

工學碩士 學位論文

선박용 압축공기 탱크의 피로파괴
안전성에 관한 연구

A Study on the Safety of Fatigue Fracture of
Compressed Air Tank for Ships

指導教授 金 宗 鎬

2005年 2月

韓國海洋大學校 大學院
機關시스템工學科

安 宰 亨

목 차

Abstract	3
Nomenclature	5
1. 서 론	6
1.1 연구의 배경	6
1.2 연구의 목적 및 내용	9
2. 이론해석	10
2.1 압력용기의 정의 및 구조	10
2.2 피로파괴(Fatigue fracture)	12
2.2.1 피로설계의 기본개념	12
2.2.2 피로하중의 형태	15
2.2.3 피로수명과 내구한도의 정의	17
2.3 피로해석 방법	19
2.3.1 선형누적손상계수의 정의	19
2.4 피로균열발생수명에 영향을 미치는 요소	20
2.4.1 평균응력의 영향	20
2.4.2 응력 집중계수(Kt)의 영향	22
2.4.3 실린더의 응력해석	24

3. 압축공기 탱크의 피로파괴 안전성 평가	43
3.1 평가모델	43
3.2 재료의 화학적, 기계적 성질	45
3.3 변동응력의 사이클 수 평가	46
3.4 변동응력의 해석	49
3.4.1 이론해에 의한 변동응력	49
3.4.2 용접부의 응력집중계수	50
3.5 압력용기용 강판의 피로강도	52
3.5.1 P-S-N곡선	52
3.5.2 응력집중의 영향을 고려한 P-S-N 곡선의 수정	55
3.5.3 응력비(평균응력)의 영향을 고려한 P-S-N 곡선의 수정	57
3.6 선형누적손상계수의 평가	59
4. 결론	62
참고문헌	63
감사의 글	65

Abstract

In present day, the compressed air tank for ships is made of a cylindrical pressure vessel with welding structure and a stress amplitude caused by a dynamic load and mean stress by a dead load is occurred.

By means of variable stress condition caused the concentration of stress on a welding area. In order to minimize the fatigue failure by concentrated stress, the limit and size of allowable damage factor and the shape of welding type must be determined at the designs.

At this research, the property of safety for the compressed air tank evaluated in accordance with test and the established method related to the same kind of pressure vessel and the main result are followed as :

1. The compressed air tank for T.S. HANNARA of Korea Maritime University is selected for the testing model and calculated the operating hours of the air compressor for charging the tank. By means of the statistical analysis, it can estimate the cycle of dynamic load on the tank during the estimated design life.
2. The chemical and physical characteristics of the material for the pressure vessel are researched and collected data and other results. By those results, it is proposed that the formula of the fracture

strength with 90% probability of fatigue failure with the stress concentration factor and stress ratio influenced on the fatigue strength.

3. At this research, the cumulative damage factor based on Miner-Palmgren hypothesis is used for the practical procedure of fatigue life prediction. Also, the quantitative analysis of the safety of fatigue fracture for the compressed air tank can be estimated and then the results are reflected on the optimization of design.

4. To review the theoretical calculation, the simulation test is conducted for stress concentration and stress ratio generated on the testing model by uses of finite element analysis program.

Nomenclature

C_w	Cumulative damage factor = $\sum \frac{n_i}{N_i}$
n_i	Number of cycles in stress block i with constant stress range $\Delta\sigma_i$
N_i	Number of cycles to failure at constant stress range $\Delta\sigma_i$
S_a	Stress amplitude, $\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$, MPa
S_{aN}	Stress amplitude at stress ratio, R=0, MPa
S_m	Mean stress, $\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$, MPa
S_r	Stress ratio, $\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$
S_u	Tensile strength, MPa
S_y	Yield strength, MPa
K_t	Stress concentration factor
$\Delta\sigma_{\max}$	Maximum stress range for a total of n_0 cycles, MPa
n_0	Total number of stress cycle
$\Delta\sigma$	Stress range, $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$, MPa

1. 서 론

1.1 연구의 배경

선박에서 압축공기 탱크는 주기관, 보일러 및 보조기계 등과 같은 기관장치의 시동 및 제어에 필요한 압축공기를 저장하는 데에 사용되는 장치로서 통상 선박 기관실에 설치된다. 선박과 기관장치의 안전에 관련된 여러 규정에 의하면 선박이 시동용 압축공기의 상실로 인하여 기관장치가 작동되지 않는 상태에 놓이게 되면 이를 데드 쉽(Dead ship) 상태로 정의하고 있다. 또 데드 쉽 상태의 선박은 외부로부터 아무런 도움 없이 선박 내에 설치된 공기압축기만을 사용하여 시동용 압축공기를 충전할 수 있는 능력을 갖추도록 규정하고 있다. 따라서 주기관의 시동에 압축공기를 필요로 하는 선박에서 압축공기 탱크는 기관장치의 신뢰성 뿐 만 아니라 선박의 감항성(Sea worthiness)에도 영향을 미치는 중요한 기관장치로 취급되고 있다.

선박용 압축공기 탱크의 설계, 제작, 시험 및 검사 등에 관련된 여러 규정에 의하면 주기관의 시동에 압축공기가 필요로 하는 선박에는 최소 2개 이상의 압축공기 탱크를 설치하고 쉽게 교대하여 사용할 수 있고, 또 이 탱크의 용량은 도중에 보충하는 일이 없이 해당 주기관을 6회 또는 12회의 이상 연속 시동을 하는 데에 충분하도록 규정하고 있다. 그러므로 선박에서 특히 주기관의 시동에 압축공기를 저장하는 선박의 압축공기 탱크는 그 사용 목적상 일정한 압력과 양을 안정적으로 유지할 필요가 있다. 이를 위하여 통상 선박에서는 통상 2대 이상의 압축공기 저장탱크와 탱크 내의 압력의 변화에 따라 자동적으로 기동하여 소정의 압력에 도달하면 자동적으로 정지되는 충전용 공기압축기 등으로 구성된 압축공기시스템을 설치하고 있다.

선박용 압축공기 탱크는 정하중(압축기의 자동 기동압력에 상당하는 내압, 열 하중, 탱크의 자중 등)과 동하중(압축기의 자동 기동압력과 정지압력의 차이에 상당하는 내압, 충격하중, 지지물의 반력, 선체 운동에 의한 가속력 등)에 의해서 발생하는 변동응력의 영향을 받게 된다. 즉, 압축공기 탱크 벽에는 정하중에 의한 최소응력(Minimum stress, S_{min})과 동하중에 의한 최대응력(Maximum stress, S_{max})이 반복적으로 발생하게 된다. 그러므로 선박용 압축공기 탱크의 설계단계에서 탱크 벽에 반복적으로 발생하는 최대응력에 의해서 탱크가 파손되지 않도록 허용응력, 파손조건(Failure criterion) 또는 피로한도 등을 설정할 필요가 있다. 그러나 실제적인 설계단계에서는 충전용 공기압축기의 자동 기동압력에 의해 발생하는 평균응력과 탱크 내의 압력 변화에 의한 응력진폭이 발생하고 이로 인해 탱크 벽에 발생하는 최대응력에 의한 탱크의 파손 여부를 고려하는 것만으로 충분하다. 그 이유는 선박용 압축공기 탱크는 용량, 두께, 압축공기의 포화온도, 설치 장소 및 위치 등이 탱크 응력에 미치는 영향이 거의 미미하기 때문이다.

선박용 압축공기 탱크는 일반적으로 용접구조의 원통형 압력용기로 제작되고 있다. 이러한 탱크의 제작단계에서 동판(Shell plate)과 경판(Head plate)과의 용접부, 두께가 다른 동판끼리의 용접부, 관 부착품의 필렛 용접부 등에는 구조적인 불연속, 용접부의 국부변형, 용접이음 어긋남, 용접 비이드의 높이 또는 용접의 결함으로 인한 응력집중 현상이 발생하여 문제가 발생하는 경우가 종종 있다. 따라서 이와 같은 응력집중으로 인한 정적강도와 피로강도의 감소를 최소화하기 위해서는 설계단계에서부터 용접형상, 허용 결함의 크기 및 범위를 결정하여 이에 관련된 실험 또는 규정된 방식에 따라 안전에 관한 타당성을 검증할 필요가 있다고 사료된다.

선박용 압축공기 탱크에 대한 여러 규정에서는 사용 재료의 종류, 허

용용력, 용접이음의 형태와 이음효율, 최고사용압력 등을 적절한 형태로 조합하여 이 탱크의 동판과 경판의 최소 두께를 규정하고 있다. 여러 규정 중에서 선박용 압축공기 탱크에 관한 선급규칙에서 허용용력은 사용 재료의 항복강도 또는 인장강도를 적절한 안전계수로 나누어 그 값을 구하고, 이음효율은 용접부에 대한 방사선 검사의 적용 범위에 따라 결정하고 있다.[1]

앞에서 언급한 선급의 최소 두께식을 기준으로 제작된 선박용 압축공기 탱크는 반복적인 조합응력이 발생하는 운전 조건에서 지난 수 십 년간 별다른 손상사고가 없이 사용되고 있다. 그러므로 이 최소 두께식의 유효성은 간접적으로 증명되었다고 생각할 수 있다. 그러나 선급규칙에 따라 제작된 선박용 압축공기 탱크의 정적강도와 피로강도에 대하여 정량적으로 안전도에 대해 평가한 실적은 없는 것이 현실이다.

지난 몇 년 동안 부품소재에 대한 신뢰성 평가 및 제조물 책임법 등에서는 기존의 규정에 따라 설계되고 제작된 제품이 사용 상 별다른 하자가 없음에도 불구하고 그 제품의 안전성에 대한 정량적인 평가결과를 요구하는 추세에 있다. 또 이와 같은 추세는 국제적인 경쟁력이 요구되는 조선기자재 산업분야에는 더욱 더 강화될 것으로 전망된다.

따라서 선박용 압축공기 탱크의 피로파괴 안전성을 정량적으로 평가하는 것은 선급규칙에 대한 타당성 제고 및 최적설계를 위한 지침을 제시하는 것은 물론이고 제품에 대한 신뢰성 평가 및 제조물 책임법에 대한 대처, 품질경영 등의 관점에서 중요한 과제라고 할 수 있다.

