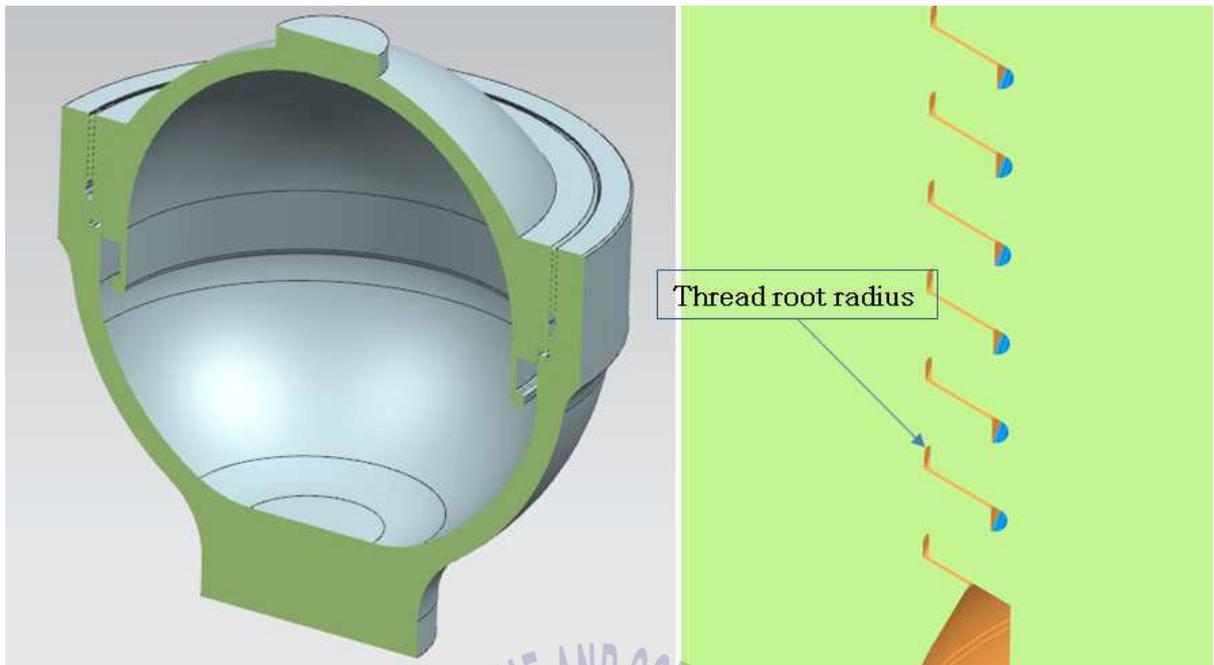


Fig. 4 Thread and thread root radius shape of hydraulic accumulator

유한요소 모델링은 상부 셸과 하부 셸의 나사에서 발생하는 접촉을 고려하여 다음 Fig. 5 와 같이 8개의 절점으로 구성된 솔리드 요소(solid element)를 적용하였다.

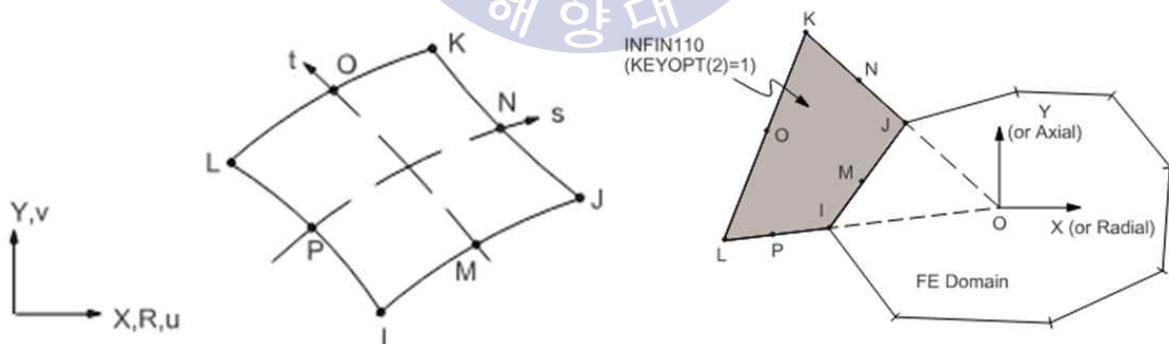


Fig. 5 Structural solid of element type 183 in ANSYS [4]

해석시간의 효율성을 확보하기 위해 유압 어큐물레이터 전체모델에 대한 축대칭(axisymmetric) 모델을 적용하였으며, 해석 축대칭 형상은 Fig. 6 과 같다.

나선형 나사 형상의 전체모형을 해석 하는 것 보다 해석상의 수치적인 손실이 있을 수는 있으나, 유압 어큐물레이터는 완전한 대칭 구형 형상 특성을 가지고 있으며, 집중적인 응력이 발생하는 나사 골 반경 즉, 설계 변수에 대한 전반적인 해석 경향을 파악하고 분석하기에는 축대칭 모델을 적용하여도 무리가 없을 것으로 판단하였다.

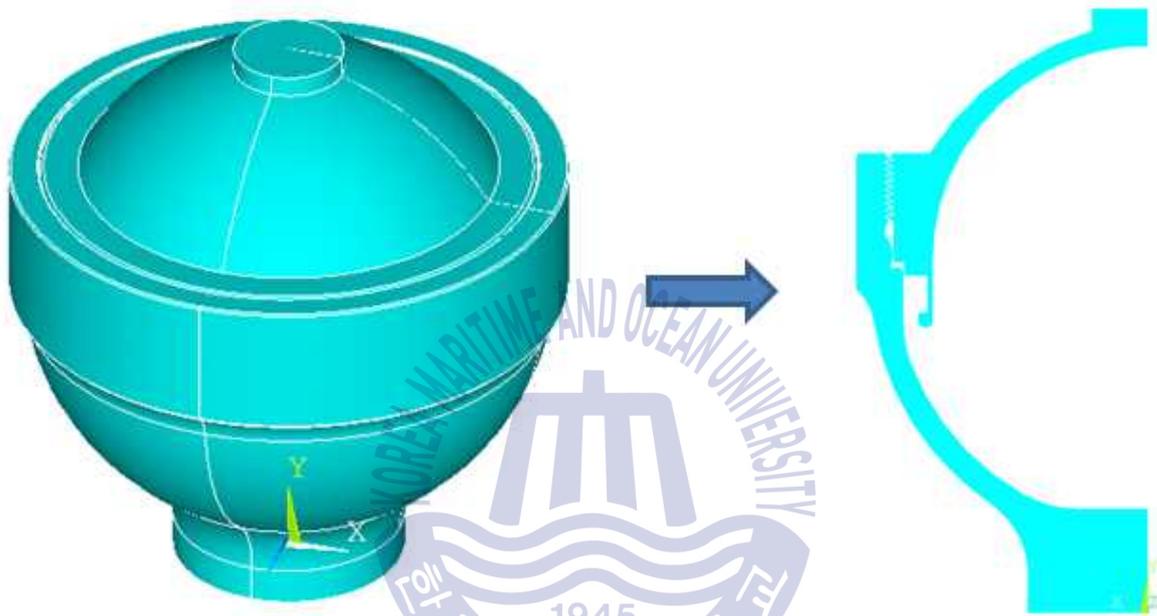


Fig. 6 Axisymmetric model of hydraulic accumulator

### 3.2 재료 특성

유압 어큐물레이터 상부 셸과 하부 셸의 재질은 모두 SCM440(JIS G4105)이 적용된다. SCM440은 크롬-몰리브덴 합금강으로 열처리 조건에 따라 기계적 특성에는 다소 차이가 있을 수 있다.

본 연구의 구조해석에 적용한 SCM440의 기계적 특성은 유압 어큐물레이터의 사용 목적에 따라 선박엔진 기술사의 제공 규격에 따르도록 하였다 [5].

또한 해석의 보수적인 접근을 위해 기술사 제공 규격에서 가장 작은 값을 적용하였다. 재료에 대한 국제규격 비교 및 기계적 특성에 대한 내용은 Table 2 와 Table 3 에 각각 나타내었다.

**Table 2** International standard comparison of SCM440 material

Country	Korea	Japan	U.S.A	Germany	Britain	ISO
Standard	KS	JIS	AISI SAE	DIN	BS/EN	ISO
Grade	SCM440	SCM440	4140 4142	42CrMo4 42CrMoS4	708M70 709M40 42CrMo4 42CrMoS4	42CrMo4 42CrMoS4

**Table 3** Mechanical properties of SCM440 material [5]

Material	Density ( $Kg/cm^3$ )	Elastic Modulus ( $GPa$ )	Poisson's Ratio	Yield Strength ( $MPa$ )	Tensile Strength ( $MPa$ )
SCM440	7.85	205	0.29	640	880
Heat treatment	Oil quenching 840° C(1544° F) Tempering to the required mechanical properties.				

### 3.3 요소 생성 및 품질 확인

하중의 작용과 등가응력의 분포가 클 것으로 예상되는 상부 셸과 하부 셸의 나사 결합 부분에서는 요소망을 조밀하게 생성하고, 반대로 상부 셸과 하부 셸의 바깥 부분과 같이 제품 상호간의 접촉 부분이 없거나 하중 및 응력이 상대적으로 작을 것으로 예상되는 부분은 편향 요소망과 상대적으로 덜 조밀한 요소망을 적용함으로써 해석 시간의 효율성을 확보 하였다. 유압 어큐뮬레이터의 요소 생성 형상은 다음 Fig. 7 과 같다.



Fig. 7 Mesh shape of hydraulic accumulator

보다 신뢰성 있고 정확한 결과 도출을 위해 요소사이즈에 따른 해석결과를 비교하고, 최대 응력 값이 동일하게 반복적인 결과 값에 도달할 동안 요소망을 조밀하게 생성해 나가면서 적절한 요소망을 분석 하였다. 이에 따라 유한요소법에서 발생할 수 있는 수치적 오차(numerical error)가 최소인 요소망을 기반으로 해석을 수행함으로써, 해석 결과의 신뢰성을 확보하였다.

하부 셸 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 유압 어큐플레이터 모델의 상부 셸과 하부 셸의 나사 결합 부분의 요소망 형상은 다음 Fig. 8 과 같다.

응력이 집중되는 하부 셸 나사 골 반경 내에서 절점 숫자는 Mesh No.1~4 까지 순차적으로 각각 15개, 30개, 50개 및 75개로 점점 개수를 늘려나감으로서 요소망을 조밀하게 생성해 나갔으며, 그에 따른 하부 셸 나사부의 최대 응력 결과 값은 Table 4 와 같다.

나사 골 반경 0.1 mm 모델의 경우 나사 골 반경 0.1 mm 내의 절점 개수가 50개 즉, Mesh No.3 부터 최대 응력 값은 2510 MPa 로 동일하였다.

나사 골 반경 0.2 mm 모델의 경우 나사 골 반경 0.2 mm 내의 절점 개수가 30개 즉, Mesh No.2 부터 최대 응력 값은 1860 MPa 로 동일하였다.

나사 골 반경 0.4 mm 모델의 경우 나사 골 반경 0.4 mm 내의 절점 개수가 30개 즉, Mesh No.2 부터 최대 응력 값은 1540 MPa 로 동일하였다.

이를 통하여 세 가지 나사 골 반경 모델에 대하여 절점 개수에 따른 최대 응력 값을 확인 하였으며, 계속해서 절점 개수를 늘려 요소망을 조밀하게 생성 하더라도 일정한 최대 응력 값이 나오는 절점 개수를 확인하였다.

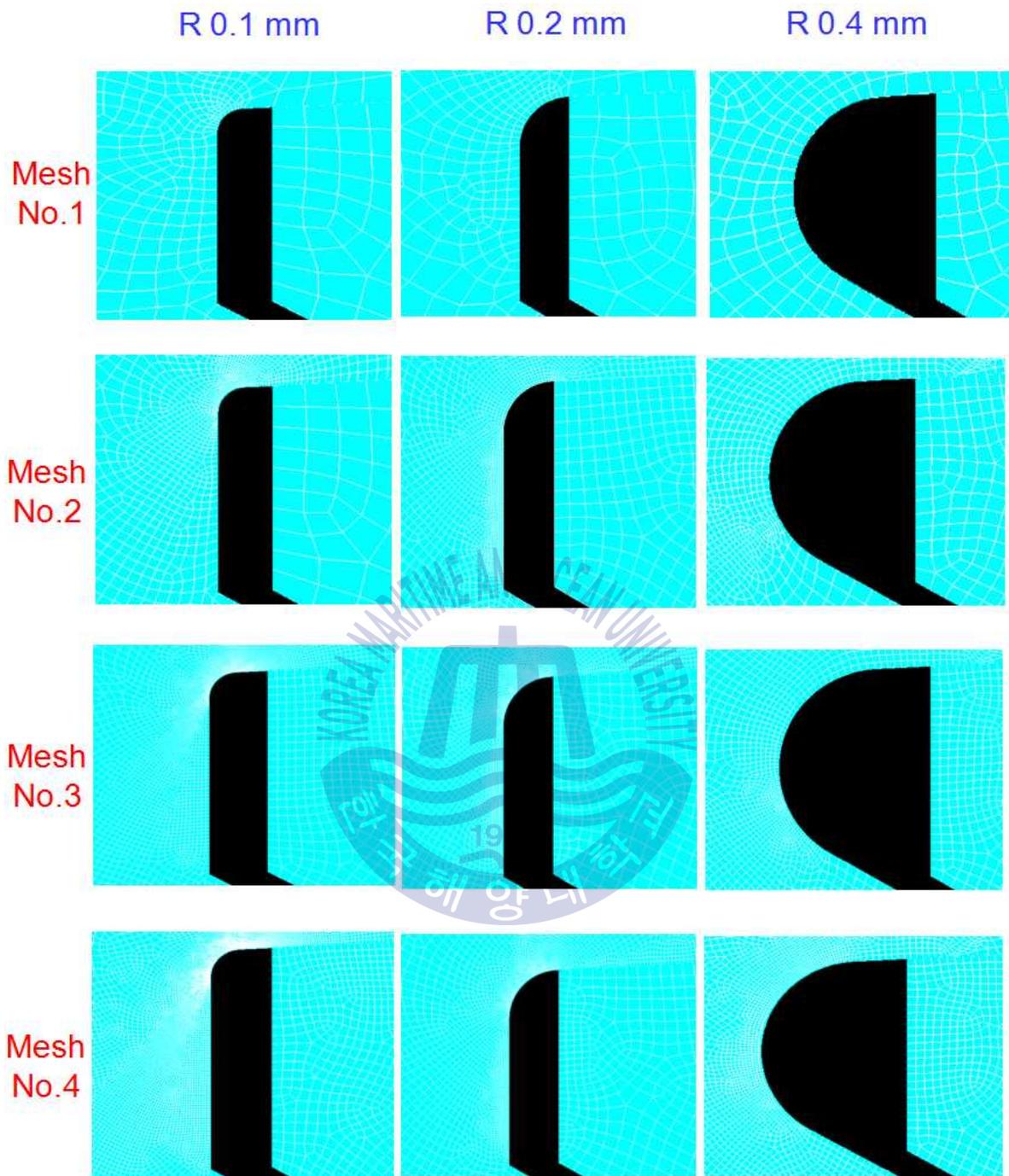


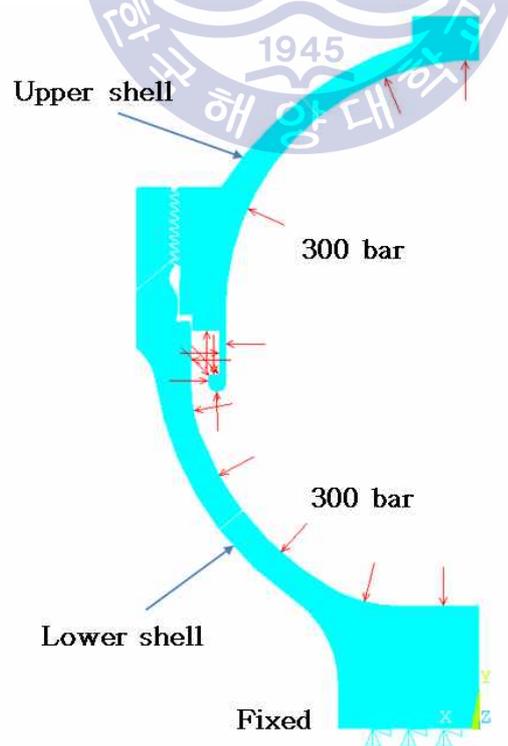
Fig. 8 Mesh shape as number of node at thread root radius

**Table 4** Total stress as number of node at thread root radius

Pressure [bar]	Friction coefficient	Mesh No. (Node number)	Total stress( $S_{p,k}$ ) [MPa]		
			R 0.1 mm	R 0.2 mm	R 0.4 mm
300	0.1	1 (15)	2480	1840	1530
		2 (30)	2500	1860	1540
		3 (50)	2510	1860	1540
		4 (75)	2510	1860	1540

### 3.4 경계 조건 및 하중 조건

유압 어큐뮬레이터의 충전 압력은 300 bar이므로, 결합 후 상부 셸과 하부 셸 내부 전체에 300 bar 의 압력이 가해진다. 유압 어큐뮬레이터는 블록 위에 조립되어 고정되어 있으므로, 하부 셸의 바닥 부분은 고정 시킨다. 해석의 경계 조건 및 하중 조건에 대한 형상은 Fig. 9 와 같다.



**Fig. 9** Analysis condition for displacement and pressure

유압 어큐뮬레이터의 상부 셸과 하부 셸의 나사가 접촉하면서 응력 집중이 발생하기 때문에 접촉조건이 매우 중요하다.