1.2 연구의 목적 및 내용

본 연구의 목적은 선급 규칙에 따라 제작된 선박용 압축공기 탱크의 피로파괴 안전성을 선형누적손상계수를 사용하여 정량적으로 평가하고 그 결과를 설계의 최적화에 반영하는 데에 있다.

이를 위하여 본 연구에서는 한국해양대학교 실습선의 주 압축공기 탱크를 모델로 선정하여 항해 중 이 탱크의 내부압력의 변화를 계측하고 이것을 기준으로 이 탱크의 예상 설계수명 동안 발생하는 변동응력의 사이클 수를 통계적으로 추정하였다.

다음으로는 선박용 압축공기 탱크의 재료로 널리 사용되는 압력용기용 강판(SPPV235)의 피로강도에 대한 다른 연구결과를 수집하고 이를 분석하였다.[2] 이 결과의 통계적 처리를 통하여 응력집중계수, 응력비 등이 피로강도에 미치는 영향을 반영한 파손확률 90%의 피로 강도식을 제안하였다.

또한 선박용 압축공기 탱크의 운전 중에 발생하는 최대응력과 최소응력을 구하기 위하여 탱크 및 그 용접부에 대한 이론적 해석 및 유한요소 해석을 함께 수행하였다.

끝으로 본 연구에서 제안한 파손확률 90%의 피로 강도식을 기준으로 선박용 압축공기 탱크의 선형누적손상계수를 평가하고 그 결과를 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 압력용기의 정의 및 구조

넓은 의미의 압력용기란 압력을 가진 유체(액체 또는 기체/본 연구에서는 공기로 의미를 제한한다.)를 저장, 반응, 분리 등의 목적으로 만들어진 용기로서 압력에 견딜 수 있도록 설계, 제작된 모든 용기를 말하며 보일러도 포함된다.[3]

압력용기는 압력을 받는 몸체인 셸(Shell), 셸의 양 끝단을 막는 헤드(Head), 유체가 이동하고 파이프와 연결되는 각종 노즐, 압력용기 내부 구조물(Internals), 설치를 위한 받침대인 지지 구조물(Support) 등 고려해야 할 여러 부분이 있다. 이에 대하여 선박기관기준에서는 압력용기의 종류를 1종, 2종, 3종으로 구분하였으며 그 내용은 다음과 같다.

- 1) “제1종 압력용기”라 함은 다음 각목의 1에 해당하는 압력용기를 말한다.
 - 가. 제한압력 3.5 bar를 초과하는 증기 가열식 증기 발생장치
 - 나. 제한압력 40 bar를 초과하는 압력용기 (상온에서 수압 또는 조작용의 압력만을 받는 것을 제외한다).
 - 다. 최고사용온도가 섭씨 350도를 초과하는 압력용기
 - 라. 인화성 또는 독성을 갖는 위험물을 냉매로 하는 냉동기에 사용하는 압력용기
- 2) “제2종 압력용기”라 함은 다음 각목의 1에 해당하는 압력용기 (제1종 압력용기에 해당하는 것을 제외한다)를 말한다.
 - 가. 제한압력 3.5 bar 이하의 증기가열식 증기발생장치
 - 나. 제한압력 14 bar를 초과하는 압력용기
 - 다. 최고사용온도 섭씨 150도를 초과하는 압력용기

- 3) “제3종 압력용기”라 함은 제1종 압력용기 또는 제2종 압력용기에 해당하는 압력용기 이외의 압력용기를 말한다.
- 4) “제한기압”이라 함은 보일러 및 그 부속장치의 각각의 강도상 허용할 수 있는 보일러의 최고 사용기압을 말한다.
- 5) “제한압력”이라 함은 압력용기 및 그 부속장치의 각각의 강도상 허용할 수 있는 압력용기의 최고사용압력을 말한다.

한편, 압력용기 설계를 위한 기본 사양은 Table 1.1에서 보듯이 압력부와 비 압력부, 설계조건에 따른 재료의 선정까지 매우 다양하다.

Table 1.1 압력용기 설계 기본사양

기본사양	설계자료, 관련항목
압력부	용기 기본 형상 및 치수
	설계압력 및 온도, 재료, 부식여유, 방사선 시험정도
	유체밀도, 유체레벨, 바람 및 지진의 하중, 기타하중
비 압력부	부재 형상 및 치수
	각종 하중조건 및 재료의 선택
	제작성, 안전성, 경제성 등 검토
설계압력, 온도	
재료선정	기계적, 물리적 성질, 가공성, 내식성, 경제성 검토
	운전온도 및 용도에 따른 재료의 선택

2.2 피로파괴(Fatigue fracture)

사용 중인 구조물의 예상치 못한 붕괴는 경제적 손실 및 인명손실까지 초래할 수 있는 심각한 것이다. 이러한 구조물 붕괴의 70-80% 이상은 구조물을 지탱하는 구조재에 반복적으로 가해지는 힘에 의해 파손이 진행되는 피로파괴인 것으로 알려져 있다. 피로파괴를 이론적으로 설명하려는 노력은 수 세대에 걸쳐 수행되어 왔다.[4] ‘피로’라는 용어는 물질이 받고 있는 응력의 변동에 따라 피로해진다는 가정에서 붙여진 것이다. 재료가 이러한 조건에서 점진적으로 왜곡되어 표면이 깨지는 현상으로 이는 최초의 섬유 상태에서부터 결정화(Crystallization)에 원인이 있는 것으로 보았다. 피로에 의한 손상은 구조재의 인장강도 또는 항복강도보다 낮은 반복된 응력에 의하여 서서히 진행되며, 균열이 임계크기 이상이 되면 급격한 구조물의 붕괴로 이어진다. 따라서 구조물의 안전 및 수명 연장을 위해서는 구조물의 설계 시에 구조재의 항복인장강도 뿐만 아니라 피로강도의 개념도 도입되어야 한다.

2.2.1 피로설계의 기본개념

피로강도 설계개념은 대상이 되는 구조물의 사용목적 혹은 요구되는 안전도에 따라 다음과 같이 나뉘어 진다.[5]-[6]

1) 무한수명 설계(Infinite-life design)

무제한적 안전개념은 가장 오래 연구되어온 개념으로서 구조물의 영구적인 사용을 목표로 한다. 따라서 구조물에 발생하는 응력진폭 (Stress amplitude, S_a)이 피로한도(Fatigue limit, S_f)를 넘지 않도록 설계하는 방법으로서 영구적인 하중주기에 대해서도 안전한 설계응력을 요구한다. 선박의 배기밸브 스프링과 같이 거의 일정한 주기하중을 수백만 번 이상 받는 부분들에 대하여 적합한 설계조건이다.

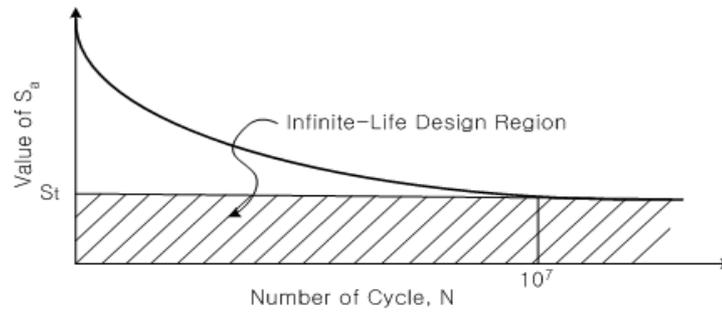


Fig. 2.1 S-N 곡선의 무한수명설계 허용범위

2) 안전수명 설계(Safe-life design)

무한수명 설계는 자체중량의 증가로 인한 기능저하를 초래할 수 있고, 비용증가로 인한 많은 경제적 불이익을 수반하기도 한다. 전체 운전수명 동안 수 만 번 또는 수십만 번 이내의 주기하중을 받는 구조물에 대해서도 무한수명 설계개념을 적용하는 것은 무의미한 일이다.

안전수명 설계개념은 구조물에 발생하는 응력진폭에 의하여 구조물에 균열이 발생할 때까지의 수명, 즉 균열발생 수명(Crack initiation)이 실제 운전수명보다 크게 설계함으로써 운전기간 동안에 균열이 발생하지 않도록 설계하는 방법이다.

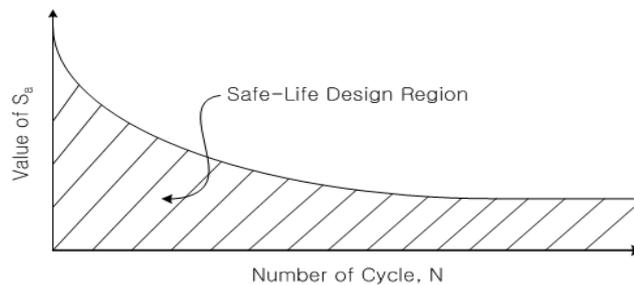


Fig. 2.2 S-N곡선의 안전수명설계 허용범위

3) 파괴안전설계(Fail-safe design)

대부분의 구조물의 재료들은 연성(Ductility)을 갖고 있으며 구조물에 피로균열이 발생하여 파괴에 이르기까지 상당한 시간이 소요된다. 또한 모든 구조물에는 재료자체의 결함이나 이음매 접합과정에서의 결함이 내재되어 있으며, 이러한 내부결함에 의한 균열이 성장하여 최종파단에 이르는지의 여부를 판단해야 한다.

따라서, 파괴안전 설계개념은 파괴역학(Fracture mechanics)적 개념이 도입되어 일부분 피로손상 가능성을 인정한다. 주기하중에 의하여 발생된 피로균열이나 내재된 내부결함이 성장하여 최종파단에 이르기까지의 균열진파수명(Crack propagation life)을 계산하고, 이를 구조물의 정기적인 검사주기(Inspection interval)보다 크게 설계함으로써 피로균열의 성장과정에서 균열이 발견되어 유지보수가 이루어져 구조물의 최종 파단을 방지할 수 있다.

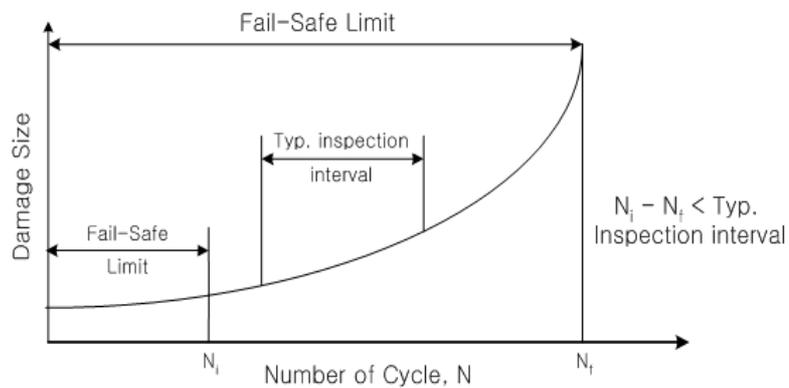
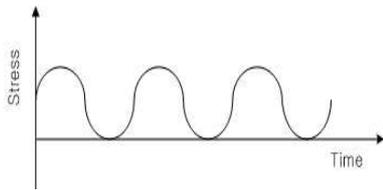


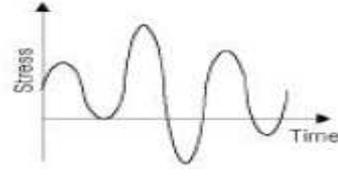
Fig. 2.3 파괴안전설계 허용범위

2.2.2 피로하중의 형태

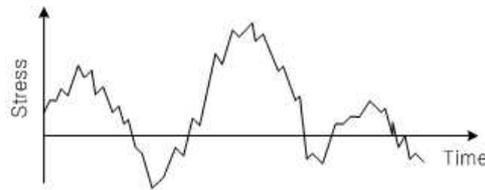
실제 구조물이나 실험실에서 시편에 작용하는 피로하중은 인장-압축, 굽힘 또는 비틀림의 단순하중 형태이거나 이런 하중들이 복합적으로 작용하는 복합하중 형태로 존재한다.^[7] 이렇게 주기적으로 작용하는 하중에 의해 발생하는 구조물 부재 내부의 응력은 그림 2.4와같이 시간에 따라 반응하게 된다.



(a) 일정진폭의 사인과 형



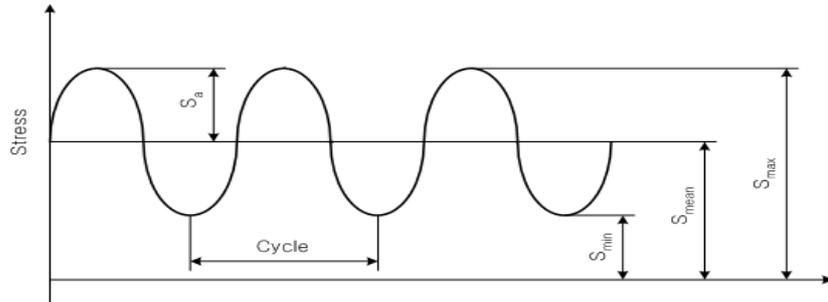
(b) 변동하중의 사인과 형



(c) 랜덤 하중

Fig 2.4 피로하중의 형태

이와 같이 주기적인 하중에 의하여 발생하는 응력 사이클은 다음 Fig.2.5와 같이 교번응력(Alternating stress)과 평균응력(Mean stress)을 중첩하여 얻을 수 있다.



S_{\max} = 최대응력 (Maximum stress),

S_{\min} = 최소응력 (Minimum stress)

S_a = 교번응력 (Alternating stress) = $(S_{\max} - S_{\min}) / 2$

S_m = 평균응력 (Mean stress) = $(S_{\max} + S_{\min}) / 2$

R = 응력비 (Stress ratio) = S_{\min} / S_{\max}

Fig. 2.5 주기적인 하중에 의해 발생하는 각종응력 범위

또한 응력 사이클은 발생응력의 사이클에 따라 다음의 4가지 형태로 구분할 수 있다.

1) 순수 교번응력 (Pure alternating stress cycle)

Fully reversed stress라고도 하며 양의 방향 최대응력과 음의 방향 최소응력이 같은 진폭을 갖는 응력 사이클이다. ($S_m = 0, R = -1$)

2) 교번 응력 사이클 (Alternating stress cycle)

양의 방향 최대응력과 음의 방향 최소응력이 존재하며 그 절대 값이 서로 다른 응력 사이클이다. ($0 < S_m < S_a$ or $-S_a < S_m < 0$)

3) 반복응력 사이클(Repeated stress cycle)

최대응력 또는 최소응력 값이 zero인 사이클($S_m = S_a, R = 0$ or ∞)

4) 변동 응력 사이클 (Fluctuating stress cycle)

최대응력과 최소응력이 같은 부호를 갖는 응력 사이클

($S_m > S_a, 0 < R < 1$: Tension, $1 < R < \infty$: Compression)

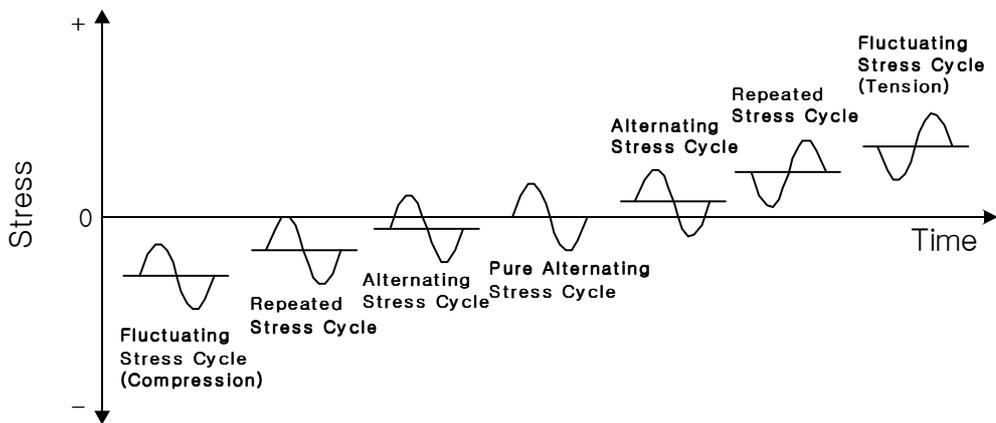


Fig. 2.6 발생형태에 따른 응력 싸이클의 분류

2.2.3 피로수명과 내구한도의 정의

재료의 기계적 특성 중에서 피로수명과 내구성을 나타내는 파라미터로 다음의 4가지 특성이 있다.

1) 피로한도 (또는 피로강도) (Fatigue limit, S_f)

주어진 평균응력 S_m 에 대하여 이론적으로 무한개의 반복하중이 작용하여도 파손이 발생하지 않는 최대 교변응력 값 S_a 를 나타내며 실험적

으로 탄소강의 경우 보통 10^7 Cycle 정도의 반복하중 수에 해당하는 값을 피로한도로 설정한다. 그러나 부식을 수반하는 탄소강이나 알루미늄 합금등과 같이 하중 사이클이 증가함에 따라 피로한도의 점근값이 나타나지 않고 지속적으로 감소하는 경우에는 다음의 내구한도(Endurance limit)로써 피로강도(Fatigue strength)를 정의한다.

2) 내구한도 (Endurance limit, S_d)

주어진 평균응력 S_m 에 대하여 N번의 반복하중이 작용할 때 50%의 파손을 가져오는 응력진폭 값(S_a)을 나타낸다. 이 값은 통계적 처리로 얻어질 수 있으며 구조물의 부재 특성에 따라 필요수명에 맞추어 실험적으로 결정하게 된다.

3) 내구비(Ratio of endurance, R_e)

재료의 기계적 특성을 비교하는 파라미터의 한가지로 내구한도와 인장강도의 비를 나타낸다. $R_e = S_d(N) / S_u$

4) 피로수명(또는 내구수명) (Fatigue life of endurance life)

주어진 응력 사이클 (S_m, S_a)에 대하여 해당 부재나 시편이 파손되는 응력 사이클 수 N_f 를 말하며 통계적으로 결정하게 된다.

2.3 피로해석 방법

피로파괴 현상을 규명하고 또 피로설계를 위해서는 다음의 이론 개념을 적립할 필요가 있다.

2.3.1 선형누적손상계수의 정의

구조물이나 기계부품의 예상 설계수명동안 가해진 변동응력에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하는 것을 선형누적손상계수(Cumulative damage factor, 이하 “ C_w ”라 한다)라 하고 다음 식(2.1)과 같이 쓸 수 있다.

$$C_w = \sum \frac{n_i}{N_i} \dots\dots\dots (2.1)$$

여기서, N_i 는 각각의 응력이 단독으로 부가되어 피로파괴가 발생했을 때까지의 사이클 수를 의미하며 S-N곡선에서 구한다. n_i 는 예상 설계수명 동안 각각의 응력이 부가된 사이클 수이다.

이 식은 통상 Miner-Palmgren의 가설이라고 알려져 있으며 피로파괴는 $C_w=1.0$ 이 되었을 때 발생한다고 가정하며 그 때까지 반복된 사이클 수를 피로균열의 발생수명으로 정의한다.[7]

2.4 피로균열발생수명에 영향을 미치는 요소

2.4.1 평균응력의 영향

구조물이나 기계부품은 운전 중에 일정한 정하중과 동하중을 받게 된다. 선박의 경우 적재화물 중량 및 자중에 의한 정하중이 평균적으로 부가되고 속력, 해상상태, 선체의 응답특성 등에 따라 동하중이 부가된다고 할 수 있다.

한편, 실험실에서 S-N 곡선을 작성하기 위해서 수행하는 피로시험은 시험의 편리와 정확성을 위해서 평균응력을 부가하지 않고 시험하는 경우가 일반적이다. 즉, C_w 의 계산에 이용되는 S-N Data는 해당 부위의 실제 평균응력 하에서 시험하여 얻은 값을 이용하는 것이 아니라 평균응력을 0으로 하여 얻은 피로시험Data를 이용하여 C_w 를 계산하므로 C_w 의 계산결과가 실제보다 적게 계산되어 위험쪽(Non-conservative)으로 평가 된다. 따라서 이러한 구조물의 피로균열 발생수명을 평가할 때 실험실에서 일정한 응력비 또는 평균응력으로 수행한 피로시험 결과를 기준으로 작성한 S-N곡선을 수정 없이 이용하면 실제 피로균열 발생수명을 위험 쪽(Non-conservative)으로 평가하는 결과를 가져오게 된다. 즉, 일정한 응력진폭범위(Stress range)를 부가하여 피로시험을 수행하더라도 응력비 (Stress ratio, R) 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 이것은 임의의 응력진폭범위에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 된다. 따라서 실험실에 일정한 응력비 또는 평균응력으로 행한 피로시험의 결과를 피로균열 발생수명의 평가에 이용하기 위해서는 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여야 한다. 이러한 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여 임의의 응력진폭(S_{ac})을 계산하기 위해 다음과 같은 여러 가지의 모델이 제안되어 있다.