따라서 접촉조건 중 실제 작동 환경에서 정확히 측정하기 어려운 마찰계수 (friction coefficient)의 경우 0부터 0.1, 0.2, 0.3 까지 총 네 가지 마찰계수를 해석 변수로 두어 마찰계수에 따른 해석 경향을 같이 분석 하였다. 마찰계수에 따라 접촉부위 근처에서의 물체 거동은 현저히 달라질 수 있기 때문이다.

접촉 알고리즘은 Augmented lagrange method 기법을 이용하였고, 접촉 거동은 범선 Sticking/Sliding 마찰 거동을 가지면서 접촉 시 닫힘과 열림 거동을 하도록 하는 Standard 조건을 적용 하였다.

Normal penalty stiffness는 1.0에 Penetration tolerance는 0.1을 적용 하였다.

접촉조건에 사용된 접촉모델은 Surface to surface contact element가 사용 되었고, Target element와 Contact element에 대한 형상은 다음 Fig. 10 에 나타내었다.

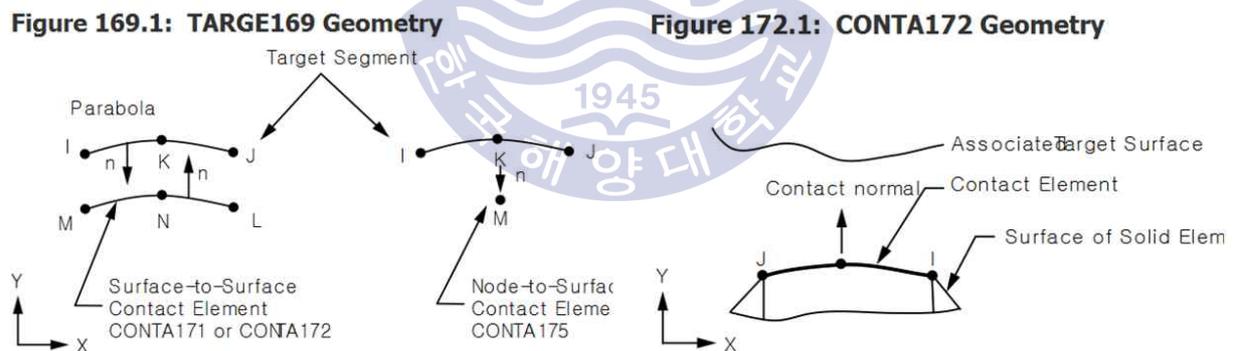


Fig. 10 Geometry of target and contact element [4]

### 3.5 나사 골 반경에 따른 셸 응력 비교

유압 어큐플레이터 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델에 대해 각각 마찰계수 0, 0.1, 0.2 및 0.3 네 가지 경우의 등가응력 해석결과를 분석 하였다.

상부 셸에서 두께가 가장 작은 부분은 Path 1, 하부 셸에서 두께가 가장 작은 부분을 Path 2, 응력 집중이 발생하는 나사 결합 부는 Path 3으로 구분하여 응력을 분석 하였다. Path를 나눈 형상은 Fig. 11 과 같으며, Path 별 절점의 위치 형상은 Fig. 12 와 같다.

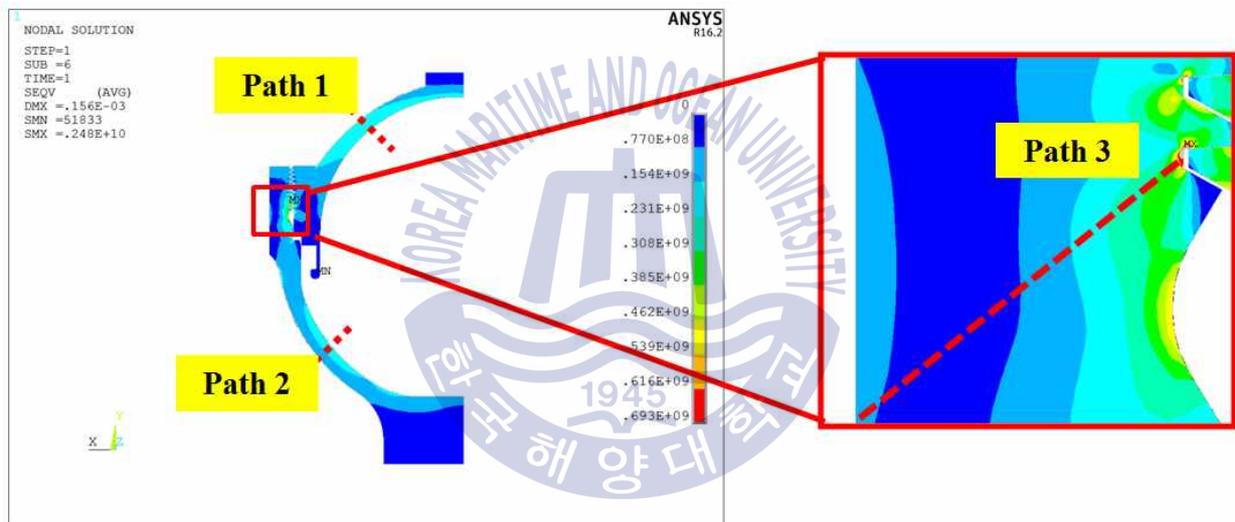


Fig. 11 Path shape on analysis result of hydraulic accumulator

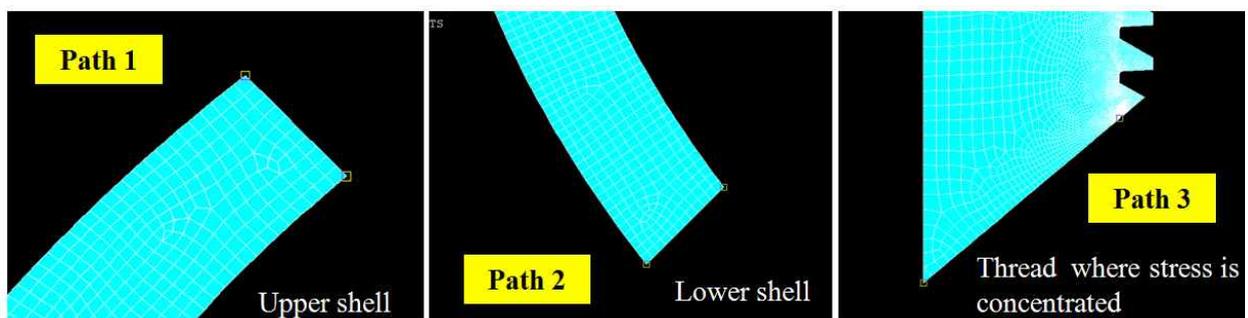


Fig. 12 Position of mesh node on Path 1, 2 and 3

Path 별 설계 조건에서의 응력 평가는 일반 일차 막 응력( $P_m$ )이 허용 응력( $S$ )을 초과하는지와 일반 일차 막 응력( $P_m$ )과 일차 굽힘 응력( $P_b$ )의 합이 허용 응력의 1.5배( $1.5S$ )를 초과 하지 않는지 분석 하였으며, 응력 평가의 기준은 다음 식(9)과 식(10)로 나타내었다.

$$P_m < S \tag{9}$$

$$P_m + P_b < 1.5S \tag{10}$$

허용 응력( $S$ )은 ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2에 따라 인장강도( $S_{ut}$ )/2.4 와 항복강도( $S_y$ )/1.5 중에 작은 값으로 366 MPa 이며, 다음 Table 5 와 같이 나타내었다.

**Table 5** Allowable stress [2]

Tensile strength ( $S_{ut}$ ) [MPa]	Yield strength ( $S_y$ ) [MPa]	Tensile strength/2.4 ( $S_{ut}/2.4$ ) [MPa]	Yield strength/1.5 ( $S_y/1.5$ ) [MPa]	Allowable stress ( $S$ ) [MPa]	1.5• Allowable stress ( $1.5S$ ) [MPa]
880	640	366	426	366	550

### 3.5.1 나사 골 반경 0.1 mm 구조해석 결과

나사 골 반경 0.1 mm 모델의 구조해석 결과는 다음 Table 6 에 나타내었으며, 일반 일차 막 응력 및 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 허용응력을 초과하지 않았다. 접촉이 일어나지 않는 부위인 상부 셸과 하부 셸의 가장 두꺼운 부분 즉, Path 1과 Path 2의 응력 결과 값은 마찰계수가 커지더라도 유사한 결과 값을 보이는 것으로 보아 마찰계수의 영향은 크게 없다고 볼 수 있다.

그러나 마찰계수가 커질수록 응력 집중을 받는 나사 결합 부 즉, Path 3에서의 응력 결과 값은 줄어드는 것을 확인 하였다. Path 3에서 일차응력은 마찰계수가 0일 때와 비교해서 0.1일 때 6%, 0.2일 때 11% 그리고 0.3일 때 14% 만큼 줄어들었다. Path 3에서 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 마찰계수가 0일 때와 비교해서 0.1일 때 5%, 0.2일 때 9% 그리고 0.3일 때 13% 만큼 줄어들었다. 이는 마찰의 영향으로 마찰계수가 커질수록 나사면에 작용하는 수직 응력이 줄어들었기 때문으로 판단된다.

마찰계수에 따른 허용응력 대비 Path 별 일반 일차 막 응력 값은 Fig. 13 으로 나타내었으며, 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합의 값은 Fig. 14 로 나타내었다.

**Table 6** Structural analysis results for thread root radius 0.1 mm

Thread root radius [mm]	Friction	Path No.	Primary membrane stress( $P_m$ ) [MPa]	Allowable stress( $S$ ) [MPa]	Primary membrane + bending stress ( $P_m + P_b$ ) [MPa]	1.5• Allowable stress ( $1.5S$ ) [MPa]
0.1	0	1	175.5	366	197.4	550
		2	154.3		169.0	
		3	138.6		383.2	
	0.1	1	175.9		196.8	
		2	154.0		168.6	
		3	129.6		365.1	
	0.2	1	176.6		197.6	
		2	153.8		168.6	
		3	123.6		347.9	
	0.3	1	177.3		198.7	
		2	153.7		168.7	
		3	119.3		333.5	

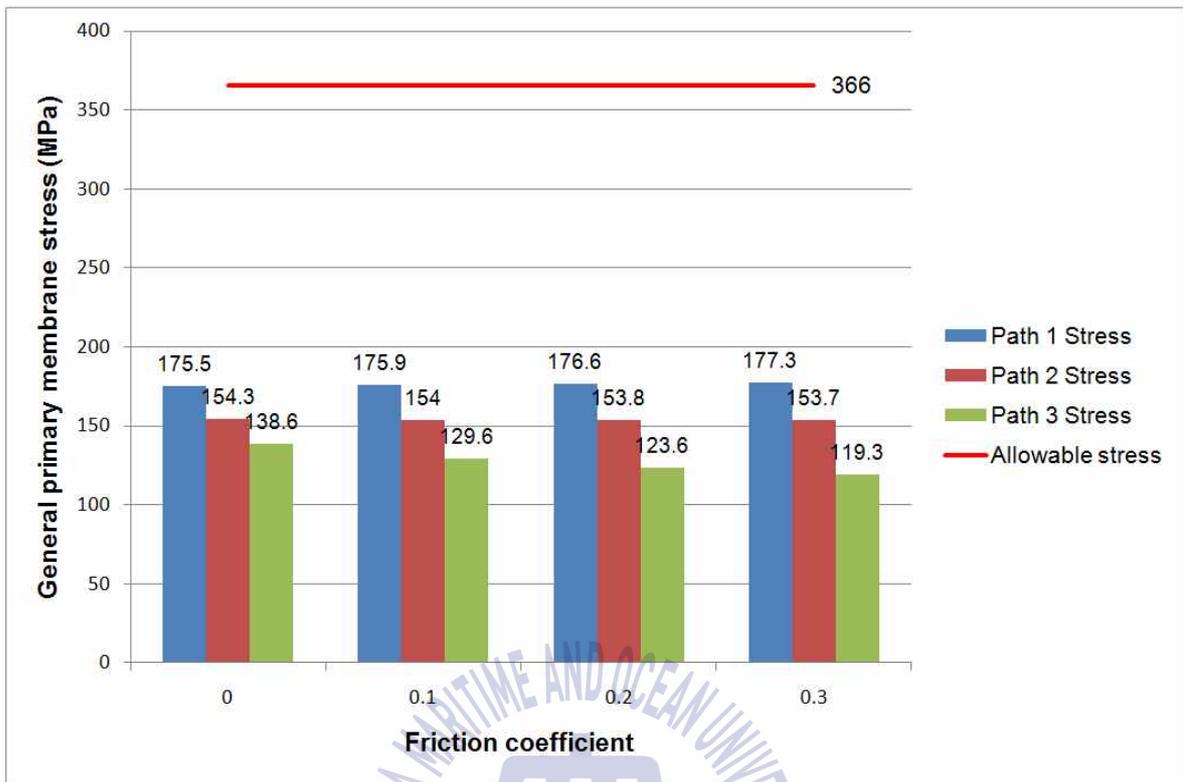


Fig. 13 Analysis results( $P_m$ ) for thread root radius 0.1 mm

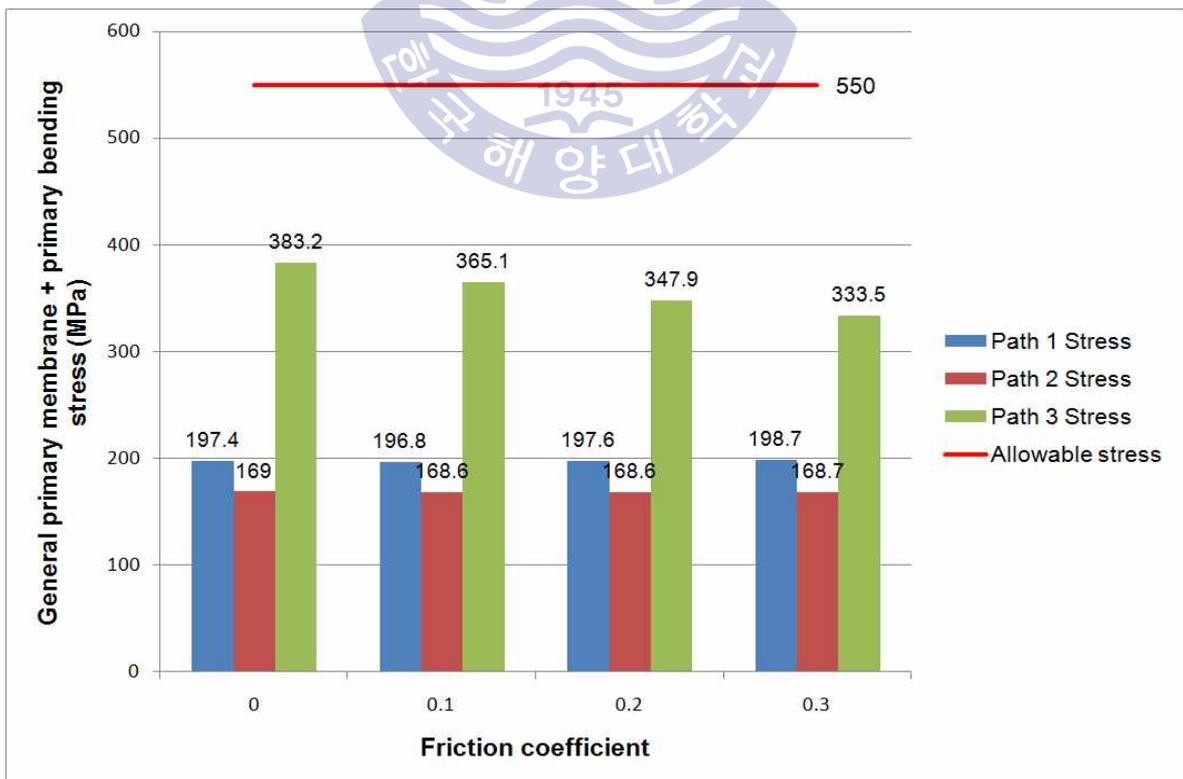


Fig. 14 Analysis results( $P_m + P_b$ ) for thread root radius 0.1 mm

### 3.5.2 나사 골 반경 0.2 mm 구조해석 결과

나사 골 반경 0.2 mm 모델의 구조해석 결과는 다음 Table 7 에 나타내었으며, 일반 일차 막 응력 및 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 허용응력을 초과하지 않았다. 접촉이 일어나지 않는 부위인 상부 셸과 하부 셸의 가장 두꺼운 부분 즉, Path 1과 Path 2의 응력 결과 값은 마찰계수가 커지더라도 유사한 결과 값을 보이는 것으로 보아 마찰계수의 영향은 크게 없다고 볼 수 있다.

그러나 마찰계수가 커질수록 응력 집중을 받는 나사 결합 부 즉, Path 3에서의 응력 결과 값은 줄어드는 것을 확인 하였다. 일반 일차 막 응력은 마찰계수가 0일 때와 비교해서 마찰계수가 0.1일 때 8%, 0.2일 때 12% 그리고 0.3일 때 16% 만큼 줄어들었다. 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 마찰계수가 0일 때와 비교해서 마찰계수가 0.1일 때 5%, 0.2일 때 10% 그리고 0.3일 때 14% 만큼 줄어들었다.

마찰계수에 따른 허용응력 대비 Path 별 일반 일차 막 응력 값은 Fig. 15 로 나타내었으며, 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합의 값은 Fig. 16 으로 나타내었다.