1) Modified Goodman relation :

$$S_{ac} = S_{aN} \left(1 - \frac{S_m}{S_u} \right) \dots\dots\dots (2.2)$$

2) Gerber relation :

$$S_{ac} = S_{aN} \left[1 - \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (2.3)$$

3) Soderberg relation :

$$S_{ac} = S_{aN} \left(1 - \frac{S_m}{S_y} \right) \dots\dots\dots (2.4)$$

예를 들어 Fig.2.5와 같이 일정한 응력진폭범위를 부가하여 피로시험을 수행하더라도 응력비 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 즉, 임의의 응력진폭범위에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 된다. 또한, 평균응력 S_m 과 응력비 R 은 다음과 같다.

$$S_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \dots\dots\dots (2.6)$$

식(2.6)을 σ_{min} 에 대해 정리하여 식(2.5)에 대입하면 평균응력 S_m 과 응력비 R 의 관계는 식(2.7)와 같다는 것을 알 수 있다.

$$R = \frac{2 S_m}{\sigma_{max}} - 1 \dots\dots\dots (2.7)$$

2.4.2 응력 집중계수(K_t)의 영향

1) 용접부위의 용접형상에 따른 응력집중계수

열응력에 의한 용접부의 국부변형, 용접이음 어긋남, 용접 비이드의 높이 또는 용접의 결함으로 인하여 응력이 집중되며 이를 최소화하기 위하여 설계단계에서 용접형상, 허용 결함의 크기 및 범위를 정하고 실험 또는 규정된 방식에 따라 타당성을 검정하여 응력집중계수를 고려하여 설계하여야 한다.[8] 압축공기 저장탱크의 강판 맞대기 이음 용접부에 대한 응력 집중계수는 식(2.8)과 같다.

$$K_t = 1 + K_m + K_d \dots\dots\dots (2.8)$$

여기서, K_m 은 용접이음 어긋남에 의한 응력집중계수로서 식(2.9)와 같고 K_d 는 용접으로 인한 변형에 의한 응력집중계수로 식(2.10)과 같다.

$$K_m = \frac{6e}{t_2} [t_2^{1.5} / (t_1^{1.5} + t_2^{1.5})]$$

.....(2.9)

$$e = 0.5(t_1 - t_2) + \delta$$

.....(2.10)

δ 는 변형량으로 $\delta \leq 0.1 t_2$ 및 3mm 이하이며 t_1, t_2 는 두 용접 모재의 두께다.

$$K_d = \frac{6\delta}{t} \left(\frac{\tanh \frac{B}{2}}{B} \right) \dots\dots\dots (2.11)$$

여기서, h 는 용접 비드의 높이로 $0.2 t$ 이하 및 6mm 이하이고 B 는 식(2.12)과 같다.

$$B = \frac{L}{t} \sqrt{\frac{3 \sigma_A}{E}} \dots\dots\dots (2.12)$$

여기서, $L=1,000\text{mm}$, $\delta/t \leq 0.2$ 로 하고

σ_A : Mean tensile strength

t : 모재의 thickness

E : Modulus of elasticity

2.4.3 실린더의 응력해석

1) 내, 외압을 받는 실린더

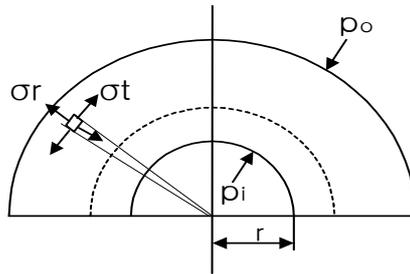


Fig. 2.7 실린더 내부 응력표시

Fig. 2.7에서 보는 바와 같이 두께 t 반지름 r 의 두꺼운 실린더가 외압 p_o 와 내압 p_i 를 받고 실린더의 반지름 방향에 σ_r 와 접선방향에 σ_t 의 응력을 발생시켰을 때의 힘의 균형상태를 고찰하면 다음 관계가 성립된다.[9]

$$\sigma_r r d\Phi + 2 \sigma_t dr \sin \frac{\Phi}{2} - \left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} \right) (r + dr) d\Phi = 0 \dots \dots \dots (2.13)$$

여기서 $\frac{\Phi}{2}$ 는 미소하므로 $\sin \frac{\Phi}{2} \approx \frac{\Phi}{2}$ 라 하고 미소항의 2승 이상도 극소하므로 무시해도 지장 없다.

따라서,

$$\sigma_r r d\phi + 2 \sigma_t dr \frac{d\phi}{2} - (\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr})(r + dr) d\phi = 0$$

$$\sigma_r r + \sigma_t dr - (r \sigma_r + rd\sigma_r + \sigma_r dr + d\sigma_r dr) = 0$$

$d\sigma_r, dr$ 는 무시할 수 있으며,

$$\sigma_t dr - \sigma_r dr - rd\sigma_r = 0$$

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \dots\dots\dots(2.14)$$

u 를 반지름 r 의 표면 Radial displacement라 하면, 반지름 $r + dr$ 에서는

$u + \frac{du}{dr} dr$ 가 된다. 따라서 반지름 방향의 변형률은 다음 식과 같이

된다.

$$\varepsilon_r = \frac{\frac{du}{dr} dr}{dr} = \frac{du}{dr} \dots\dots\dots (2.15)$$

접선방향의 변형률은 다음 식과 같이 된다.

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(r+u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r} \dots\dots\dots(2.16)$$

따라서 $\varepsilon_r, \varepsilon_t$ 상태에 있어서 각각의 응력은

$$\sigma_r = \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_r - \nu \varepsilon_t) = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \dots \dots \dots (2.17)$$

또는,

$$\sigma_r = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\frac{du}{dr} + \frac{1}{m} \frac{u}{r} \right) \dots \dots \dots (2.17)'$$

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_t - \nu \varepsilon_r) = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\frac{u}{r} + \frac{1}{m} \frac{du}{dr} \right) \\ &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right) \dots \dots \dots (2.18) \end{aligned}$$

단, ν 는 포와송의 비라한다.

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{d^2 u}{dr^2} + \nu \frac{du}{dr} \frac{r-u}{r^2} \right)$$

$$= \frac{E}{(1 - v^2)} \left(\frac{d^2 u}{dr^2} - \frac{v}{r} \frac{du}{dr} - v \frac{u}{r^2} \right) \dots\dots\dots(2.19)$$

식 (2.17), (2.18), (2.19)을 식 (2.14)에 대입하면,

$$\sigma_{\theta} - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \text{에 있어서,}$$

$$\frac{u}{r} + v \frac{du}{dr} - \frac{du}{dr} - v \frac{u}{r} - r \frac{d^2 u}{dr^2} - v \frac{du}{dr} + v \frac{u}{r} = 0$$

$$\therefore \frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \dots\dots\dots (2.20)$$

위 식을 변형하여 적분하면,

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{d}{dr} \left(\frac{u}{r} \right) = 0$$

$$\therefore \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} = C \quad \text{또는,} \quad r \frac{du}{dr} + u = Cr \dots\dots\dots (2.21)$$

즉, $\frac{d(ru)}{dr} = Cr$ 적분한 결과를 $ru = \frac{C}{2} r^2 + C_2, \frac{C}{2} = C_1$ 라 하면,

$$u = C_1 r + C_2 \frac{1}{r}$$

$$\frac{dr}{du} = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \dots\dots\dots (2.22)$$

(2.22)을 식(2.17) 및 식(2.18)에 대입하면,

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1 - \frac{C_2}{r^2} + \nu \left(C_1 + \frac{C_2}{r^2} \right) \right] \\ &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[\alpha(1+\nu) - C_2 \frac{1-\nu}{r^2} \right] \dots\dots\dots (2.23) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1 + \frac{C_2}{r^2} + \nu \left(C_1 - \frac{C_2}{r^2} \right) \right] \\ &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[\alpha(1+\nu) - C_2 \frac{1-\nu}{r^2} \right] \dots\dots\dots (2.24) \end{aligned}$$

실린더는 내압 p_i , 외압 p_o 를 받고 있으므로, $r = r_1$ 에서 $\sigma_r = -p_i$,
 $r = r_2$ 에서 $\sigma_r = -p_o$, σ_r 는 인장을 양, p_i, p_o 는 압축을 양
 즉, 경계 조건은,

$$(\sigma_v)_{v=v_2} = -p_0, \quad (\sigma_v)_{v=v_1} = -p_i$$

$$\therefore \frac{E}{1-v^2} \left[C_1(1+v) - C_2 \frac{1-v}{v_2^2} \right] = -p_0 \dots\dots\dots(2.25)$$

$$\frac{E}{1-v^2} \left[C_1(1+v) - C_2 \frac{1-v}{v_1^2} \right] = -p_i \dots\dots\dots(2.26)$$

식(2.25) - 식(2.26)를 하면,

$$C_1(1+v) - C_2 \frac{1-v}{v_1^2} = \frac{-p_0(1-v^2)}{E}$$

$$C_1(1+v) - C_2 \frac{1-v}{v_2^2} = \frac{-p_i(1-v^2)}{E}$$

$$\begin{aligned} C_2 \left(\frac{1-v}{v_1^2} - \frac{1-v}{v_2^2} \right) &= C_2 \frac{(1-v)(v_1^2 - v_2^2)}{v_1^2 v_2^2} \\ &= \frac{1-v^2}{E} (p_i - p_0) \dots\dots\dots (2.27) \end{aligned}$$

$$\therefore C_2 = \frac{1+v}{E} \cdot \frac{v_1^2 v_2^2 (p_i - p_0)}{v_2^2 - v_1^2} \dots\dots\dots (2.28)$$

따라서,

$$C_1 = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{\gamma_1^2 p_i - \gamma_2^2 p_0}{\gamma_2^2 - \gamma_1^2} \dots\dots\dots (2.29)$$

이상과 같이 적분상수 C_1, C_2 가 구해진다. C_1, C_2 를 식(2.22)과 식(2.23)에 대입하면 r 의 위치에 있어서 σ_r, σ_t 가 구해진다.