**Table 7** Structural analysis results for thread root radius 0.2 mm

Thread root radius [mm]	Friction	Path No.	Primary membrane stress( $P_m$ ) [MPa]	Allowable stress( $S$ ) [MPa]	Primary membrane + bending stress ( $P_m + P_b$ ) [MPa]	1.5• Allowable stress ( $1.5S$ ) [MPa]
0.2	0	1	175.4	366	197.6	550
		2	155.4		169.0	
		3	126.7		402.1	
	0.1	1	175.8		196.9	
		2	154.0		168.6	
		3	116.8		381.3	
	0.2	1	176.5		197.8	
		2	153.8		168.6	
		3	110.9		361.9	
	0.3	1	177.2		198.9	
		2	153.7		168.8	
		3	107.0		346.0	

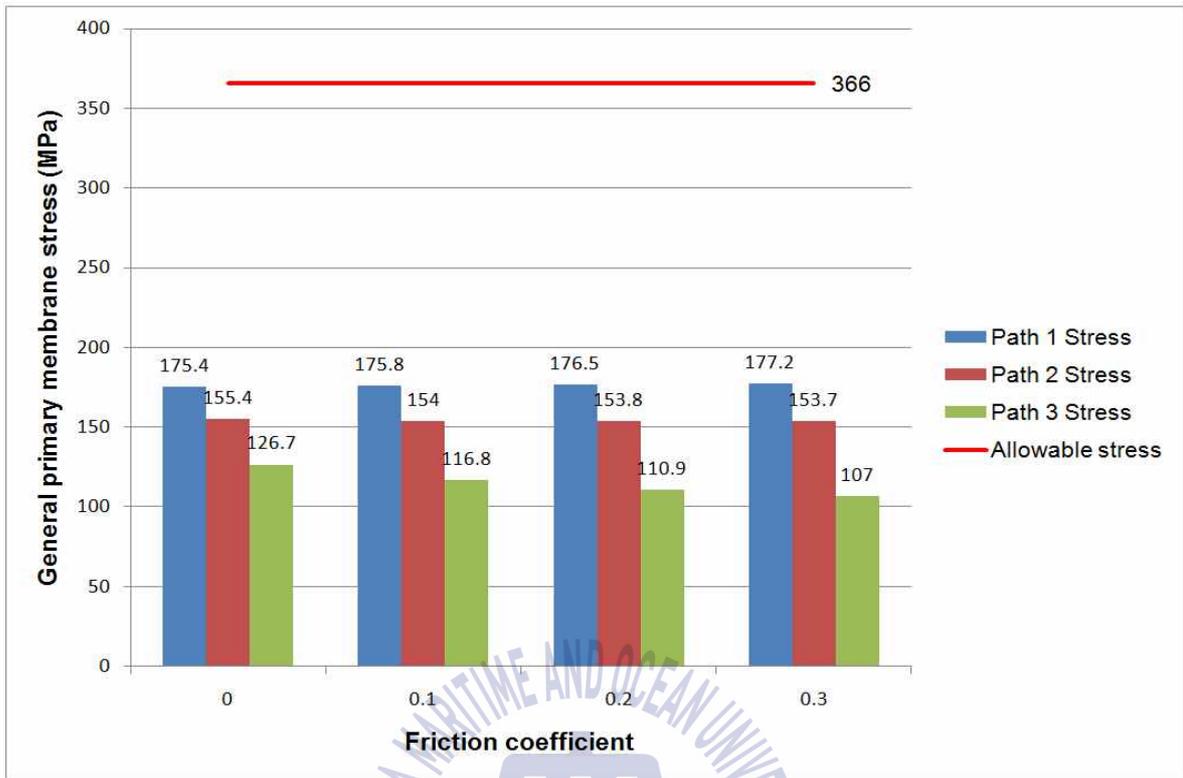


Fig. 15 Analysis results( $P_m$ ) for thread root radius 0.2 mm

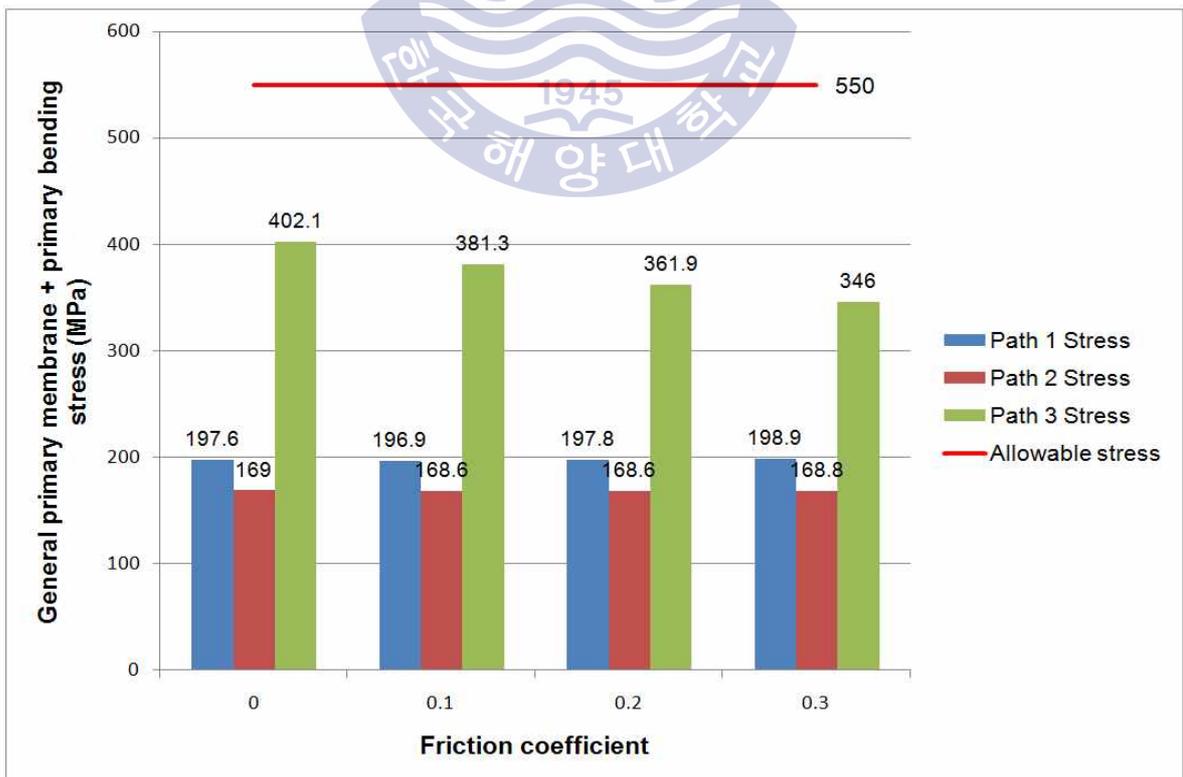


Fig. 16 Analysis results( $P_m + P_b$ ) for thread root radius 0.2 mm

### 3.5.3 나사 골 반경 0.4 mm 구조해석 결과

나사 골 반경 0.4 mm 모델의 구조해석 결과는 다음 Table 8 에 나타내었으며, 일반 일차 막 응력 및 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 허용응력을 초과하지 않았다. 접촉이 일어나지 않는 부위인 상부 셸과 하부 셸의 가장 두꺼운 부분 즉, Path 1과 Path 2의 응력 결과 값은 마찰계수가 커지더라도 유사한 결과 값을 보이는 것으로 보아 마찰계수의 영향은 크게 없다고 볼 수 있다.

그러나 마찰계수가 커질수록 응력 집중을 받는 나사 결합 부 즉, Path 3에서의 응력 결과 값은 줄어드는 것을 확인 하였다. 일반 일차 막 응력은 마찰계수가 0일 때와 비교해서 마찰계수가 0.1일 때 7%, 0.2일 때 12% 그리고 0.3일 때 14% 만큼 줄어들었다. 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합은 마찰계수가 0일 때와 비교해서 마찰계수가 0.1일 때 5%, 0.2일 때 9% 그리고 0.3일 때 13% 만큼 줄어들었다.

마찰계수에 따른 허용응력 대비 Path 별 일반 일차 막 응력 값은 Fig. 17 로 나타내었으며, 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 합의 값은 Fig. 18 로 나타내었다.

**Table 8** Structural analysis results for thread root radius 0.4 mm

Thread root radius [mm]	Friction	Path No.	Primary membrane stress( $P_m$ ) [MPa]	Allowable stress( $S$ ) [MPa]	Primary membrane + bending stress ( $P_m + P_b$ ) [MPa]	1.5• Allowable stress ( $1.5S$ ) [MPa]
0.4	0	1	175.5	366	197.7	550
		2	154.4		169.2	
		3	118.8		373.1	
	0.1	1	175.8		196.9	
		2	154.0		168.7	
		3	109.9		355.5	
	0.2	1	176.5		197.8	
		2	153.9		168.7	
		3	104.9		338.9	
	0.3	1	177.2		198.9	
		2	153.8		168.9	
		3	101.7		324.4	

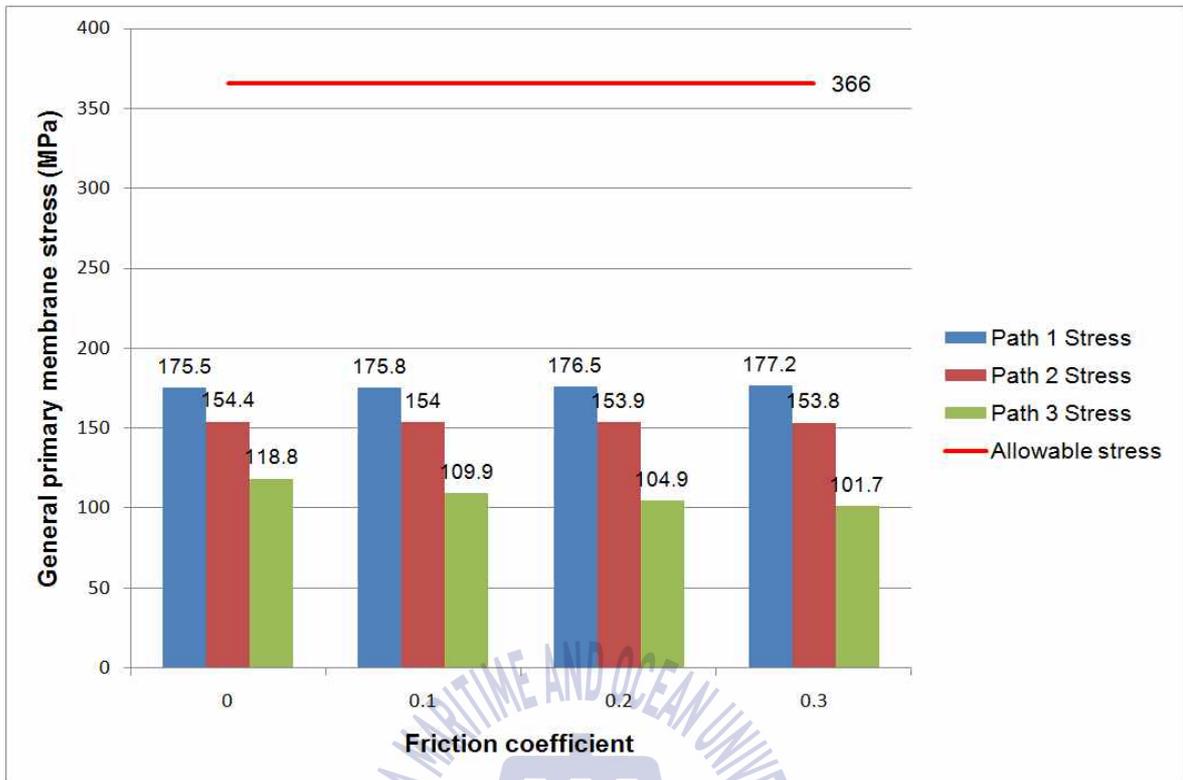


Fig. 17 Analysis results( $P_m$ ) for thread root radius 0.4 mm

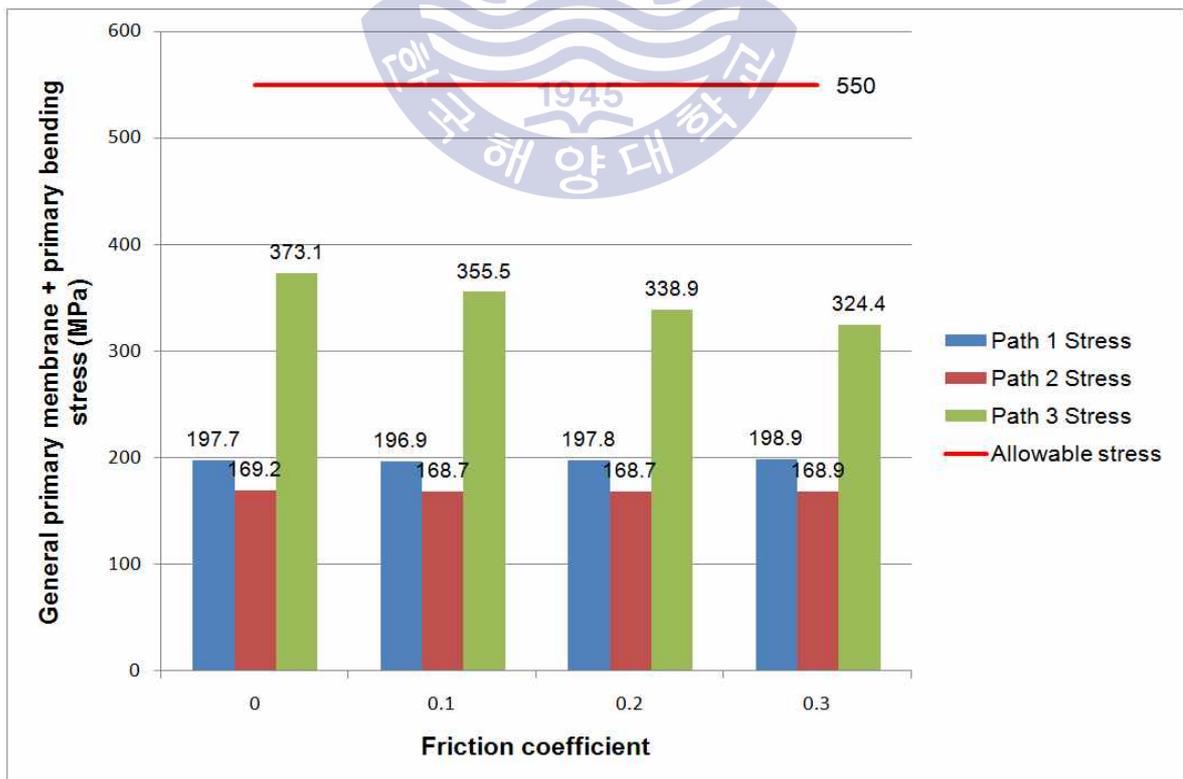


Fig. 18 Analysis results( $P_m + P_b$ ) for thread root radius 0.4 mm

### 3.6 나사 골 반경에 따른 나사 응력 비교

유압 어큐플레이터 하부 셸 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델에 대하여 응력 집중이 발생하는 나사 접촉부의 나사 별 응력 분포를 비교 분석 하였다.

하부 셸의 나사 수는 총 9개로 이루어져 있으므로, 최대 응력이 발생하는 첫 접촉 나사 부 부터 마지막 접촉 나사 부 까지 1번부터 9번까지 순번을 정하였고 나사 별 각각 Path를 나누어 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력 값을 도출 하였다. 응력 분포를 위한 나사 부 형상은 다음 Fig. 19 와 같다.

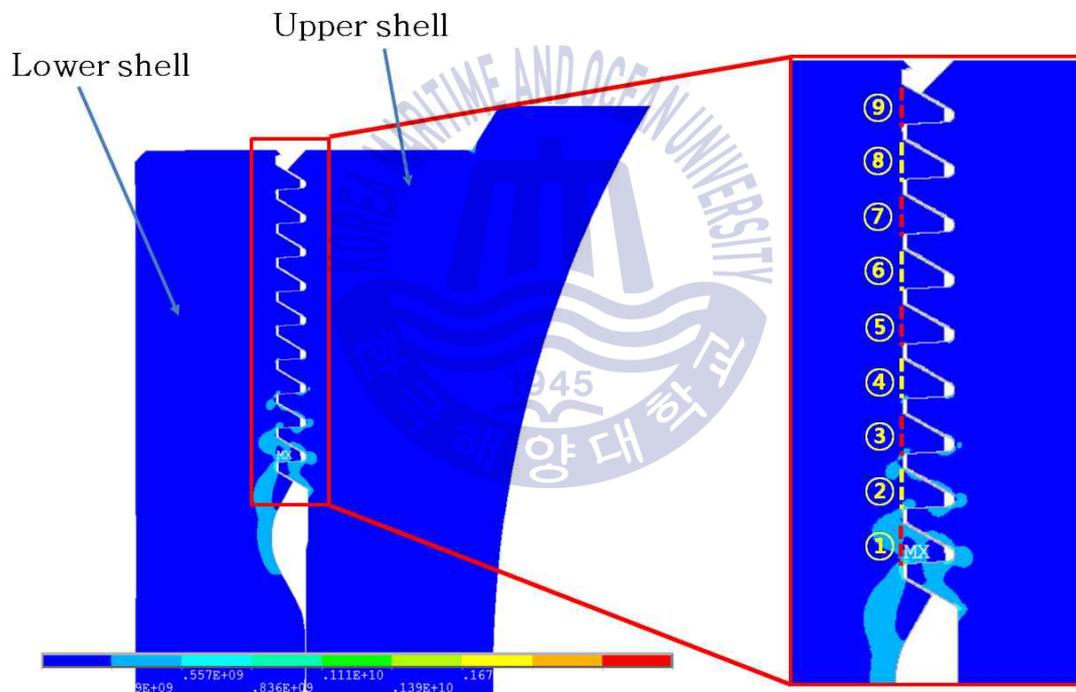


Fig. 19 Lower shell thread no. for stress distribution in thread

상부 셸과 하부 셸의 접촉 단과 응력 집중이 발생하는 하부 셸의 나사 골 반경까지의 길이를 다음 Fig. 20 과 같이 나타내었으며, 나사 골 반경에 따른 하부 셸 나사 별 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력의 결과 값은 다음 Table 9 에 나타내었다.