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[\left\{ \frac{(1-\nu)}{E} \cdot \frac{(r_1^2 p_i - r_2^2 p_0)(1+\nu)}{r_2^2 r_1^2} \right\} - \left\{ \frac{(1+\nu)}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2^2 (p_i - p_0)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{(1-\nu)}{\gamma^2} \right\} \right]$$

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 p_i - r_2^2 p_0}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(p_i - p_0) r_2^2 r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \dots\dots\dots (2.30)$$

$$\sigma_t = \frac{r_1^2 p_i - r_2^2 p_0}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(p_i - p_0) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \dots\dots\dots (2.31)$$

$u = C_1 r + C_2 \frac{1}{r}$ 에 C_1, C_2 를 대입하면 변위 u 는,

$$u = \frac{(1-\nu)(r_1^2 p_i - r_2^2 p_0)}{E(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{(1+\nu)(p_i - p_0)r_1^2 r_2^2}{Er(r_2^2 - r_1^2)} \dots\dots\dots$$

(2.32)

또는,

$$u = \frac{(m-1)(r_1^2 p_i - r_2^2 p_0)}{mE(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{(m+1)(p_i - p_0)r_1^2 r_2^2}{mEr(r_2^2 - r_1^2)} \dots\dots\dots (2.33)$$

다음에 r 의 위치의 최대전단응력 τ_1 는,

$$\tau_1 = \frac{1}{2}(\sigma_t - \sigma_r) = \frac{r_1^2 r_2^2 (p_i - p_0)}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \dots\dots\dots (2.34)$$

식(2.24), 식(2.31) 및 식(2.33)들은 모두 $r = r_1$ 의 내벽에서 최대로 된다. 각각의 최대치를 $(\sigma_r)_{max}$, $(\sigma_t)_{max}$, $(\tau_1)_{max}$ 라 하면, 그 값들은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned}
(\sigma_r)_{max} &= (\sigma_r)_{r=r_1} = \frac{\rho_i r_1^2 - \rho_0 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(\rho_i - \rho_0) r_2^2 r_1^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\
&= \frac{r_1^2 (\rho_i r_1^2 - \rho_0 r_2^2) - (\rho_i - \rho_0) r_2^2 r_1^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\
&= \frac{\rho_i r_1^4 - \rho_0 r_1^2 r_2^2 - \rho_i r_1^2 r_2^2 + \rho_0 r_1^2 r_2^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\
&= \frac{\rho_i r_1^2 (r_1^2 - r_2^2)}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} = \rho_i \dots\dots\dots (2.35)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(\sigma_i)_{max} &= (\sigma_i)_{r=r_1} = \frac{r_1^2 \rho_i - r_2^2 \rho_0}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(\rho_i - \rho_0) r_1^2 r_2^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\
&= \frac{(r_1^2 \rho_i - r_2^2 \rho_0) r_1^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} + \frac{(\rho_i - \rho_0) r_1^2 r_2^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\
&= \frac{r_1^4 \rho_i - \rho_0 r_1^2 r_2^2 + \rho_i r_1^2 r_2^2 - \rho_0 r_1^2 r_2^2}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\
&= \frac{\rho_i r_1^2 - \rho_0 r_2^2 + \rho_i r_2^2 - \rho_0 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \\
&= \frac{\rho_i (r_1^2 + r_2^2) - 2 \rho_0 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \dots\dots\dots (2.36)
\end{aligned}$$

$$(\tau_1)_{max} = \frac{1}{2} (\sigma_i - \sigma_r) = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\rho_0 (r_1^2 + r_2^2) - 2 \rho_0 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - (-\rho_i) \right\}$$

$$= \frac{r_1^2 r_2^2 (p_i - p_0)}{r_1^2 (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{r_2^2 (p_i - p_0)}{r_2^2 - r_1^2} \dots\dots\dots (2.37)$$

2) 내압만을 받는 실린더에 생기는 응력

외압 $p_0=0$ 이므로 내압 $p_i=p$ 만을 받는 경우는 절선방향응력 σ_r 는
 식(2.30)에서

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{r_1^2 p_i}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{p_i r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{p_i r_1^2 r^2 - p_i r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\ &= \frac{p_i (r^2 - r_2^2) r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} = - \frac{p_i (r_2^2 - r^2) r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\ &= - \frac{p_i r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r^2} = - \frac{p_i r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} - \frac{r^2}{r^2} \right) \\ &= - \frac{p_i r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) = - \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) \\ &= \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \dots\dots\dots (2.38) \end{aligned}$$

마찬가지로,

$$\sigma_r = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(-\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right) \dots\dots\dots (2.39)$$

$$\tau_{\theta} = \frac{p r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \dots\dots\dots (2.40)$$

이 된다.

상기 식에서 σ_r 은 압축응력이고 $r = r_1$ 에서 최대가 되며 $r = r_2$ 에서 0으로 된다. σ_{θ} 는 인장응력이고 $r = r_1$ 에서 최대가 되며 r_2 의 증가에 내압 p_i 에 가까워지고 $r = r_2$ 에서 최소로 된다.

한편, 변위 u 는 다음 식과 같이 된다.

$$u = \frac{r_1^2 p}{mE(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ (m-1)r + (m+1)\frac{r_2^2}{r} \right\} \dots\dots\dots(2.41)$$

내벽의 반경방향의 변위를 u_r 라 하면 $r = r_1$ 으로 되고 u_r 은 다음 식과 같이 된다.

$$u_r = \frac{r_1 p}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{1}{m} \right) \dots\dots\dots (2.42)$$

3) 외압만을 받는 실린더의 응력

내압 $p_i=0$ 이고 p_0 만을 받을 때의 σ_r 는 식(18)에서 $p_i=0$ 으로 놓고 $p_0=p$ 로 하여 정리하면 다음 식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{r_2^2 p_0}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{p_0 r_2^2 r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \\ &= -\frac{r^2 r_2^2 p_0 + p_0 r_2^2 r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} = -\frac{p r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2}\right) \\ \sigma_t &= -\frac{p r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2}\right) \\ \tau_{12} &= \frac{p r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \dots\dots\dots (2.43) \end{aligned}$$

상기 식에서 σ_r, σ_t 는 모두 압축응력이고 σ_r 은 $r=r_2$ 의 외벽에서 최대가 되고 $r=r_1$ 에서 0으로 된다.

σ_t 는 $r=r_1$ 의 내벽에서 최대가 되고 $r=r_2$ 의 곳에서 최소가 된다. 전단응력은 $r=r_1$ 의 내벽에서 최대가 된다.

한편 변위 u 는 다음 식과 같이 되고

$$u = - \frac{r_2^2 p}{mE(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ (m-1)r + (m+1)\frac{r_1^2}{r} \right\} \dots\dots\dots (2.44)$$

바깥지름의 반지름 방향의 변위를 u_i 라고 하면 $r = r_2$ 로 되고 u_i 는 다음 식과 같이 된다.

$$u_i = - \frac{p r_2}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{m} \right) \dots\dots\dots (2.45)$$

4) 내외 실린더의 재질이 다른 2중벽 실린더

내외 실린더의 재질이 다른 2중벽 두꺼운 실린더는 사용 압력이 매우 높거나 또는 재료를 유효하게 사용할 목적으로 제작된다. 이때 외통 실린더는 내통실린더의 내압으로부터 높은 인장응력을 받게 된다.

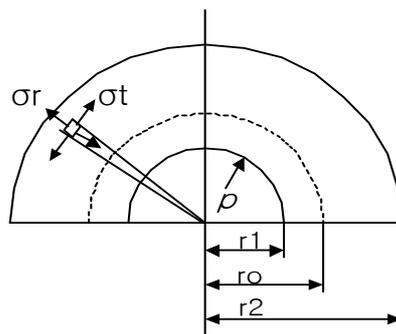


Fig. 2.8 2중벽 실린더의 응력표시

Fig 2.8에서 1중 실린더의 경우 중심 O에서 r_1, r_0, r_2 위치에서 σ_r, σ_t 는 다음 식과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 (\sigma_r)_{r=r_0} &= \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_2} \right) = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r_0} \right) \\
 &= -p - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{r_1^2 - r_0^2}{r_0^2} \\
 &= -p - \frac{r_1^2(r_2^2 - r_0^2)}{r_0^2(r_2^2 - r_1^2)} \dots\dots\dots (2.46)
 \end{aligned}$$

$$(\sigma_r)_{r=r_2} = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_2} \right) = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_2} \right) = 0 \dots\dots (2.47)$$

$$\begin{aligned}
 (\sigma_r)_{r=r_1} &= \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_2} \right) = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1} \right) \\
 &= \frac{pr_1^2(r_2^2 - r_1^2)}{(r_2^2 - r_1^2)r_1} = -p \dots\dots\dots (2.48)
 \end{aligned}$$

$$(\sigma_t)_{r=r_0} = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_2} \right) = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{r_0^2 + r_2^2}{r_0^2}$$

$$= p \frac{r_1^2}{r_0^2} \cdot \frac{r_0^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \dots\dots\dots (2.49)$$

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_{r=r_1} &= \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \\ &= \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2} \\ &= p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \dots\dots\dots (2.50) \end{aligned}$$

$$(\sigma_r)_{r=r_2} = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_2^2} \right) = \frac{2 p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \dots\dots(2.51)$$

상기 그림에서 단일 벽 실린더의 임의의 반경 r_0 는 이중벽 실린더의 접합면으로 간주할 수 있다. 따라서 이중벽 실린더의 접합면에서 수축압력으로부터 발생하는 응력은 Fig.2.9 및 Fig.3.0과 같이 나타낼 수 있고 합성응력은 다음 식과 같이 된다.