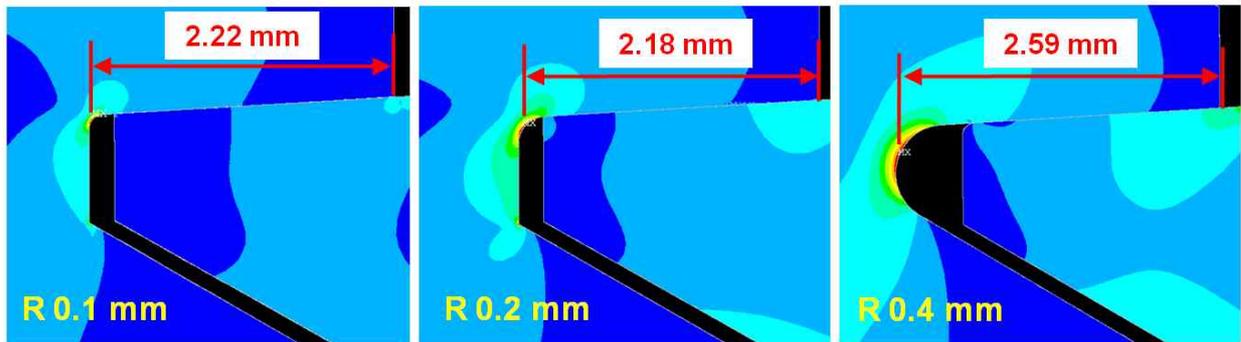


Fig. 20 Distance between contact ends of thread and thread root radius

나사 골 반경 0.1 mm 경우 응력 분포도는 Fig. 21 과 Fig. 22 에 나타내었고, 첫 접촉 나사 부에서 일차 막 응력은 353.8 MPa, 일차 굽힘 응력은 619.6 MPa로 가장 높게 나타났다.

나사 골 반경 0.2 mm 경우 응력 분포도는 Fig. 23 과 Fig. 24 에 나타내었고, 첫 접촉 나사 부에서 일차 막 응력은 342.5 MPa, 일차 굽힘 응력은 434.8 MPa로 가장 높게 나타났으며, 이는 나사 골 반경 0.1 mm 경우에 비해 일차 막 응력은 3.2%, 일차 굽힘 응력은 29.8% 만큼 줄어들었다.

나사 골 반경 0.4 mm 경우 응력 분포도는 Fig. 25 와 Fig. 26 에 나타내었고, 첫 접촉 나사 부에서 일차 막 응력은 350.7 MPa, 일차 굽힘 응력은 629.4 MPa로 가장 높게 나타났으며, 이는 나사 골 반경 0.1 mm 경우에 비해 일차 막 응력은 0.9% 줄었으나, 일차 굽힘 응력은 오히려 1.6% 증가하였고, 나사 골 반경 0.2 mm 경우에 비해서는 일차 막 응력은 2.4%, 일차 굽힘 응력은 44.8% 만큼이나 높게 나타났다.

나사 별 응력 분포 분석 결과로 보아 나사 골 반경 0.1 mm 경우 응력 집중이 발생하는 나사 골 반경이 0.2 mm 경우에 비해 상대적으로 작기 때문에 국부적인 응력 집중이 더 커진 것으로 판단된다. 나사 골 반경 0.4 mm 경우 나사 골 반경이 커짐으로서 응력 집중이 완화되어 피크 응력은 줄어들었으나, 접촉 응력이 발생하는 나사면의 길이가 길어짐에 따라 모멘트 길이가 커짐으로서 일차 굽힘 응력이 높게 나타난 것으로 판단된다. 위 분석 결과를 볼 때 정적강도 측면에서는 나사 골 반경 0.2 mm 경우가 가장 안정적이라고 판단된다.

**Table 9** Stress distribution in thread as root radius

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Thread No.	Primary membrane stress( $P_m$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]	Primary bending stress( $P_b$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]	
300	0.1	0.1	1	353.8	reference	619.6	reference	
			2	239.7	-32.2	454.4	-26.7	
			3	176.1	-50.2	270.8	-56.3	
			4	137.0	-61.3	263.8	-57.4	
			5	112.4	-68.2	169.1	-72.7	
			6	95.7	-73.0	130.8	-78.9	
			7	97.9	-72.3	122.9	-80.2	
			8	107.5	-69.6	99.5	-83.9	
			9	117.6	-66.8	47.3	-92.4	
	0.2	0.1	0.1	1	342.5	reference	434.8	reference
				2	231.5	-32.4	292.3	-32.8
				3	170.4	-50.2	215.6	-50.4
				4	132.9	-61.2	166.6	-61.7
				5	109.8	-67.9	136.5	-68.6
				6	93.2	-72.8	122.3	-71.9
				7	95.4	-72.1	97.1	-77.7
				8	105.3	-69.3	69.3	-84.1
				9	117.3	-65.8	50.4	-88.4
	0.4	0.1	0.1	1	350.7	reference	629.4	reference
				2	238.3	-32.1	412.2	-34.5
				3	176.1	-49.8	401.9	-36.1
				4	139.7	-60.2	246.2	-60.9
				5	112.6	-67.9	211.0	-66.5
				6	96.5	-72.5	146.8	-76.7
				7	98.7	-71.9	117.5	-81.3
				8	107.3	-69.4	93.1	-85.2
				9	119.7	-65.9	84.3	-86.6

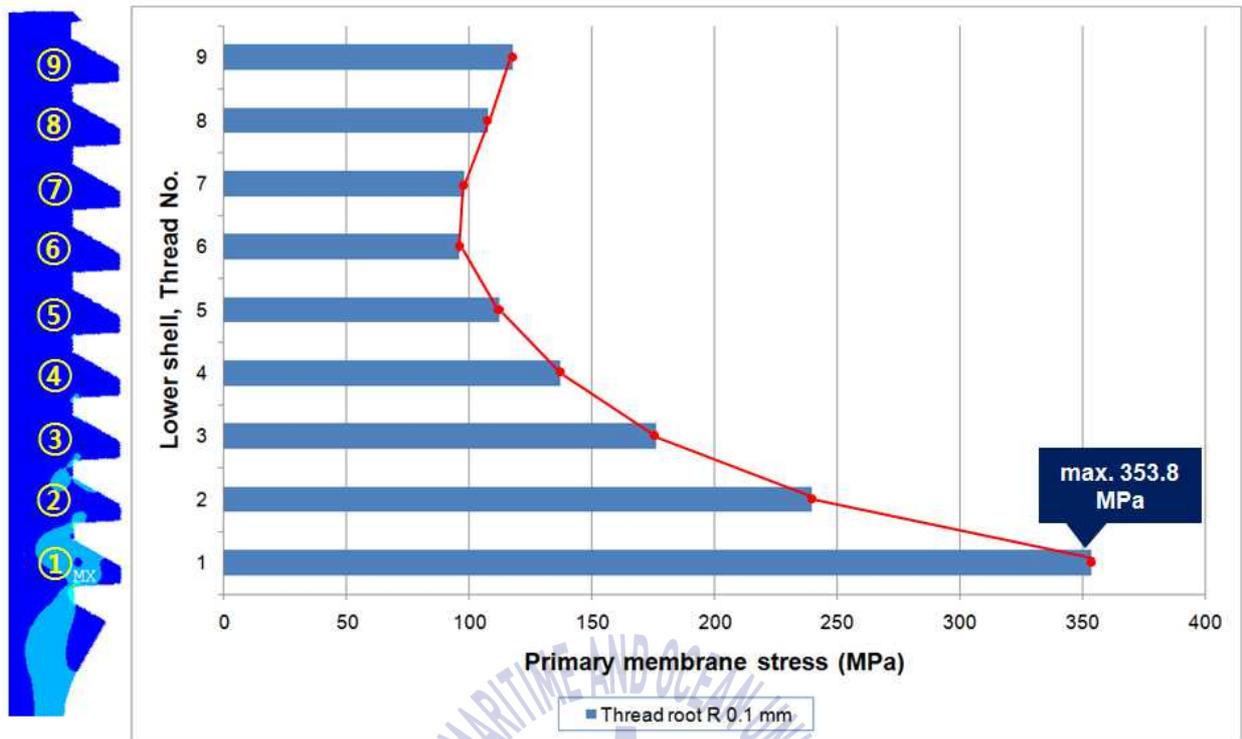


Fig. 21 Membrane stress distribution in thread of root radius 0.1 mm

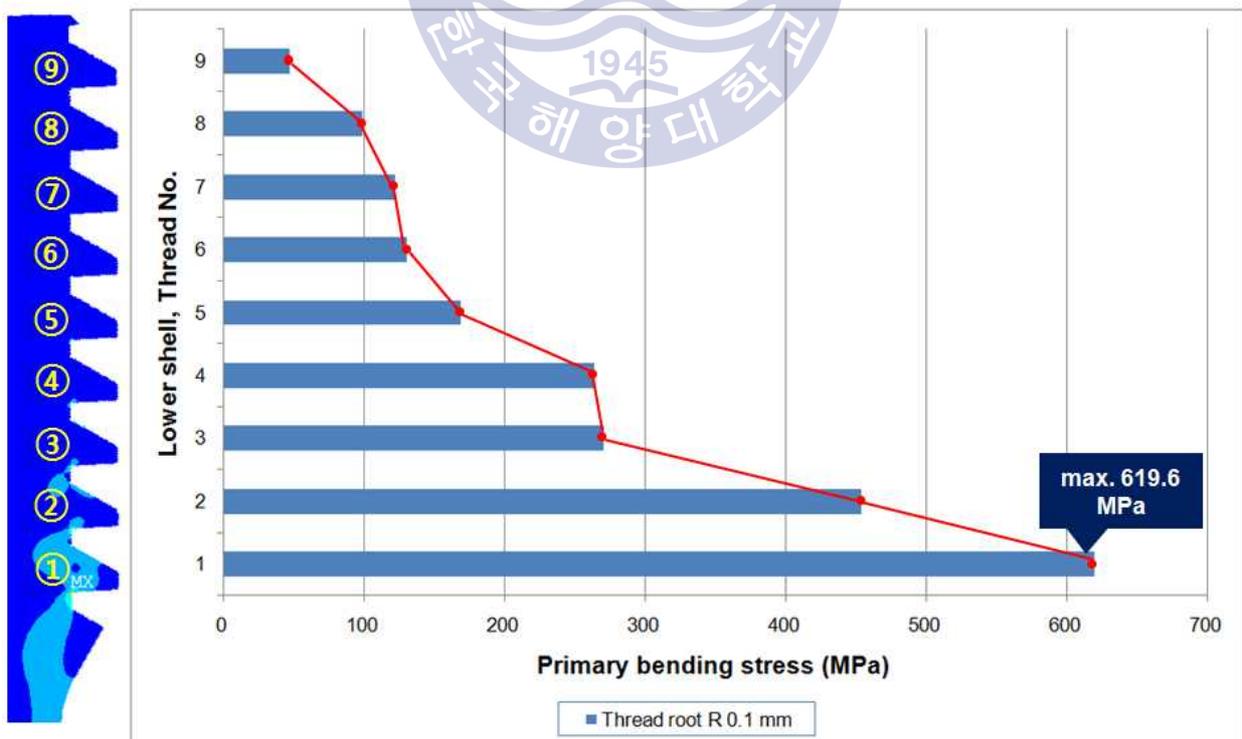


Fig. 22 Bending stress distribution in thread of root radius 0.1 mm

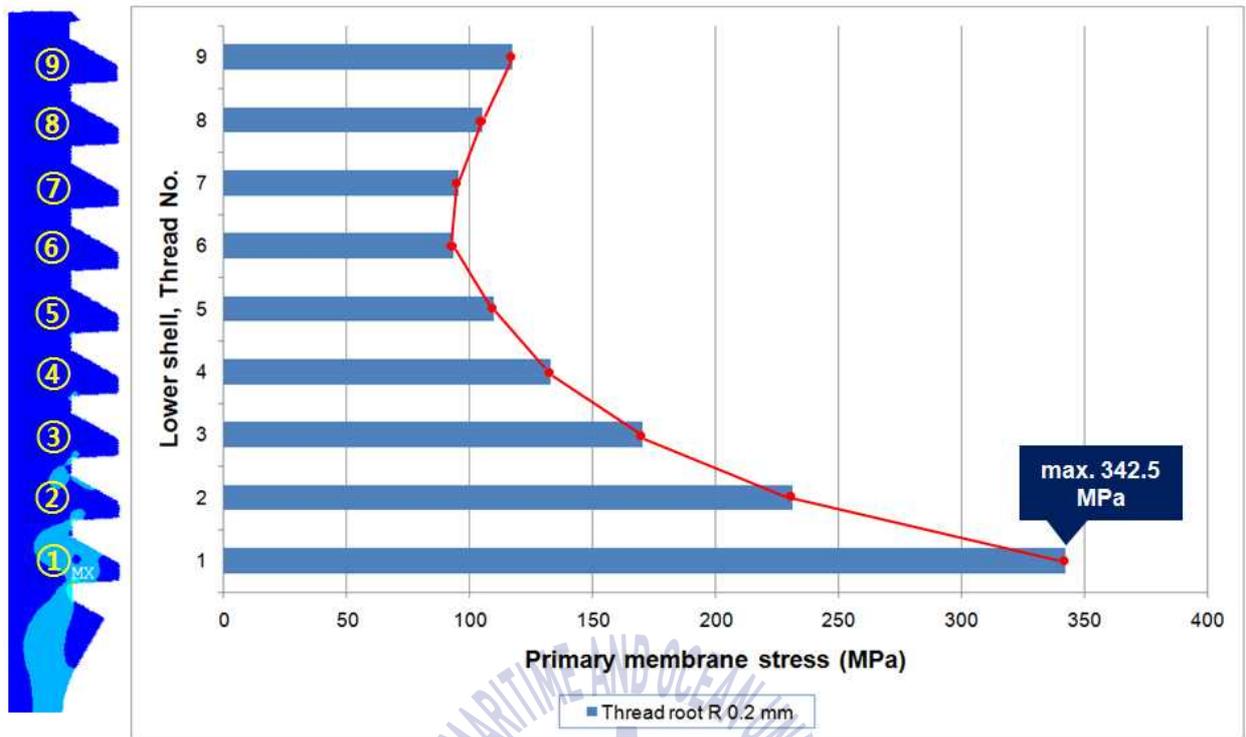


Fig. 23 Membrane stress distribution in thread of root radius 0.2 mm

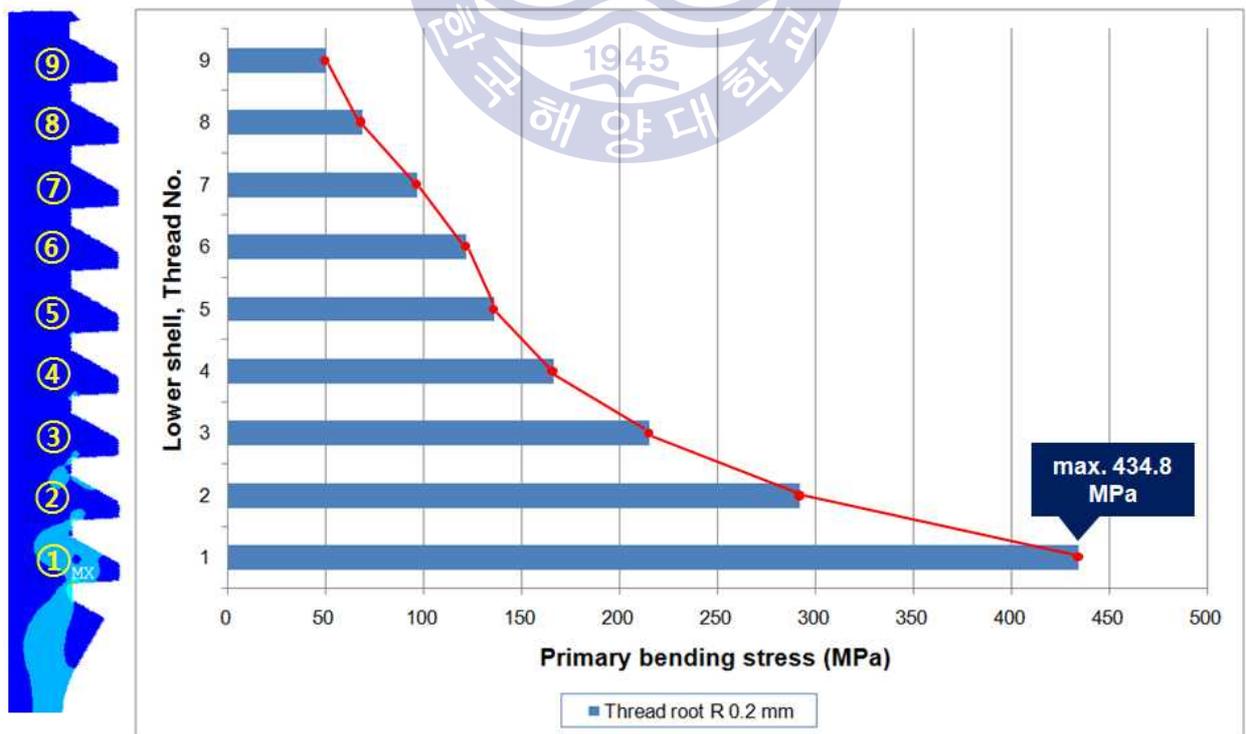


Fig. 24 Bending stress distribution in thread of root radius 0.2 mm

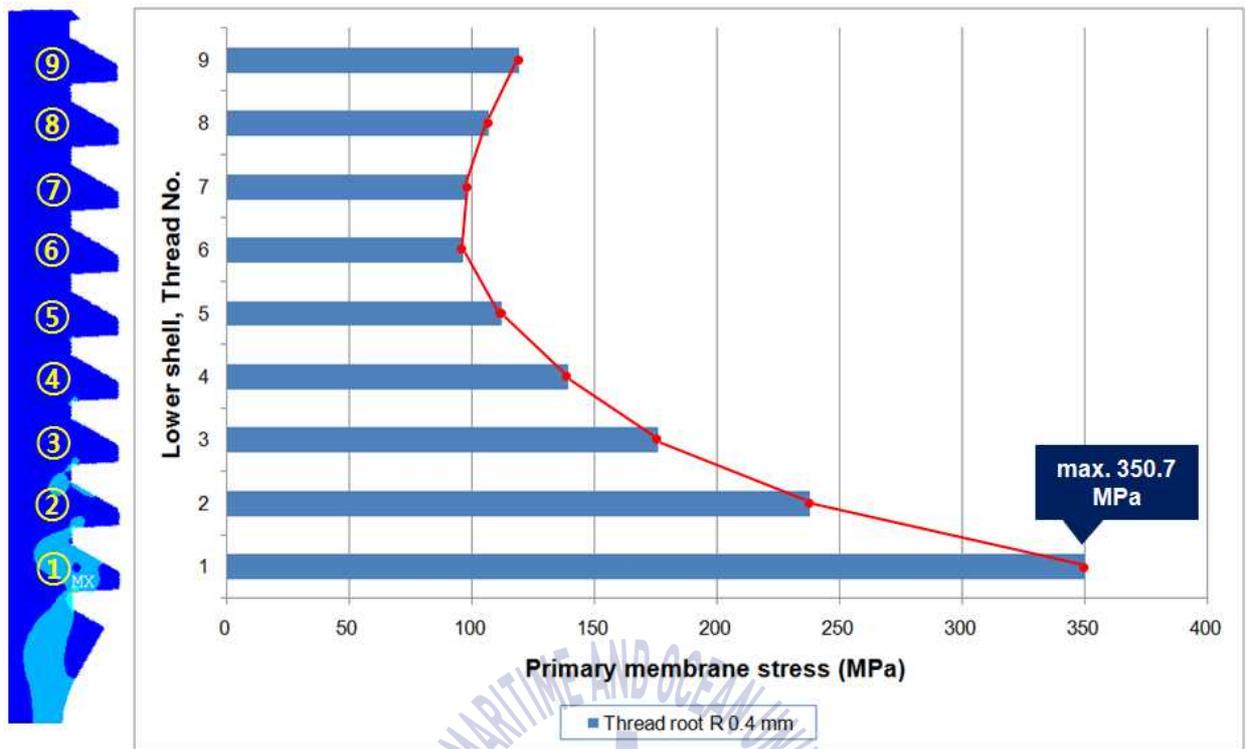


Fig. 25 Membrane stress distribution in thread of root radius 0.4 mm

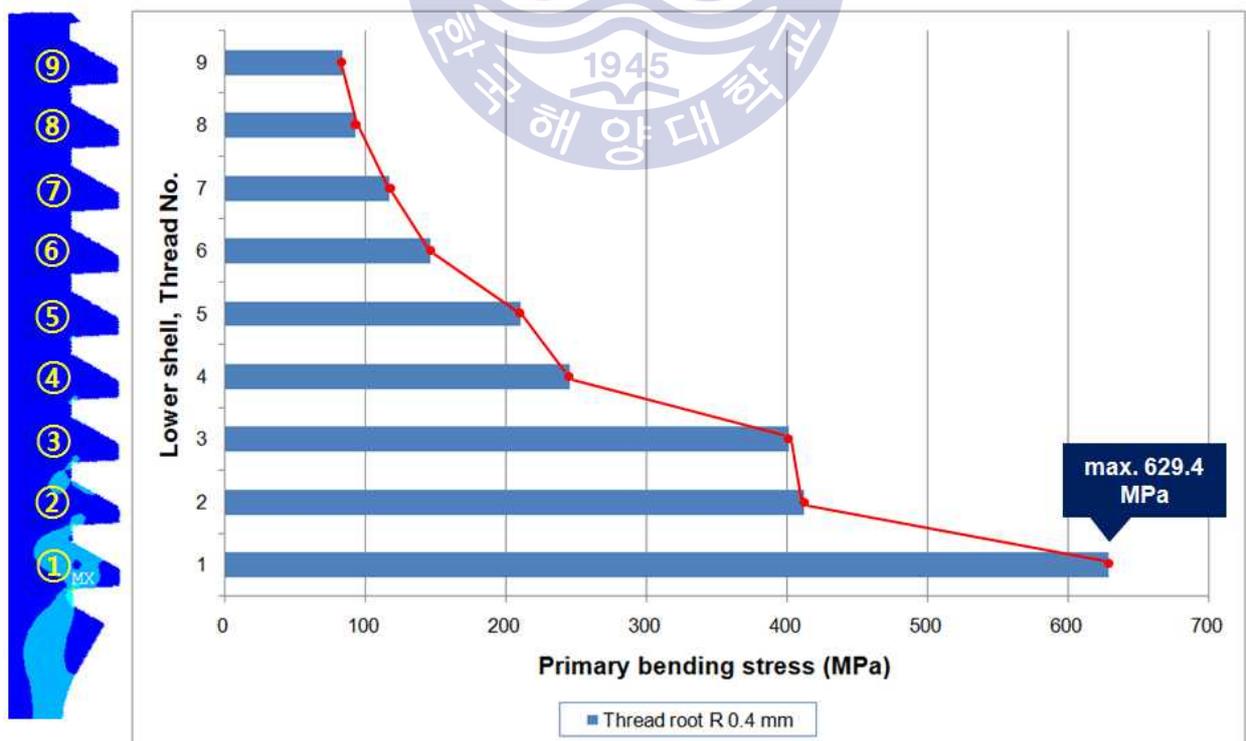


Fig. 26 Bending stress distribution in thread of root radius 0.4 mm

## 제 4 장 유압 어큐물레이터의 피로 수명 평가

### 4.1 피로 수명 평가 개요

본 논문에 사용한 유압 어큐물레이터의 충전 압력 300 bar 즉, 설계 압력 조건에서 유압 어큐물레이터는 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델 모두 응력이 집중되는 나사 결합 부는 마찰계수가 커질수록 일반 일차 막 응력 및 일반 일차 막 응력과 일차 굽힘 응력 합이 작아지는 것을 확인하였다.

또한 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델의 구조해석 결과 Path 1, Path 2 및 Path 3에서 모두 허용 응력을 초과하지 않는 것을 확인함으로써, 세 가지 모델 모두 구조 안전성은 만족한다고 판단된다.

그러나 앞서 언급한 바와 같이 유압 어큐물레이터는 작동 과정에서 반복 하중을 지속적으로 받게 되며, 최대 발생응력이 항복응력보다 낮을 경우라도 계속해서 작용하면 피로에 의해 파괴가 발생 할 수 있다.

즉, 동하중을 받는 부재의 재료는 정적강도보다 훨씬 낮은 응력에서도 파괴가 발생 할 수 있다. 따라서 정적파손으로는 예측할 수 없는 피로 수명을 평가할 필요가 있다.

따라서 유압 어큐물레이터의 하부 셸 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델 모두 동일하게 최대 전 응력(total stress)이 발생하는 하부 셸의 나사 골 반경 부위는 각각 그림 Fig. 27, Fig. 28 및 Fig. 29 와 같으며, 이 부위는 중요한 변형이 없더라도, 피로 파괴의 원인이 될 수 있으므로 피로 수명에 대해 필수적으로 평가 하여야 한다.

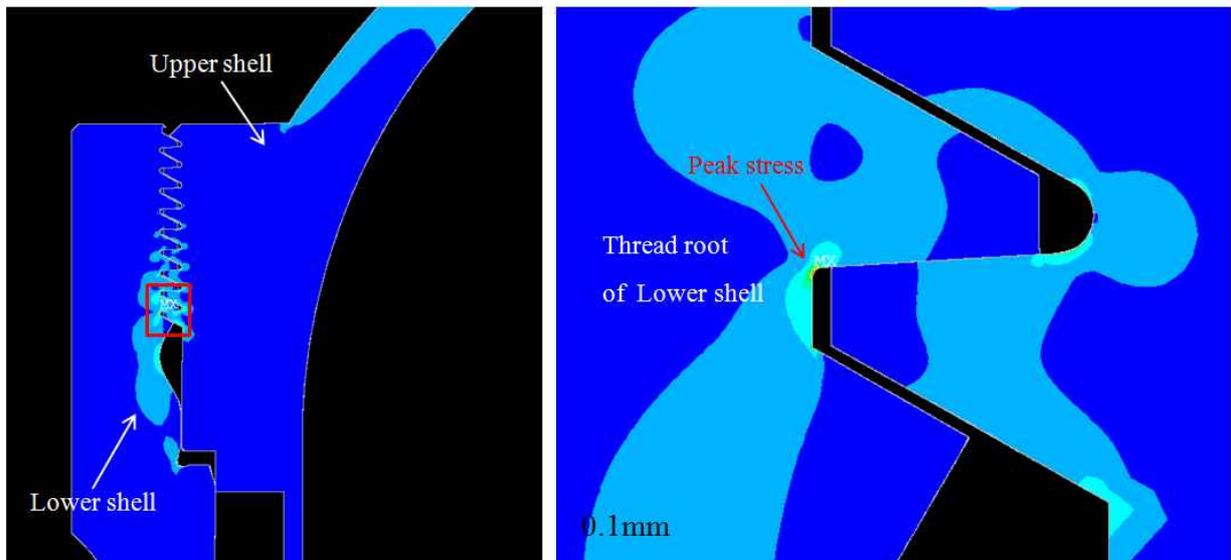


Fig. 27 Area of max. total stress of thread root radius 0.1 mm model

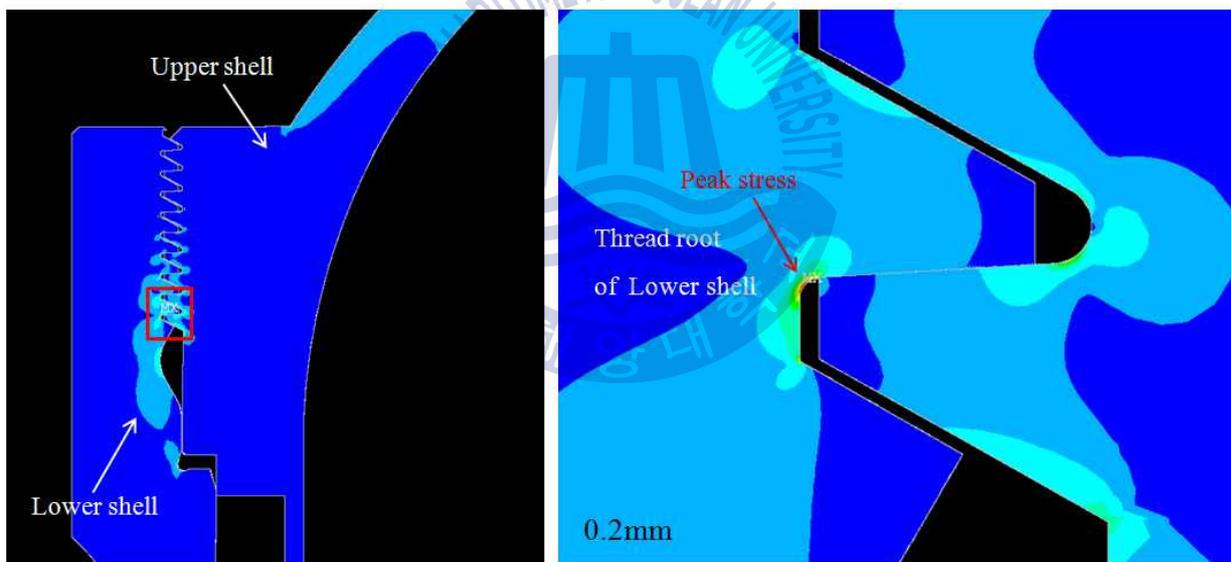


Fig. 28 Area of max. total stress of thread root radius 0.2 mm model

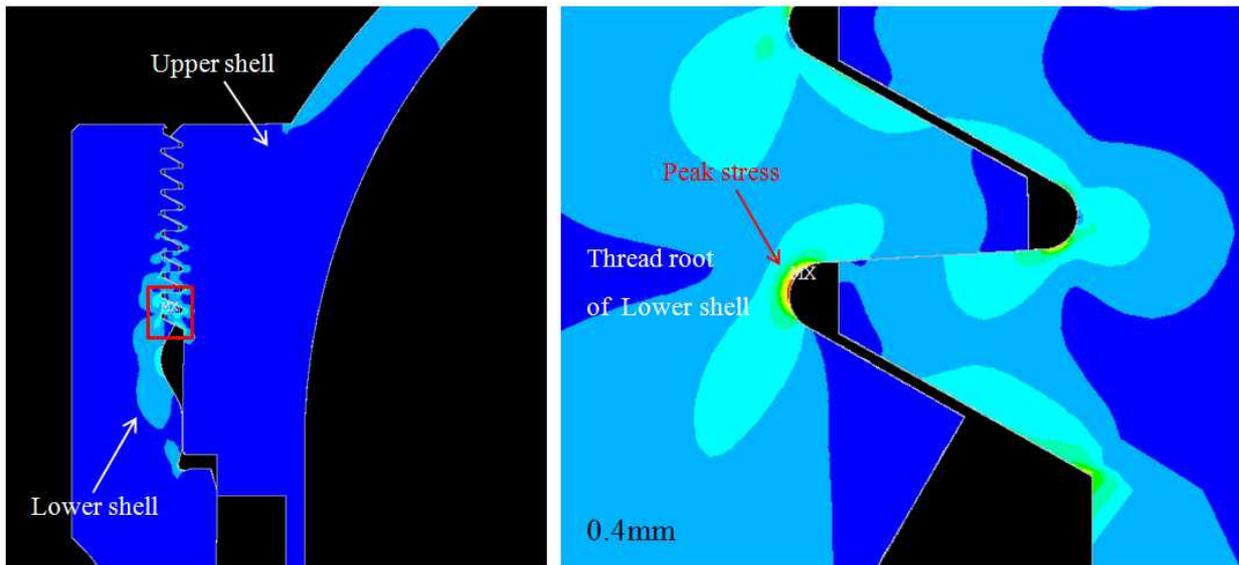


Fig. 29 Area of max. total stress of thread root radius 0.4 mm model

#### 4.2 피로 수명 평가 내용

본 연구의 유압 어큐뮬레이터는 정상작동 시 280~300 bar 의 압력 맥동이 발생함으로서, 약 20 bar의 압력 편차가 발생 한다. 따라서 우선 280~300 bar의 반복하중에 대한 피로 수명을 평가할 필요가 있다.

그러나 유압 시스템의 과부하, 유압 어큐뮬레이터에 적용되는 다이어프램의 기능 저하 및 항해 중에서 발생하는 가혹한 운전 조건 상태로 인하여 약 50 bar의 압력 편차가 발생할 가능성이 있다. 따라서 250~300 bar 의 반복하중에 대한 피로 수명을 평가할 필요가 있다.

또한 유압 시스템의 비정상 작동으로 인하여 약 100 bar의 비정상적인 압력 편차가 발생 할 경우, 제어 시스템에 의해 유압 시스템의 중단(shut down)이 이루어져야 하나, 만약의 경우를 대비하여 100 bar의 압력 편차 즉, 200~300 bar의 반복하중에 대해서도 피로 수명을 평가해볼 필요가 있다.

위와 같이 유압 어큐뮬레이터의 정상적인 기능상태 뿐만 아니라 가혹한 작동 환경 및 비정상적인 작동 환경을 고려하여, 다음 Table 10 과 같이 세 가지 작동압력 조건에 대하여 피로 수명을 평가 하였다.

**Table 10** Three cases of the fatigue life evaluation

Case	Operating pressure(P) [bar]	Pressure deviation( $\Delta P$ ) [bar]	Operating Condition
1	280~300	20	Normal
2	250~300	50	Severe
3	200~300	100	Abnormal

### 4.3 피로 수명 평가 방법

피로 설계를 위해 해양 산업에 사용되는 대표적인 국제 규격 코드는 다음 **Table 11** 으로 나타내었다. 본 연구에서는 ASME BPVC, Section VIII, Div. 2의 피로 설계 규정을 기반으로 피로 수명을 평가 하였다 [2].

**Table 11** Code option for fatigue design

Code	Stress Definitions for Fatigue
ASME VIII-2	Notch Stress (welded, unwelded, & bolts) Structural Stress
BS-5500	Structural Stress Notch Stress (bolts only)
EN-13445	Hot-Spot Stress Notch Stress (unwelded & bolts only)
ASME B31 Piping Codes	Nominal Stress
DNV-RP-C203	Hot-Spot Stress
ABS	Hot-Spot Stress

먼저 세 가지 평가조건 내에서 각 압력에 대하여 피로 파손의 원인이 될 수 있는 유압 어큐뮬레이터의 전 응력( $S_{p,k}$ )을 평가 한다. 최대 전 응력은 유압 어큐뮬레이터 하부 셸의 나사 반경에서 발생 하는 것을 확인 하였다.