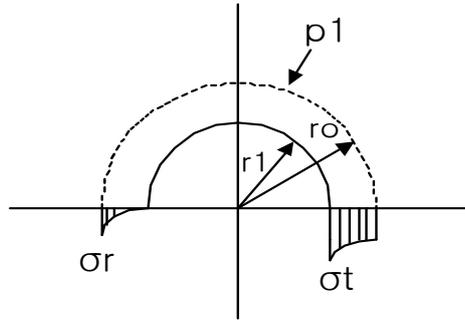


Fig. 2.9 내측 실린더 응력

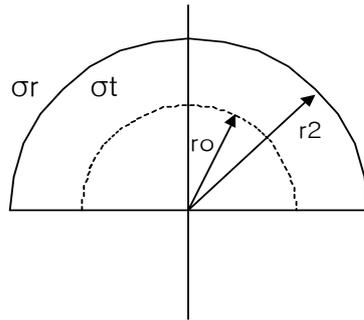


Fig. 3.0 외측 실린더 응력

즉, 내측실린더의 응력은 다음 식과 같이 되며,

$$\sigma_t = - \frac{p_1 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \dots\dots\dots (2.53)$$

$$\sigma_r = - \frac{p_1 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \dots\dots\dots (2.54)$$

외측실린더의 응력은 다음 식과 같이 된다.

$$\sigma_{t'} = \frac{p_1 r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \dots\dots\dots (2.55)$$

$$\sigma_{t'} = \frac{p_1 r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \dots\dots\dots (2.56)$$

따라서 내측실린더의 응력분포는 다음 식과 같이 된다.

$$(\sigma_r)_{r=r_1} = 0 \dots\dots\dots (2.57)$$

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_{r=r_0} &= \frac{p_1 \gamma_0^2}{\gamma_2^2 - \gamma_1^2} \left(1 - \frac{\gamma_1^2}{\gamma_0^2} \right) \\ &= - \frac{p_1 (\gamma_0^2 - \gamma_1^2) \gamma_0^2}{(\gamma_2^2 - \gamma_1^2) \gamma_0^2} = - p_1 \dots\dots\dots (2.58) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\sigma_\rho)_{r=r_1} &= - \frac{p_1 \gamma_0^2}{\gamma_0^2 - \gamma_1^2} \left(1 + \frac{\gamma_1^2}{\gamma_0^2} \right) \\ &= - \frac{2 p_1 \gamma_0^2}{\gamma_0^2 - \gamma_1^2} \dots\dots\dots (2.59) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(\sigma_l)_{r=r_0} &= -\frac{p_1 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r_0^2} \right) \\
&= -\frac{p_1 (r_0^2 + r_1^2)}{r_0^2 - r_1^2} \dots\dots\dots (2.60)
\end{aligned}$$

또, 외측실린더의 응력분포는 다음 식과 같이 된다.

$$(\sigma_r)_{r=r_2} = \frac{p_1 r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_2^2} \right) = 0 \dots\dots\dots (2.61)$$

$$\begin{aligned}
(\sigma_r)_{r=r_0} &= -\frac{p_1 r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_0^2} \right) \\
&= -\frac{p_1 (r_0^2 - r_2^2)}{r_2^2 - r_0^2} = -p \dots\dots\dots (2.62)
\end{aligned}$$

한편, 접선방향의 응력은 다음 식과 같이 된다.

$$(\sigma_t)_{r=r_2} = \frac{p_1 r_0}{r_2^2 - r_0^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_2^2} \right) = \frac{2 p_1 r_0}{r_2^2 - r_0^2} \dots\dots\dots (2.63)$$

$$(\sigma_t)_{r=r_0} = \frac{p_1 r_0}{r_2^2 - r_0^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r_0^2} \right) = p_1 \frac{r_2^2 + r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} \dots\dots (2.64)$$

이상을 정리하면 2중벽 실린더의 내측경계에서 내측 부분의 응력은 다음 식과 같이 되고

$$\sigma_t = p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2 p_1 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \dots\dots\dots (2.65)$$

$$\sigma_r = -p \dots\dots\dots (2.66)$$

내측 경계에서 바깥쪽 부분의 응력은 다음 식과 같이 된다.

$$\sigma_t' = p \frac{r_1^2 (r_2^2 + r_0^2)}{r_0^2 (r_2^2 - r_1^2)} + p_1 \frac{r_2^2 + r_0^2}{r_2^2 + r_0^2} \dots\dots\dots (2.67)$$

$$\sigma_t' = -p \frac{r_1^2 (r_2^2 - r_0^2)}{r_0^2 (r_2^2 - r_1^2)} - p_1$$

3. 압축공기 탱크의 피로파괴 안전성 평가

3.1 평가모델

본 연구에서는 한국 해양대학교 실습선인 한나라호의 주 압축공기탱크를 피로파괴 평가 모델로 채택하였다.

한나라호의 기관실에는 2기의 주 압축공기 탱크와 3대의 공기압축기가 설치되어 있다. 공기압축기는 탱크 내의 압력이 25 bar에 도달하면 자동으로 기동되어 공기를 충전시키며 탱크 내의 압력이 28 bar에 이르면 자동으로 정지된다.

Fig. 3.1은 평가모델의 형상을 나타 낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 동체의 길이 방향의 용접선(WL-L)과 원주방향의 용접선(WL-C)을 가진 용접구조의 원통형 동체와 접시형 경판으로 되어 있다. 탱크의 내경, 높이 및 용량은 각각 902 mm, 2,000 mm, 1100 L이며 동체와 경판은 두께 14 mm의 압력용기용 강판인 SPPV 235를 사용하여 용접구조로 제작되었다. 또 이 탱크는 1993년 국내 조선기자재업체에서 제작된 후 현재까지 운전 휴지 기간이 거의 없는 운전조건에서 무사고로 운전되고 있다.

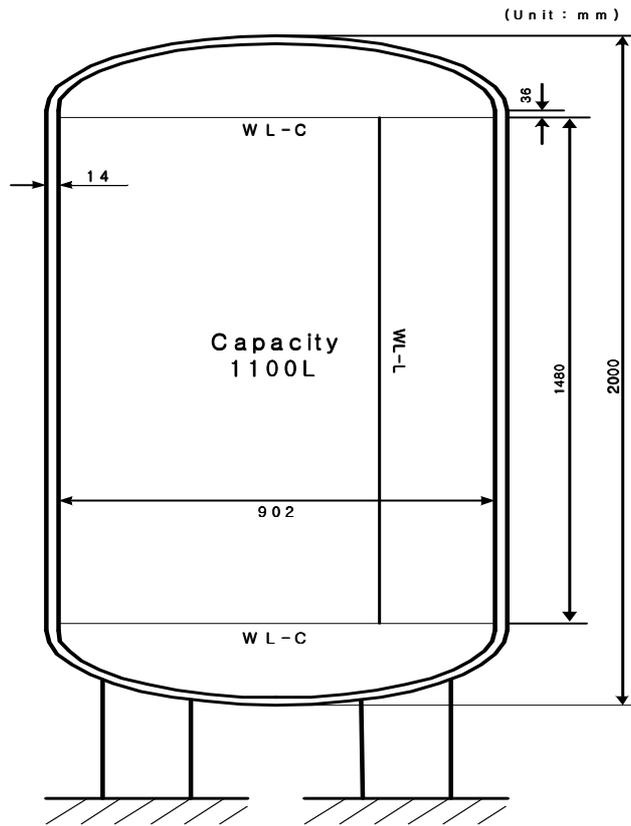


Fig. 3.1 한나라호 압축공기 탱크

3.2 재료의 화학적, 기계적 성질

본 연구의 평가모델인 한나라호의 압축공기 탱크의 강판 재료인 SPPV 235는 지난 수 십 년 동안 육·해상에서 압축공기 탱크용 재료로 사용되고 있는 것으로 여러 국내외 규격에 등재되어 있다.

Table 3.1은 한국 산업규격에서 등재된 규정한 화학성분, 기계적 성질을 나타 낸 것이다.[10]

Table 3.1 강판재료 SPPV 235의 화학성분

종류의 기호	화학성분 %				
	C	Si	Mn	P	S
SPPV 235	0.18이하*	0.15~0.35	1.40이하	0.030이하	0.030이하
*두께 100mm이하인 경우					

Table 3.2 강판재료 SPPV 235의 기계적 성질

종류 기호	인 장 시 험			굽 힙시험	
	항복점 또는 항복강도 N/ mm^2	인장강도 N/ mm^2	연신율 %	굽힘 각도	시험편
SPPV 235	235이상*1	400~510	17이상 21이상	180°	압연방향에 직각
*1 : 강판의 두께 6 mm이상 50 mm이하인 경우					
*2 : 강판의 두께 16 mm이하인 경우					
*3 : 강판의 두께 16 mm초과 40 mm이하인 경우					

3.3 변동응력의 사이클 수 평가

기계부품이나 구조물의 설계단계에 있어서 피로균열의 발생수명을 예측하는 것은 설계수명의 확보, 생산공정의 경제성 확보, 정기적인 검사 또는 점검 주기의 결정 등의 측면에서 중요하다.

이를 위하여 설계단계에서는 예상 설계수명 동안 부가되는 하중에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하여 선형누적손상계수를 계산하고 이 값에 일정한 안전율을 고려하는 기법을 사용할 수 있다.

상기 기법을 이용하여 선박용 압축공기 탱크에 대한 피로균열 발생수명을 예측하기 위해서는 예상 설계수명동안의 응력스펙트럼과 반복사이클 수를 정확하게 파악할 필요가 있다.

오늘날 선박용 압축공기 탱크에 대한 예상 설계수명동안의 응력스펙트럼은 상용화된 컴퓨터 프로그램의 이용 또는 실측 등을 통하여 실제 조건에 가까운 응력을 구할 수 있다.

그러나 선박의 예상 설계수명 동안 압축공기 탱크에 부가되는 변동응력의 사이클 수에 대한 자료는 쉽게 구할 수도 없고 실제 이에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 한국해양대학교 실습선인 한나라호의 2004년도 상반기 원양실습 기간 중 공기압축기 자동 기동 및 자동 정지 회수를 조사하고 그 결과의 통계적 처리를 통하여 Table 3.3-3.4와 같이 정리하였다.

이 표에 의하면 한나라호의 공기압축기는 항해기간 23일 동안 총 364회 자동 운전되었고, 4 시간당 평균 2.82회 운전되었다는 것을 알 수 있다. 또 이 항해기간 동안 한나라호의 공기압축기는 탱크 압력이 25 Bar일 때 자동 기동하여 탱크 압력이 28 Bar일 때 자동으로 정지되는 시스템을 적용하고 있었다.