그리고 세 가지 평가조건에서의 작동 압력에 대한 최대 전 응력 편차( $\Delta S_{p,k}$ )를 계산하여 교번 응력(alternating stress,  $S_{alt,k}$ )을 구한다. 교번 응력은 ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2에 따라 Fig. 30 과 같이 나타낼 수 있으며, 다음 식(11) 로 구할 수 있다.

$$S_{alt,k} = \frac{K_f \cdot K_{e,k} \cdot \Delta S_{p,k}}{2} \quad (11)$$

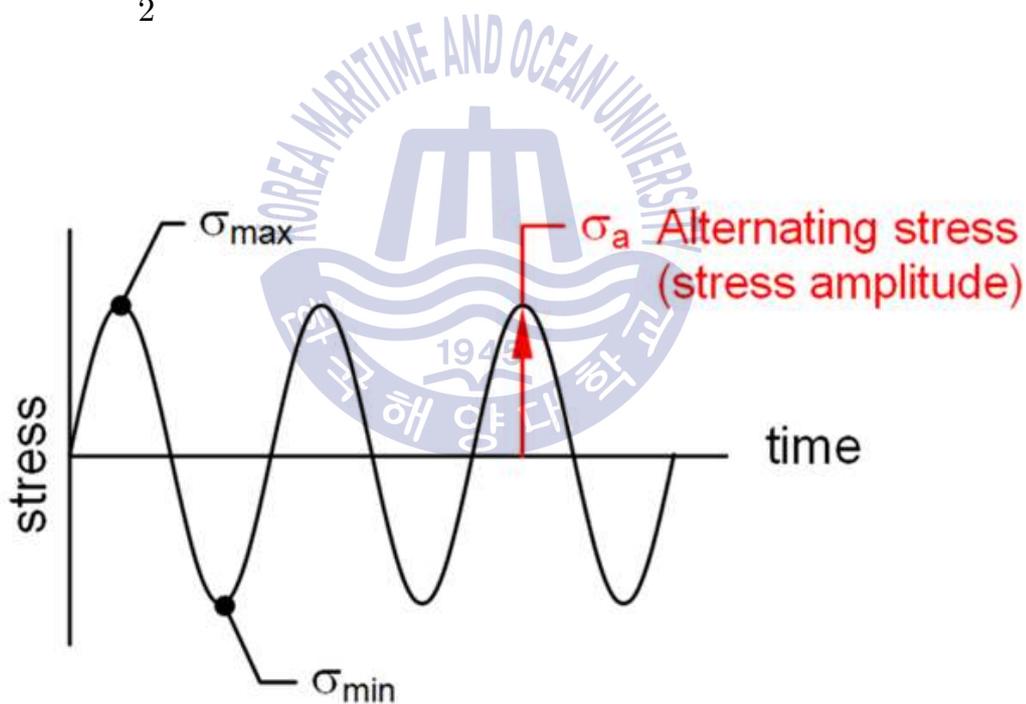


Fig. 30 Alternating stress(stress amplitude)

식(11)에서  $K_{e,k}$  값은 피로 보상 계수(fatigue penalty factor)로서 전 응력의 편차가 응력 허용 한도( $S_{ps}$ )를 넘을 때의 보상 계수 이다. 응력 허용 한도는 허용 응력의 3배의 값과 항복강도의 2배의 값 중 큰 값으로서 본 연구의 유압 어큐뮬레이터의 응력 허용 한도는 1280 MPa 이며 다음 Table 12 와 같이

나타내었다.

**Table 12** Allowable limit for fatigue penalty factor

Allowable stress ( $S$ ) [MPa]	Yield stress ( $S_y$ ) [MPa]	3•Allowable stress ( $3S$ ) [MPa]	2•Yield stress ( $2S_y$ ) [MPa]	Allowable limit for fatigue penalty factor ( $S_{ps}$ ) [MPa]
366	640	1100	1280	1280

허용 한계에 따른 피로 보상 계수는 다음 식(12), 식(13) 및 식(14)에 따라 구할 수 있다.

$$K_{e,k} = 1 \quad \text{for } \Delta S_{n,k} \leq S_{ps} \quad (12)$$

$$K_{e,k} = 1.0 + \frac{(1-n)}{n(m-1)} \left( \frac{\Delta S_{n,k}}{S_{ps}} - 1 \right) \quad \text{for } S_{ps} < \Delta S_{n,k} \leq mS_{ps} \quad (13)$$

$$K_{e,k} = \frac{1}{n} \quad \text{for } \Delta S_{n,k} \geq mS_{ps} \quad (14)$$

만약 최대 전 응력의 편차가 응력 허용 한도 보다 크다면 피로 수명 평가 시 피로 보상 계수를 고려 해주어야 한다.

예를 들면 본 과제의 유압 어큐뮬레이터의 작동 상태에 따른 피크 응력 편차가 허용 한계보다 크다면 다음 Fig. 31 에 나타낸 ASME BPVC, Sec. VIII, Div. 2 Table 5.13에 따라 적용 소재에 적합한 피로 보상 계수( $K_{e,k}$ )를 구해주어야 한다.

Material	$K_f$ [Note (1)]		$T_{max}$ [Note (2)]	
	$m$	$n$	°C	°F
Low alloy steel	2.0	0.2	371	700
Martensitic stainless steel	2.0	0.2	371	700
Carbon steel	3.0	0.2	371	700
Austenitic stainless steel	1.7	0.3	427	800
Nickel-chromium-iron	1.7	0.3	427	800
Nickel-copper	1.7	0.3	427	800

NOTES:  
 (1) Fatigue penalty factor.  
 (2) The fatigue penalty factor should be used only if all of the following are satisfied:  
 • The component is not subject to thermal ratcheting.  
 • The maximum temperature in the cycle is within the value in the table for the material.

**Fig. 31** Fatigue penalty factors for fatigue analysis [2]

유압 어큐뮬레이터 적용 소재 SCM440은 크롬-몰리브덴 저합금강(Cr-Mo low alloys steel)에 해당 되며, 작동 온도 범위는 60° C에서 80° C로서, m 값은 2.0, n 값은 0.2가 적합 하다.

식(11)에서  $K_f$  값은 용접 조건과 용접 후 처리 조건에 따른 보상 계수로서 본 연구의 유압 어큐뮬레이터는 용접 조건이 적용되지 않는 형태이므로 별도로 고려하지 않는다.

식(11)를 통해 구해진 응력 진폭을 적용 소재의 피로강도 곡선(fatigue S-N curve)에 대입하여 피로 수명을 분석 한다. 파손에 이르는 반복 횟수가  $10^6$  cycle 이상 이라면 영구 수명으로 판단 한다 [6].

## 4.4 작동 압력 별 피로 수명 평가

### 4.4.1 정상 상태에서의 피로 수명 평가

정상 상태 즉, 280~300 bar 작동 압력 조건에서 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 와 마찰계수 0, 0.1, 0.2 및 0.3에 따른 피로 수명을 평가 하였다.

먼저 작동 압력 280 bar 와 300 bar 조건에서 구한 최대 전 응력은 다음 Table 13 과 같으며 결과 그래프를 각각 Fig. 32 와 Fig. 33 으로 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 최대 전 응력은 줄어드는 것을 확인 하였다.

작동 압력 280 bar 의 경우 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 전 응력이 2510 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 전 응력이 1310 MPa 로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 48% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

작동 압력 300 bar 의 경우 마찬가지로 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 전 응력이 2680 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 전 응력이 1410 MPa 로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 47% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

**Table 13** Max. total stress at operating pressure of 280 and 300 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Total Stress( $S_{p,k}$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]
280	0.1	0	2510	reference
		0.1	2340	-6.8
		0.2	2190	-12.7
		0.3	2060	-17.9
	0.2	0	1860	-25.9
		0.1	1740	-30.7
		0.2	1670	-33.5
		0.3	1630	-35.1
	0.4	0	1510	-39.8
		0.1	1440	-42.6
		0.2	1370	-45.4
		0.3	1310	-47.8
300	0.1	0	2680	reference
		0.1	2510	-6.3
		0.2	2340	-12.7
		0.3	2210	-17.5
	0.2	0	1990	-25.7
		0.1	1860	-30.6
		0.2	1790	-33.2
		0.3	1750	-34.7
	0.4	0	1620	-39.6
		0.1	1540	-42.5
		0.2	1470	-45.1
		0.3	1410	-47.4

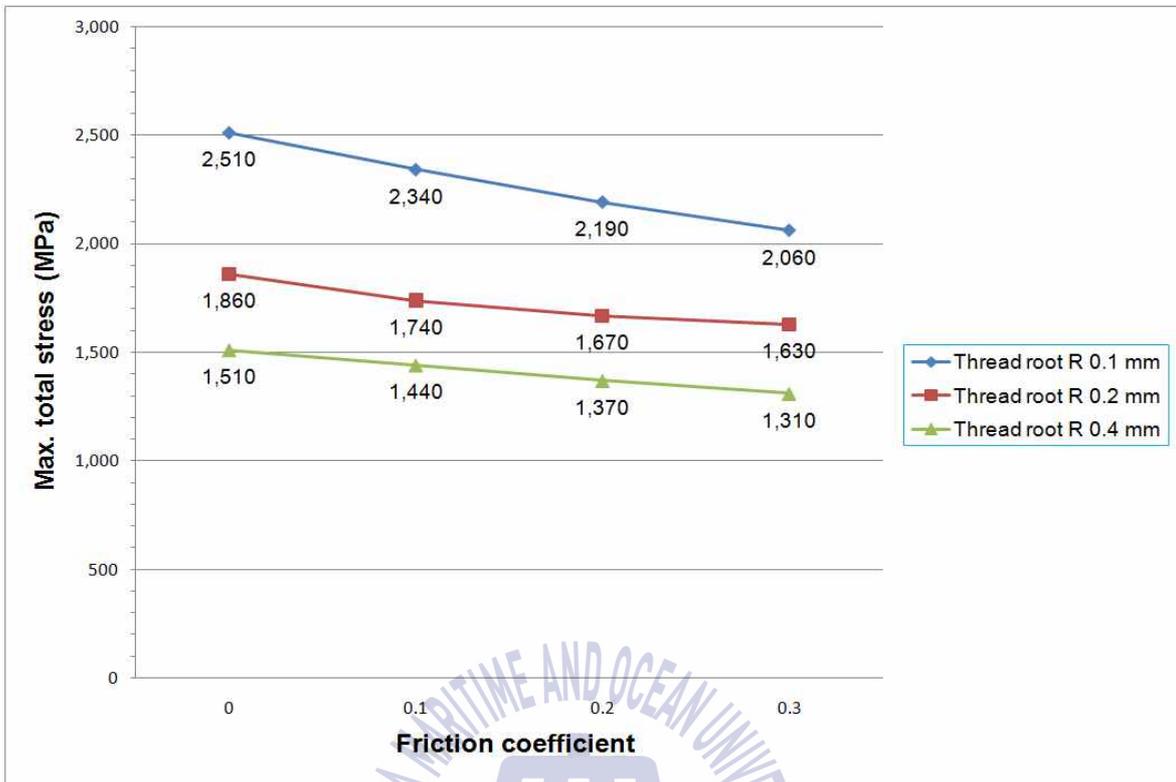


Fig. 32 Total stress as thread root radius and friction at 280 bar

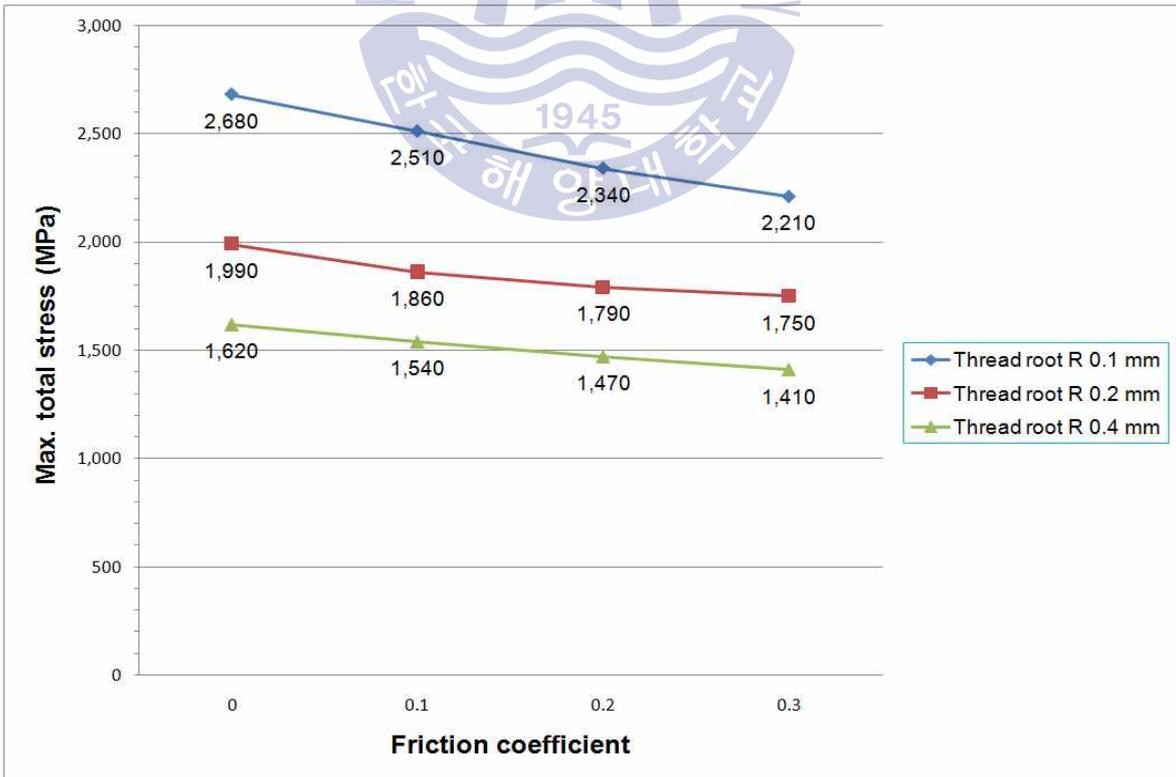


Fig. 33 Total stress as thread root radius and friction at 300 bar

작동 압력 280~300 bar 조건에서 최대 전 응력 편차와 피로 보상 계수를 고려하여 구한 교번 응력은 다음 Table 14 와 같으며 결과 그래프를 Fig. 34 와 같이 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 교번 응력은 줄어드는 것을 확인 하였다.

교번 응력 또한 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 85 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 50 MPa로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 41% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

**Table 14** Alternating stress at operating pressure from 280 to 300 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Alternating stress( $S_{alt}$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]
280~300 ( $\Delta P=20$ )	0.1	0	85	reference
		0.1	85	0.0
		0.2	75	-11.8
		0.3	75	-11.8
	0.2	0	65	-23.5
		0.1	60	-29.4
		0.2	60	-29.4
		0.3	60	-29.4
	0.4	0	55	-35.3
		0.1	50	-41.2
		0.2	50	-41.2
		0.3	50	-41.2

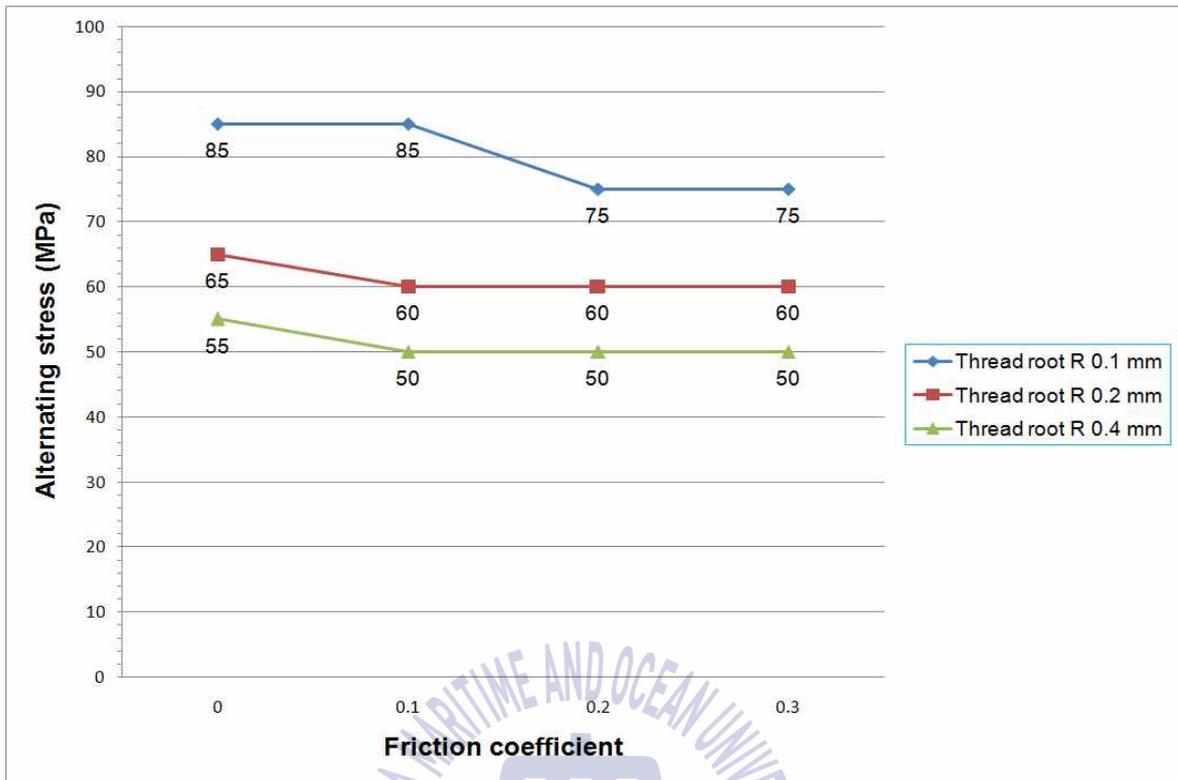


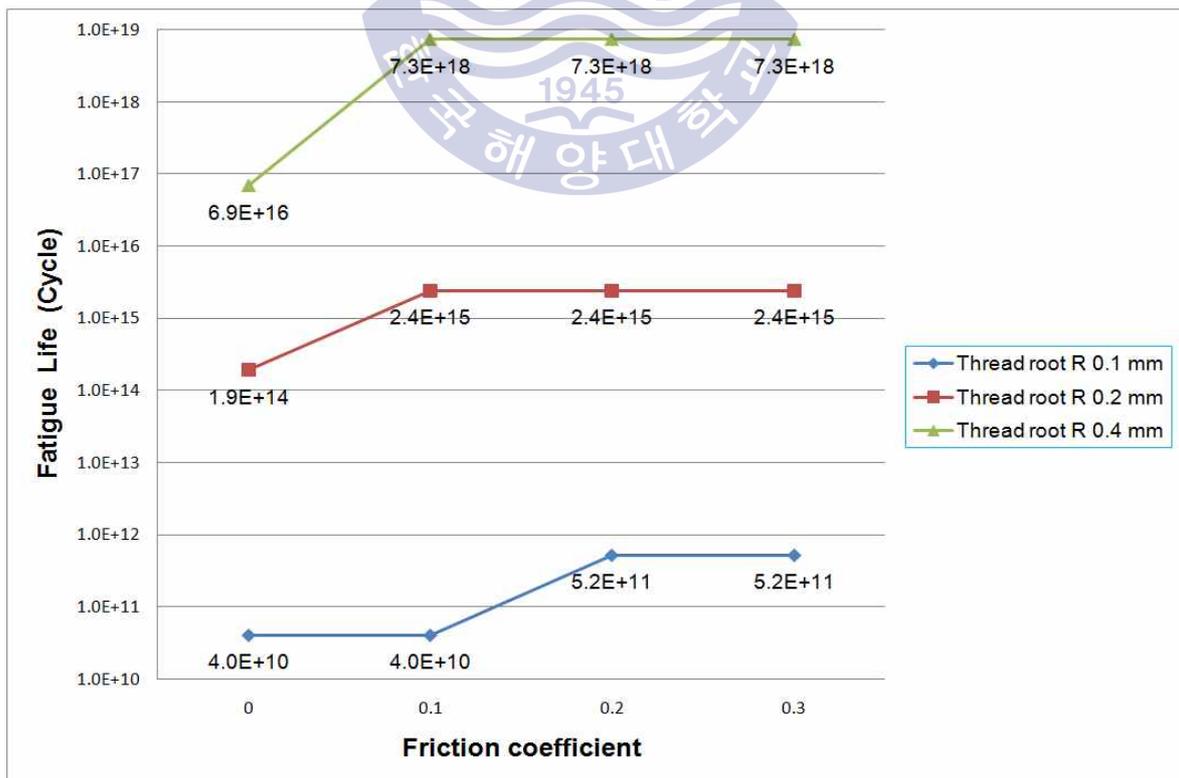
Fig. 34 Alternating stress at operating pressure from 280 to 300 bar

작동 압력 280~300 bar 조건에서 교번 응력과 소재의 피로 강도 곡선을 고려하여 구한 피로 수명은 다음 Table 15 와 같으며 결과 그래프를 Fig. 35 와 같이 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 피로 수명은 늘어나는 것을 확인 하였다.

정상 상태 즉, 유압 시스템의 안정화 상태(steady state) 및 유압 어큐뮬레이터 다이어프램의 정상 기능 상태인 280~300 bar 작동 압력 조건 시 하부 셸 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델 모두 피로 수명은  $10^6$  cycle 이상으로 무한하다고 판단된다.

**Table 15** Fatigue life at operating pressure from 280 to 300 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Fatigue life(N) [cycle]	Remark
280~300 ( $\Delta P=20$ )	0.1	0	$40 \times 10^9$	Infinite life
		0.1	$40 \times 10^9$	Infinite life
		0.2	$52 \times 10^{10}$	Infinite life
		0.3	$52 \times 10^{10}$	Infinite life
	0.2	0	$19 \times 10^{13}$	Infinite life
		0.1	$24 \times 10^{14}$	Infinite life
		0.2	$24 \times 10^{14}$	Infinite life
		0.3	$24 \times 10^{14}$	Infinite life
	0.4	0	$69 \times 10^{15}$	Infinite life
		0.1	$73 \times 10^{17}$	Infinite life
		0.2	$73 \times 10^{17}$	Infinite life
		0.3	$73 \times 10^{17}$	Infinite life



**Fig. 35** Fatigue life at operating pressure from 280 to 300 bar

#### 4.4.2 과부하 상태에서의 피로 수명 평가

압력 과부하 및 가혹한 운전 조건 즉, 250~300 bar 작동 압력 조건에서 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 와 마찰계수 0, 0.1, 0.2 및 0.3에 따른 피로 수명을 평가 하였다.

먼저 작동 압력 250 bar 와 300 bar 조건에서 최대 전 응력을 구한다. 300 bar 압력 조건에서의 최대 전 응력은 앞서 정상 상태에서의 피로 수명 평가 시 결과를 도출 한 바 있다.

따라서 250 bar 조건에서 최대 전 응력을 구하여 다음 Table 16 과 같이 나타내었으며, 결과 그래프를 Fig. 36 에 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 최대 전 응력은 줄어드는 것을 확인 하였다.

작동 압력 250 bar 의 경우 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 전 응력이 2240 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 전 응력이 1170 MPa 로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 48% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

Table 16 Max. total stress at operating pressure of 250 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Total Stress( $S_{p,k}$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]
250	0.1	0	2240	reference
		0.1	2090	-6.7
		0.2	1960	-12.5
		0.3	1840	-17.9
	0.2	0	1660	-25.9
		0.1	1550	-30.8
		0.2	1490	-33.5
		0.3	1460	-34.8
	0.4	0	1350	-39.7
		0.1	1290	-42.4
		0.2	1230	-45.1
		0.3	1170	-47.8

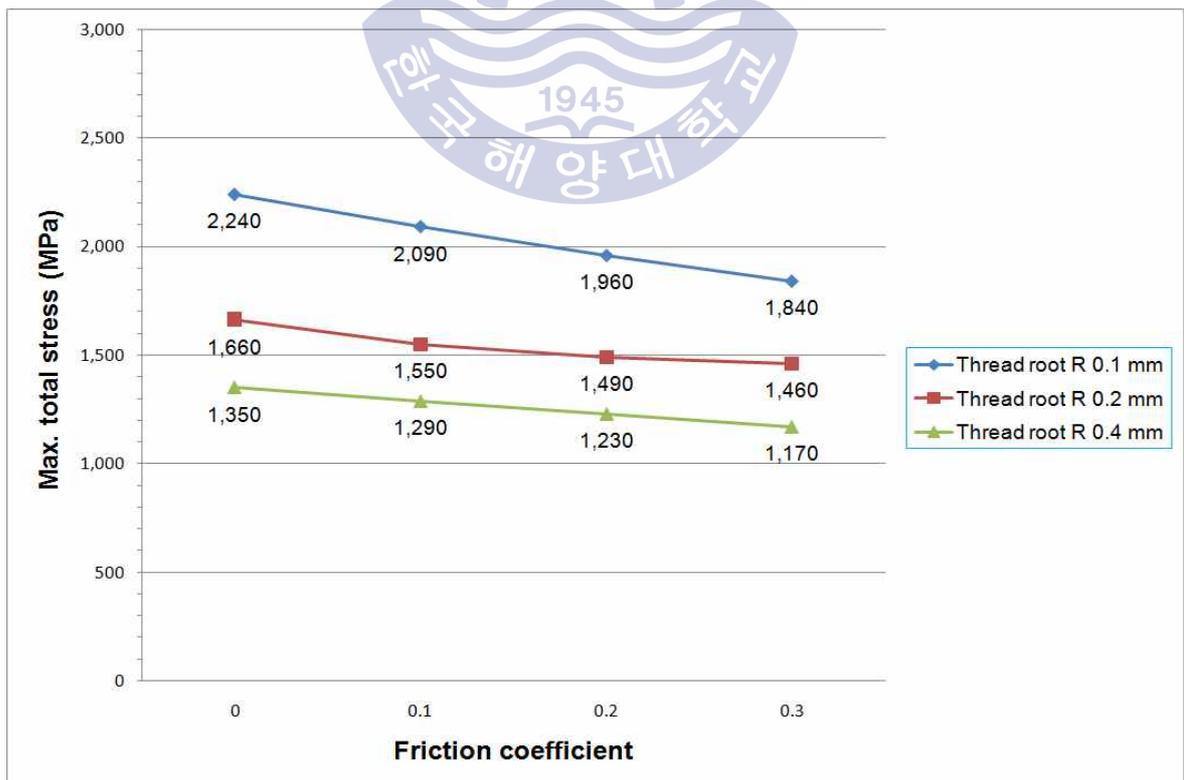


Fig. 36 Total stress as thread root radius and friction at 250 bar

작동 압력 250~300 bar 조건에서 최대 전 응력 편차와 피로 보상 계수를 고려하여 구한 교번 응력은 다음 Table 17 과 같으며 결과 그래프를 Fig. 37 과 같이 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 교번 응력은 줄어드는 것을 확인 하였다.

교번 응력 또한 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 220 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 120 MPa 로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 45% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

**Table 17** Alternating stress at operating pressure from 250 to 300 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Alternating stress( $S_{alt}$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]
250~300 ( $\Delta P=50$ )	0.1	0	220	reference
		0.1	210	-4.5
		0.2	190	-13.6
		0.3	185	-15.9
	0.2	0	165	-25.0
		0.1	155	-29.5
		0.2	150	-31.8
		0.3	145	-34.1
	0.4	0	135	-38.6
		0.1	125	-43.2
		0.2	120	-45.5
		0.3	120	-45.5

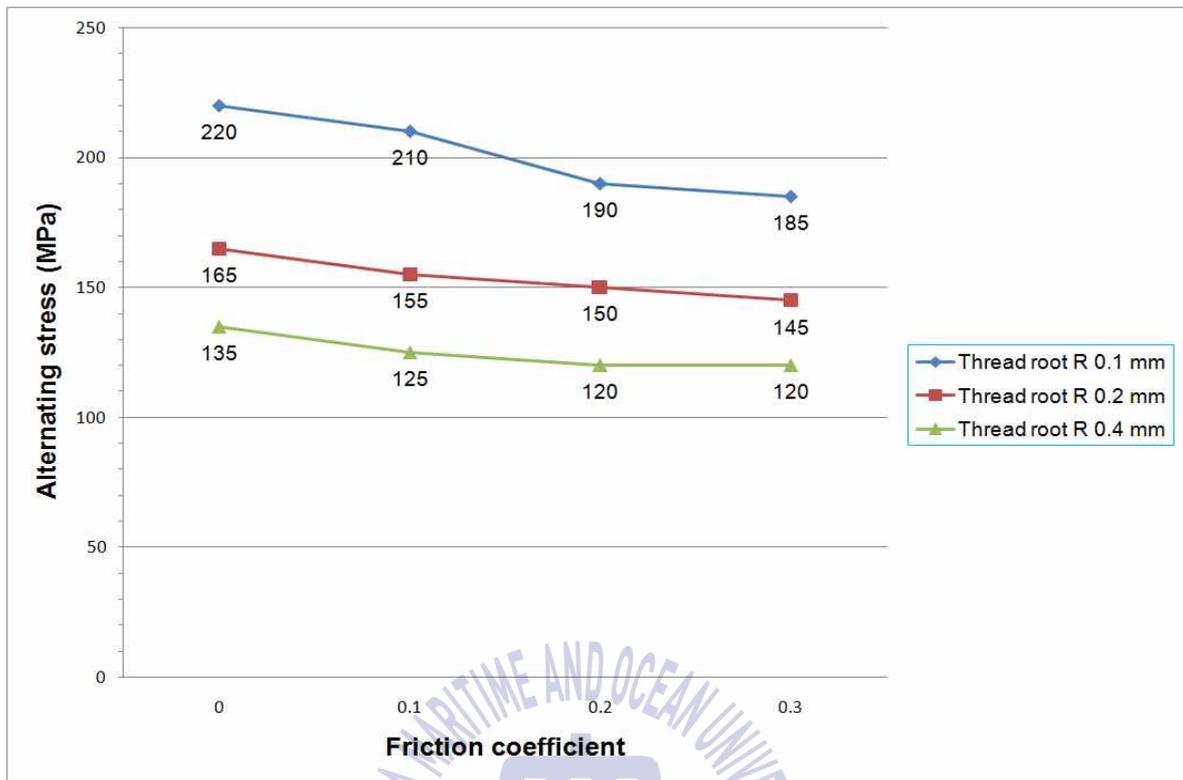


Fig. 37 Alternating stress at operating pressure from 250 to 300 bar

작동 압력 250~300 bar 조건에서 교번 응력과 소재의 피로 강도 곡선을 고려하여 구한 피로 수명은 다음 Table 18 과 같으며 결과 그래프를 Fig. 38 과 같이 나타내었다.

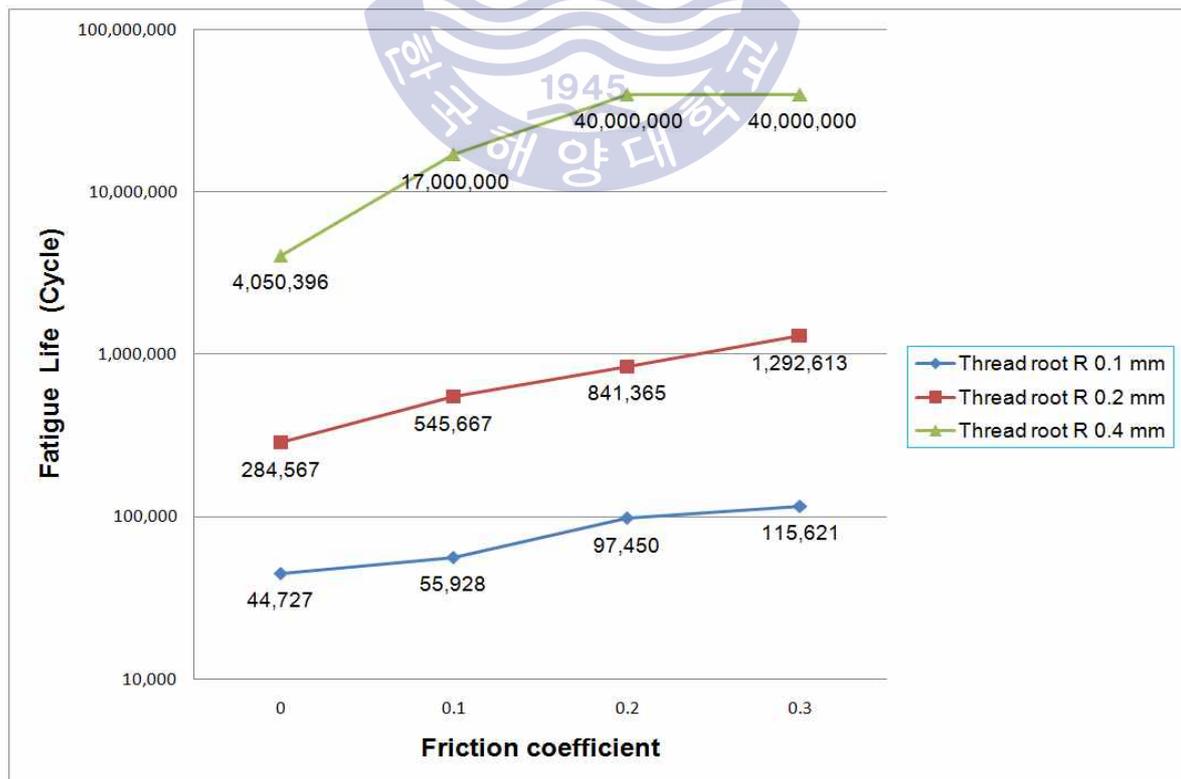
유압 시스템의 과부하 및 가혹한 운전 조건 또는 유압 어큐뮬레이터 다이어프램의 성능저하로 인한 250~300 bar 작동 압력에서는 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수 조건에 따라 피로 수명은 무한하지 않다. 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 피로 수명이 늘어나는 것을 확인할 수 있다.

나사 골 반경 0.1 mm의 경우 마찰계수에 따라 최대 피로 수명은 최대 약 11만 cycle 로 무한 수명이 아니지만, 나사 골 반경 0.4 mm의 경우 마찰계수에 따라 최대 피로 수명은 4천만 cycle 로서 무한 수명으로 판단할 수 있다.

즉, 가혹한 압력 조건하에서 지속적인 작동이 빈번하게 발생한다면, 하부 셸의 나사 골 반경을 0.4 mm로 설계 하는 것이 적절하다고 판단된다.

**Table 18** Fatigue life at operating pressure from 250 to 300 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Fatigue life( <i>N</i> ) [cycle]	Remark
250~300 ( $\Delta P=50$ )	0.1	0	44,727	Finite life
		0.1	55,928	Finite life
		0.2	97,450	Finite life
		0.3	115,621	Finite life
	0.2	0	284,567	Finite life
		0.1	545,667	Finite life
		0.2	841,365	Finite life
		0.3	1,292,613	Infinite life
	0.4	0	4,050,396	Infinite life
		0.1	17x10 <sup>6</sup>	Infinite life
		0.2	40x10 <sup>6</sup>	Infinite life
		0.3	40x10 <sup>6</sup>	Infinite life



**Fig. 38** Fatigue life at operating pressure from 250 to 300 bar

#### 4.4.3 비정상 상태에서의 피로 수명 평가

비정상 상태 운전 조건 즉, 200~300 bar 작동 압력 조건에서 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 와 마찰계수 0, 0.1, 0.2 및 0.3에 따른 피로 수명을 평가 하였다.

먼저 작동 압력 200 bar 와 300 bar 조건에서 최대 전 응력을 구한다. 300 bar 압력 조건에서의 최대 전 응력은 앞 서 정상 상태에서의 피로 수명 평가 시 결과를 도출 한 바 있다.

따라서 200 bar 조건에서 최대 전 응력을 구하여 다음 Table 19 와 같이 나타내었으며, 결과 그래프를 Fig. 39 에 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 최대 전 응력은 줄어드는 것을 확인 하였다.