그러므로 평가모델인 한나라호의 압축공기 탱크의 벽에는 내압 25

Bar에 의한 평균응력과 내압 25 Bar와 28 Bar의 차압에 상당하는 교번 응력(Alternating stress)이 4시간당 평균 2.82회 발생하였다고 할 수 있다.

따라서 한나라호의 공기압축기가 25 Bar에서 자동 기동하여 28 Bar에서 자동 정지되는 조건으로 운전되는 경우, 20년 동안 압축공기 탱크에 발생하는 변동응력의 사이클 수는 95% 신뢰한도에서 약 1.28×10^5 회라고 추정할 수 있다.

Table 3.3 공기압축기 운전회수(1)

항해 중 공기압축기 운전기록 (5월)												
	부산 - 대만				대만 - 태국				태국 - 필리핀			
	10일	11일	12일	13일	17일	18일	19일	20일	25일	26일	27일	28일
0000-0400		3	2	2	3	2	3	3	3	2	2	3
0400-0800		2	2	2	3	3	3	2	3	3	3	3
0800-1200		3	3	3	4	3	4	4	4	3	2	4
1200-1600	2	3	3	3	3	3	4	3	4	3	3	3
1600-2000	4	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
2000-2400	3	2	3	3	2	3	2	3	3	3	2	2
총운전수	9	15	16	16	18	17	19	18	20	17	15	18

Table 3.4 공기압축기 운전회수(2) 및 운전 기록의 통계

항해 중 Compressor 운전기록 (6월)											
	필리핀 - 중국				중국 - 일본				일본 - 부산		
	1일	2일	3일	4일	10일	11일	12일	13일	16일	17일	18일
0000-0400	3	3	2	2	3	2	3	3		2	3
0400-0800	2	2	2	3	3	3	3	2		3	3
0800-1200	3	3	3	3	3	3	2	3		2	2
1200-1600	3	3	3	3	2	4	4	3	4	3	
1600-2000	4	2	3	3	3	3	3	2	3	3	
2000-2400	3	2	3	3	2	3	2	3	3	1	
총운전수	18	15	16	17	16	18	17	16	10	15	8
* 공기압축기 운전 기록의 통계<4시간 기준> - 평균 : 2.821705회 - 표준 오차 : 0.050971 - 표준 편차 : 0.578922 - 분산 : 0.33515 - 관측수 : 129											

3.4 변동응력의 해석

3.4.1 이론해에 의한 변동응력

2장에서 기술한 바와 같이 내압을 받는 원통형 압력용기의 벽에 발생하는 길이 방향의 응력은 식(3.1)과 같이 쓸 수 있으며 이 응력은 원주방향의 응력에 비하여 2배의 값을 갖게 된다.

$$\sigma = \frac{P d}{2 t} \dots\dots\dots (3.1)$$

여기서 P는 내압, d는 내경, t는 동체의 두께이다.

한나라 압축공기 탱크의 내경은 902 mm, 두께는 14 mm로서 25 Bar에서 28 Bar로 변하는 내압에 의해서 탱크에 발생하는 응력을 식(3.1)에 따라 구하면 다음과 같다.

$$\sigma_{\max} = \frac{2.74 \times 902}{2 \times 14} = 88.267 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{2.45 \times 902}{2 \times 14} = 78.925 \text{ MPa}$$

위의 결과에 의해 평균응력(σ_{mean}), 응력진폭(σ_a), 응력비(R)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{88.267 + 78.925}{2} = 83.596 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{88.267 - 78.925}{2} = 4.671 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{S_{\text{mean}} - \sigma_a}{S_{\text{mean}} + \sigma_a} = 0.89$$

3.4.2 용접부의 응력집중계수

전술한 바와 같이 용접구조의 원통형 압력용기는 동판과 경판과의 용접부, 두께가 다른 동판끼리의 용접부, 관 부착품의 필렛 용접부 등은 용접부의 국부변형, 용접이음 어긋남, 용접 비이드의 높이 또는 용접의 결함으로 인하여 응력이 집중된다.

본 연구에서는 한나라호 압축공기 탱크에서 가장 큰 응력집중이 유발되는 용접부에 대한 유한요소해석을 통하여 응력집중계수를 구하였다. 유한요소해석을 위한 용접부의 모델링은 한나라호 압축공기 탱크의 실제 용접부 형상을 실리콘으로 본을 뜨고 이것을 스캐닝하여 그 치수를 구하여 완성하였다. 또 유한요소해석은 2차원 4절점 Plane82 요소를 사용하였고 요소(Element) 수는 최소화하여 191개로 하였다.

Fig. 3.2은 본 연구의 평가모델인 압축공기 탱크의 길이방향의 용접부에 대한 유한요소해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 이 용접부에 대하여 1 MPa를 부과하는 경우 용접 토우(Toe)에는 대략 1.773 MPa의 응력이 발생하는 것을 알 수 있다. 따라서 한나라호 압축공기 탱크 용접부의 응력집중계수는 1.773정도라고 할 수 있다.

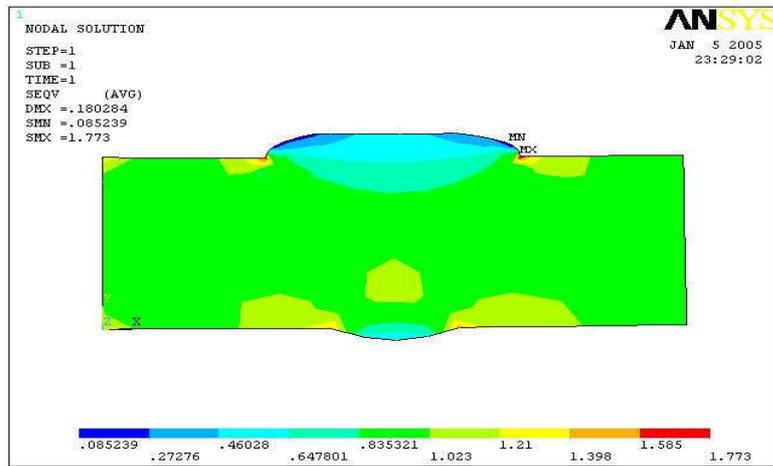


Fig. 3.2 용접부에 대한 유한요소 해석결과

3.5 압력용기용 강판의 피로강도

3.5.1 P-S-N곡선

재료의 피로강도를 표현하는 데에 통상적으로 사용되는 S-N곡선은 시험응력과 파단 사이클 수와의 평균적 관계를 표시하는 것으로 파손확률 50%에 대응하는 곡선이고 P-S-N곡선은 S-N곡선을 임의의 파손확률에 대하여 그린 것이다.

P-S-N곡선을 그리기 위해서는 먼저 파손확률 50%에 대응하는 통상의 S-N곡선을 구하고 실험점의 산포경향으로부터 시험응력과 파단사이클 수의 함수로서 피로강도의 분포 특히 응력의 함수로서 수명의 분포를 추정하고 그 결과를 기준으로 예상 파손확률 P를 파라메타로 한 곡선을 그리는 것이다.

피로시험의 결과를 응력진폭(S_a), 파단 사이클 수(N_f), 파손확률로 구성된 P-S-N곡선을 양대수 좌표에서 표시하는 경우 이 곡선의 경사부는 다음 식(3.2) 및 식(3.3)과 같이 쓸 수 있다. 여기서 식(3.2)는 파손확률 50%, 식(3.3)은 파손확률 10%에 각각 상당한다.

$$\text{Log } N_i = \alpha + \beta \text{Log}(S_{a(i)}) \dots\dots\dots (3.2)$$

$$\text{Log } N_i = \alpha + \beta \text{Log}(S_{a(i)}) - 1.28 \hat{\sigma}(\text{Log } N_i) \dots\dots\dots (3.3)$$

여기서 $\alpha = \overline{\text{Log } N} - \beta \overline{\text{Log}(S_a)}$

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n \{ \overline{\text{Log}(S_{a(i)})} - \overline{\text{Log}(S_a)} \} \{ \text{Log}(N_i) - \overline{\text{Log}N} \}}{\sum_{i=1}^n \{ \overline{\text{Log}(S_{a(i)})} - \overline{\text{Log}(S_a)} \}^2}$$

$$\overline{\text{Log}N} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Log}(N_i)$$

$$\sigma(\text{Log} N_i) = \left[\frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n \{ \text{Log}(N_i) - (\alpha + \beta \overline{\text{Log}(S_{a(i)})}) \}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

이다.

Fig. 3.3은 본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크의 재료로 사용된 압력용기용 강판(SPPV235)에 대한 피로시험의 결과를 편대수 좌표 상에 나타낸 것이다. 이 피로시험 결과는 일본재료과학협회가 압력 용기용 강판(SPPV235) 재료에서 채취된 응력집중계수 1.0 및 1.99의 피로시험편을 사용하여 응력비 $R=-1$ 의 조건으로 공기 중에서 50~60 Hz의 반복하중을 부가하여 구한 것이다.

그림에서 실선과 점선은 피로시험 결과를 식(3.2)와 식(3.3)에 대입하여 구한 것으로 각각 파손확률 50%와 파손확률 10%를 나타낸 것이다.

이 그림을 통하여 임의의 응력 진폭에서 응력집중계수가 피로강도에 미치는 영향을 알 수 있다. 한나라호 압축공기 탱크의 재료인 압력용기용 강판(SPPV235)의 경우 파손확률 10%의 10^6 회의 반복 사이클에서 응력집중계수가 1.99인 경우 응력진폭은 140 MPa이고 응력집중계수가 1.0일 때의 응력진폭은 240 MPa 정도임을 알 수 있다. 따라서 응력집중계수가 1.99인 경우 피로강도는 응력집중계수가 1일 때에 비해서 약 1.7배 감소된다고 할 수 있다.