작동 압력 200 bar 의 경우 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 전 응력이 1790 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 전 응력이 939 MPa 로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 47% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

Table 19 Max. total stress at operating pressure of 200 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Total Stress( $S_{p,k}$ ) [MPa]	$\Delta$ Increment [%]
200	0.1	0	1790	reference
		0.1	1670	-6.7
		0.2	1570	-12.3
		0.3	1480	-17.3
	0.2	0	1330	-25.7
		0.1	1240	-30.7
		0.2	1200	-33.0
		0.3	1170	-34.6
	0.4	0	1080	-39.7
		0.1	1030	-42.5
		0.2	981	-45.2
		0.3	939	-47.5

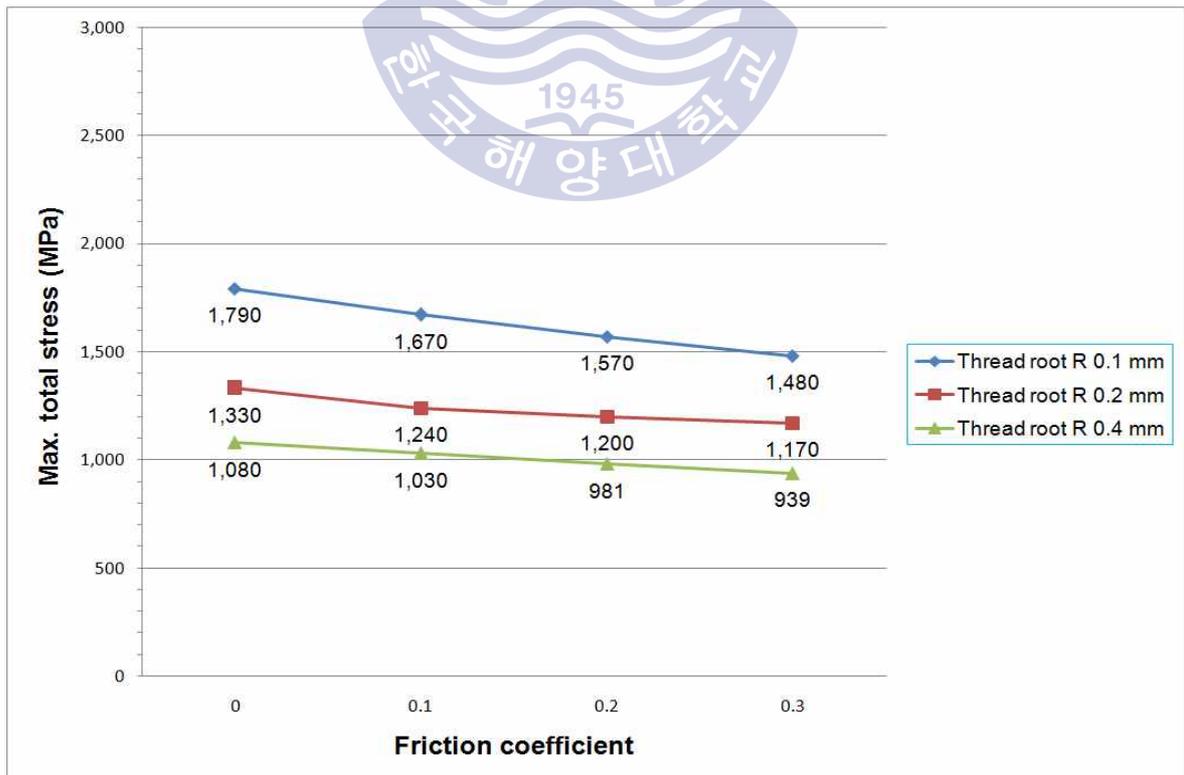


Fig. 39 Total stress as thread root radius and friction at 200 bar

작동 압력 200~300 bar 조건에서 최대 전 응력 편차와 피로 보상 계수를 고려하여 구한 교번 응력은 다음 Table 20 과 같으며 결과 그래프를 Fig. 40 과 같이 나타내었다. 하부 셸의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 교번 응력은 줄어드는 것을 확인 하였다.

교번 응력 또한 나사 골 반경이 0.1 mm, 마찰계수가 0일 때 445 MPa 로 가장 높게 나타났고, 나사 골 반경이 0.4 mm, 마찰계수가 0.3일 때 235.5 MPa 로 가장 작게 나타났으며 이는 상대적으로 약 47% 감소된 응력 값을 확인 하였다.

Table 20 Alternating stress at operating pressure from 200 to 300 bar

Pressure [ba]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Alternating stress( $S_{alt}$ ) [MPa]	$\Delta$ Increments [%]
200~300 ( $\Delta P=100$ )	0.1	0	445	reference
		0.1	420	-5.6
		0.2	385	-13.5
		0.3	365	-18.0
	0.2	0	330	-25.8
		0.1	310	-30.3
		0.2	295	-33.7
		0.3	290	-34.8
	0.4	0	270	-39.3
		0.1	255	-42.7
		0.2	244.5	-45.1
		0.3	235.5	-47.1

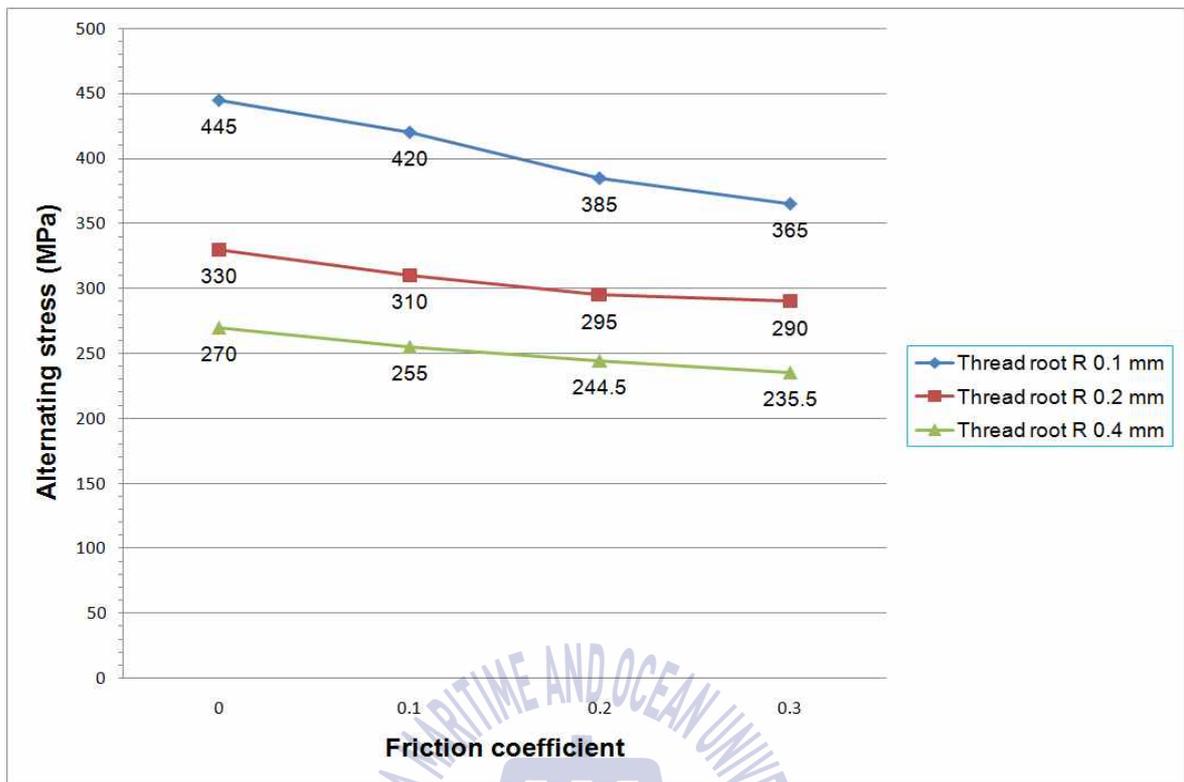


Fig. 40 Alternating stress at operating pressure from 200 to 300 bar

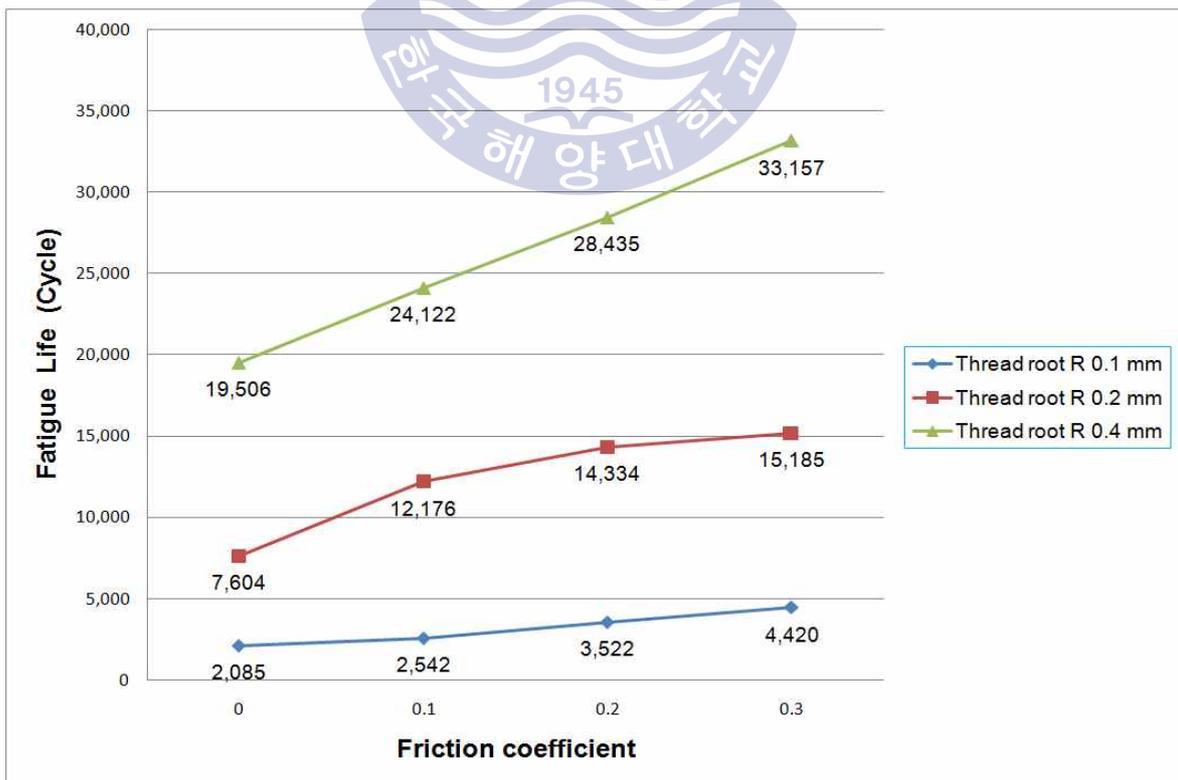
작동 압력 200~300 bar 조건에서 교번 응력과 소재의 피로 강도 곡선을 고려하여 구한 피로 수명은 다음 Table 21 과 같으며 결과 그래프를 Fig. 41 과 같이 나타내었다.

유압 시스템의 비정상 상태에서의 유압 어큐뮬레이터의 피로 수명은 현저히 감소하는 것을 확인 하였다. 비정상 상태에서의 유압 시스템은 제어 시스템에 의해 이상 압력 발생 전 중단 되는 것이 일반적이다.

그러나 제어 시스템의 중단 시점이 늦어지는 등 아주 짧은 시간이지만 비정상 상태의 압력이 작용 할 가능성은 있다. 따라서 일반적이진 않지만 극한의 압력 조건을 고려하였을 경우 하부 쉘의 나사 골 반경과 마찰계수가 커질수록 즉, 나사 골 반경 0.1 mm 의 경우 마찰계수에 따라 최대 피로 수명은 약 4천 cycle 이나, 나사 골 반경 0.4 mm 의 경우 마찰계수에 따라 최대 피로 수명은 약 3만 cycle 로서 피로 수명이 늘어나는 것을 확인 하였다. 시스템의 중단 시점이 잠시 지연되더라도 피로 파손의 우려는 줄어들 수 있을 것으로 판단된다.

**Table 21** Fatigue life at operating pressure from 200 to 300 bar

Pressure [bar]	Thread root radius [mm]	Friction coefficient	Fatigue life( <i>N</i> ) [cycle]	Remark
200~300 ( $\Delta P=100$ )	0.1	0	2,085	Finite life
		0.1	2,542	Finite life
		0.2	3,522	Finite life
		0.3	4,420	Finite life
	0.2	0	7,604	Finite life
		0.1	12,176	Finite life
		0.2	14,334	Finite life
		0.3	15,185	Finite life
	0.4	0	19,506	Finite life
		0.1	24,122	Finite life
		0.2	28,435	Finite life
		0.3	33,157	Finite life



**Fig. 41** Fatigue life at operating pressure from 200 to 300 bar

## 제 5 장 결론

유압 어큐뮬레이터는 작동 중 하부 셸의 나사 골 부위에 집중적인 응력 집중이 작용하게 되므로, 나사 골 반경이 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 다른 유압 어큐뮬레이터 모델에 대하여 구조 및 피로 수명에 대한 평가를 수행하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 먼저 유한요소법을 이용한 구조해석을 통해 하부 셸의 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 유압 어큐뮬레이터 모델 모두 설계 압력 정적 상태에서는 구조적 안전성을 확인 하였다. 정상 운전 상태에서의 작동 압력 조건에서는 나사 골 반경 및 마찰계수가 커질수록 피로 수명이 늘어나는 것을 확인 하였으며, 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델 모두 무한 수명을 유지 하는 것을 확인 하였다.
2. 가혹한 운전 상태에서의 작동 압력 조건에서는 나사 골 반경 및 마찰계수가 커질수록 피로 수명이 늘어나는 것을 확인 하였다. 그러나 나사 골 반경 0.1 mm와 0.2 mm 의 경우 피로 수명은 제한적이었으며, 나사 골 반경 0.4 mm의 경우에만 무한 수명을 유지하는 것을 확인 하였다.
3. 비정상 운전 상태에서의 작동 압력 조건에서는 나사 골 반경 및 마찰계수가 커질수록 피로 수명이 늘어나는 것을 확인 하였다. 그러나 나사 골 반경 0.1 mm, 0.2 mm 및 0.4 mm 세 가지 모델 모두 피로 수명은 제한적이었다. 상대적으로 나사 골 반경 0.4 mm 모델이 피로 파손의 위험성은 제일 작은 것을 확인 하였다.
4. 육상 디젤 엔진과는 다른 박용 디젤 엔진의 가혹한 운전 조건 및 비정상 상태의 운전까지 감안 하였을 때, 피로 수명 측면에서는 나사 골 반경 0.4 mm가 가장 안정적이지만 정적강도 측면을 고려할 때 나사 골 반경 0.2 mm가 최적의 것으로 판단된다.

5. 나사 골 반경은 보유하고 있는 장비와 툴 그리고 툴의 홀더 외에도 자체 가공 공정 과 가공 단가 등에 따라 표준화된 가공 바이트를 적용 하는 경우가 있을 수 있으며, 그에 따라 때로는 반경 0.05 mm와 같이 0.1 mm보다 더 작거나 또는 0.4 mm보다 더 크게 가공 할 수 있는 여러 가지 조건이 있을 수 있다. 따라서 해당 설계도면 치수에 근거하여 적정한 나사 골 반경에 대한 구조 안전성 검증과 피로 수명 평가가 필요하다고 볼 수 있다.
6. 본 연구의 박용 유압 어큐뮬레이터의 경우 엔진 운전 조건에 따라 작동 시간이 빨라질 수 있다. 이러한 경우 동적 해석(Dynamic analysis)을 통한 피로 수명을 평가할 수 있다. 정확한 동적해석을 위해서는 운전 사이클 전체에 대한 해석이 필요하므로, 실제 운전 사이클 데이터의 확보가 향후 요구된다.



## 참고문헌

- [1] (주)태성에스엔이 FEA사업부, 2010. ANSYS 활용안내서-유한요소해석 입문과 선형해석. 6판, (주)태성에스엔이
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 2017 Edition
- [3] 이동녕 “소성가공학” 제3판, 2010.6
- [4] ANSYS Finite Element Computer Code & Manual
- [5] MAN Diesel & Turbo Material Specifications Two-stroke, P382-3 S42Cr1, Hardened and Tempered Cr-Mo Steel
- [6] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Part D(Metric) 2017 Edition
- [7] Kevin H. Brown, Charles Morrow, Samuel Durbin, and Allen Baca, “Guideline for Bolted Joint Design and Analysis: Version 1.0“, Sandia National Laboratories, January 2008
- [8] Michael Oliver, “Modeling Threaded Bolted Joints in ANSYS Workbench“, Oliver Testing and Consulting, Warner Robins, U.S.A., 2012
- [9] Honglin Xu, Taihe Shi, Zhi Zhang, and Bin Shi, “Loading and Contact Stress Analysis on the Thread Teeth in Tubing and Casing Premium Threaded Connection“ in Mathematical Problems in Engineering Volume 2014, Article ID 287076, 11 page
- [10] Prof. Vishal V. Saidpatil, Prof. Arun S. Thakare, “Design & Weight Optimization of Pressure Vessel Due to Thickness Using Finite Element Analysis“ in International Journal of Emerging Engineering Research and Technology Volume 2, Issue 3, June 2014, PP 1-8

- [11] G. Peter O' Hara, "Stress Concentrations In Screw Threads", US Army Armament Research and Development Command Benet Weapons Laboratory, April 1980
- [12] ASM International, "Atlas of stress strain curves", 2nd Edition(2002)
- [13] Andras Bulkai, "Advanced finite element analysis for strain measurement in a threaded connection", Loughborough University Institutional Repository, July 2007
- [14] Shaik Gousia Yasmin , P. Punna Rao, Kondaiiah Bommisetty, "3-D Finite Element Analysis of Bolted Joint Using Helical Thread Model" in International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) Vol. 2 Issue 12, December - 2013( ISSN: 2278-0181)