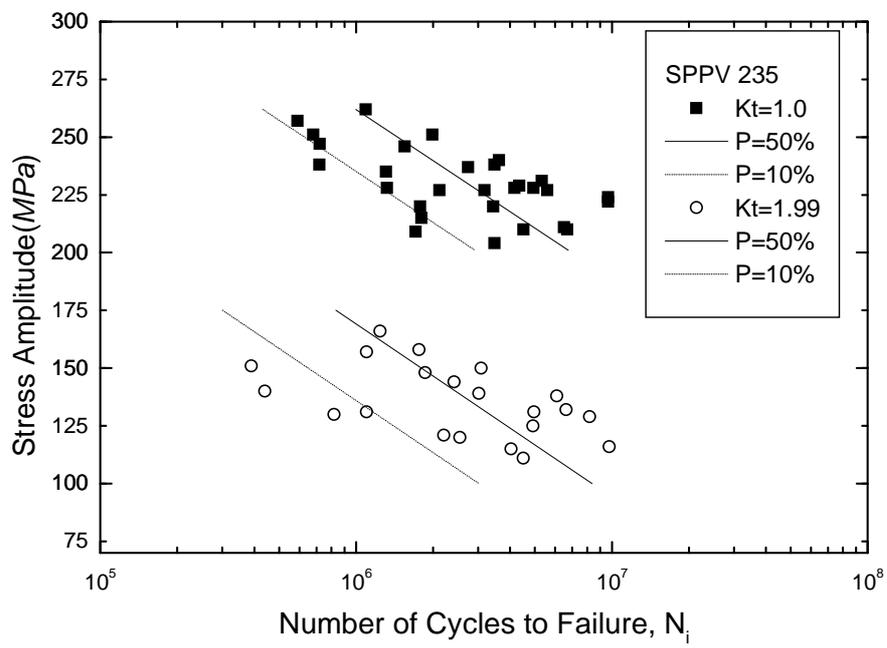


Fig. 3.3 압력용기 재료 [SPPV235]에 대한 P-S-N곡선

3.5.2 응력집중의 영향을 고려한 P-S-N 곡선의 수정

일반적으로 용접구조의 원통형 압력용기는 동판과 경판과의 용접부, 두께가 다른 동판끼리의 용접부, 관 부착품의 필렛 용접부 등은 용접부의 국부변형, 용접이음 어긋남, 용접 비이드의 높이 또는 용접의 결함으로 인하여 응력이 집중된다. 설계단계에서 이를 최소화하기 위하여 용접형상, 허용 결함의 크기 및 범위를 정하고 실험 또는 규정된 방식에 따라 타당성을 검토하여 응력집중계수를 고려하여 설계하여야 한다.

본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크의 용접부에 대한 응력집중계수는 3.4.2에서 전술한 유한요소해석 결과를 통하여 알 수 있다. 이 용접부에 1 MPa 에 상당하는 하중을 부과한 경우 용접 토우(Toe)에는 대략 1.773 MPa 의 응력이 발생하므로 한나라호 압축공기 탱크 용접부의 응력집중계수는 대략 1.773정도라고 할 수 있다. 이 응력집중계수는 전술한 일본재료과학협회가 압력용기용 강판(SPPV235)의 피로시험에서 사용한 피로시험편의 응력집중계수 1.99와 비슷한 값이다. 이것은 일본재료과학협회가 압력용기의 용접부에 대한 유한요소해석 또는 응력 실측계측 등을 수행하고 그 결과를 기준으로 응력집중계수 1.99의 피로시험편을 채택한 것으로 추측할 수 있다.

실제 압축공기 탱크를 포함한 압력용기의 용접부는 보편화된 규정의 요건에 따라 설계되고 또 용접부에 대한 육안검사 및 방사선 검사가 수반되는 경우가 대부분이므로 용접공정에 대한 품질관리가 이루어지는 경우 용접부의 형상은 거의 비슷하다고 할 수 있고 따라서 응력집중계수도 1.99를 전후한 값으로 간주할 수 있다.

전술한 Fig. 3.3의 P-S-N곡선을 사용하여 본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크 용접부에 대한 선형누적손상계수를 계산하기 위하여 이 곡선을 일반화된 수식으로 표현하면 다음 식과 같다.

$$N_i = \alpha (S_a)^{\beta} \dots\dots\dots (3.4)$$

단, S_a 는 $R=-1$ 일 때 응력진폭이고 α, β 는 다음 Table 3.5와 같다.

Table 3.5 응력집중계수에 따른 상수 α, β

Kt	Probability of Failure	α	β
1	P = 50 %	2.7160×10^{23}	-7.2096
	P = 10 %	1.1753×10^{23}	-7.2096
1.99	P = 50 %	1.4884×10^{15}	-4.1248
	P = 10 %	5.3735×10^{14}	-4.1248

압축공기 탱크 용접부의 용접공정에 대한 품질관리가 이루어 지는 경우 용접부의 형상은 거의 비슷하다고 할 수 있고 따라서 응력집중계수도 대략 1.99에 간주할 수 있지만 보다 정량적으로 피로강도를 평가하기 위해서는 응력집중계수의 영향을 정량화할 필요가 있다.

응력집중계수가 1에서 1.99사이에 해당되는 경우에도 응력집중계수는 무한히 존재할 수 있으므로 그 때마다 α, β 값을 구하여 식(3.4)과 같이 일반식으로 표현하는 것은 매우 번거롭고 복잡한 작업이 된다.

본 연구에서는 응력집중계수(K_t)가 1일 경우의 α, β 값을 그대로 사용

하면서 응력집중계수가 변할 때 응력집중에 의한 피로강도 감소를 적절하게 보정할 수 있는 아래 식을 유도하였다.

$$N_i = a (S_a K_f)^{\beta} \dots\dots\dots (3.5)$$

단, S_a 는 $R=-1$ 일 때 응력진폭이고, K_f 는 응력집중(K_t)으로 인한 피로강도감도 계수로 $K_f=0.78 K_t + 0.22$ 이다.

3.5.3 응력비(평균응력)의 영향을 고려한 P-S-N 곡선의 수정

선박용 압축공기 탱크의 벽에는 충전용 압축공기의 자동 기동압력과 정지압력에 상당한 최소응력과 최대응력, 또 이 응력의 차이에 따른 평균응력이 반복적으로 발생한다는 것을 전술한 바 있다.

한편, 실험실에서 S-N 곡선을 작성하기 위해서 수행하는 피로시험은 시험의 편리와 정확성을 위해서 평균응력을 부가하지 않고 시험하는 경우가 일반적이고 또 본 연구에서 인용한 피로시험 결과도 평균응력이 없이 응력비 $R=-1$ 의 조건으로 시험한 값이다. 실제 평균응력을 0으로 하여 얻은 피로시험 결과를 사용하여 선형누적손상계수를 계산하면 그 값은 실제보다 적게 계산되어 위험쪽 (Non-conservative)의 평가가 된다.

그러므로 본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크의 용접부에 대한 선형누적손상계수를 계산할 때 사용하는 N_i 는 해당 용접부의 실제적인 평균응력의 조건으로 수행된 피로시험의 결과를 사용하여 평가되어야 한다. 그러나 실제 압축공기 탱크의 응력상태를 고려한 여러 응력비의 조건으로 피로시험을 수행하는 것을 현실적으로 어렵기 때문에 설계단계에

서는 평균응력을 0으로 하여 응력비 $R=-1$ 의 조건으로 구해진 피로시험 결과를 적절하게 수정하여 사용하는 것이 일반화되어 있다.

Elber 는 피로강도에 미치는 평균응력의 영향을 검토하기 위하여 응력비 R 의 개념을 도입하였다.[11] 그 논문에서 피로균열이 응력비 R 에 의해 재료가 받는 영향을 구체적으로 설명하기 위하여 고강도 알루미늄을 사용하여 피로균열전파시험을 행하였다. 이 시험의 결과로서 잘 알려진 피로균열 개폐현상(Fatigue crack closure phenomenon)이 밝혀졌고 모델화가 최초로 시도되었다.[12]

또 2장에서 진술한 수정 Goodman선도, Gerber식, Soderberg식, 일본조선연구회의 제안식도 이러한 응력비 R 또는 평균응력의 영향을 고려하여 임의의 응력진폭(S_a)을 계산하기 위한 모델이다.

진술한 바와 같이 본 연구의 대상인 선박용 압축공기 탱크는 그 응력비 R 이 0.89의 조건으로 반복하는 응력을 받는 조건으로 운전되는 것을 고려하여 이 탱크 용접부에 대한 선형누적손상계수를 계산하는 데에 사용하는 N_i 를 다음과 같이 수정하였다.

$$N_i = 1.153 \times 10^{23} (S_a K_f K_r)^{-7.02096} \dots\dots\dots (3.6)$$

단, S_a 는 $R=-1$ 일 때 응력진폭이고, K_f 는 응력집중(K_t)으로 인한 피로강도감도계수로 $K_f = 0.78 K_t + 0.22$ 이고, K_r 은 응력비 R 에 대한 보정계수로 $K_r = (1.3 - 0.7R)/(1 - R)$ 이다.

3.6 선형누적손상계수의 평가

본 연구의 대상인 한국해양대학교 실습선 한나라호의 압축공기 탱크 용접부에 대한 선형누적손상계수를 계산하는 데에 필요한 여러 인자에 대해서 전술한 결과를 잠정적으로 정리하면 다음과 같다.

1) 한나라호의 공기압축기가 25 Bar에서 자동 기동하여 28 Bar에서 자동 정지되는 조건으로 운전되는 경우, 20년 동안 압축공기 탱크에 발생하는 변동응력의 사이클 수는 95% 신뢰한도에서 약 1.28×10^5 회라고 추정할 수 있다.

2) 운전 상태에서 탱크벽에 발생하는 최대응력은 대략 88 MPa, 응력진폭은 5 MPa, 응력비 $R=0.89$. 응력집중계수(K_t)는 1.773정도이다.

3) 전술한 응력해석의 결과를 고려하면 본 연구의 대상인 압축공기 탱크 용 재료인 압력용기용 강판(SPPV235)의 피로강도는 전술한 식(3.6)과 수정하여 사용하는 것이 보다 안전한 측면이라고 할 수 있다.

$$\text{이 식에서 } K_f = 0.78 K_t + 0.22 = 0.78 \times 1.773 + 0.22 = 1.60 \text{ 이고,}$$
$$K_r = (1.3 - 0.7R)/(1 - R) = 6.15 \text{ 이다.}$$

전술한 결과를 기준으로 본 연구의 대상인 한국해양대학교 실습선 한나라호의 압축공기 탱크의 설계수명 20년으로 가정하고 이 탱크의 취약부인 용접부에 대한 선형누적손상계수(C_w)를 계산하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
C_w &= \sum \frac{n_i}{N_i} \\
&= \frac{1.28 \times 10^5}{1.153 \times 10^{23} (S_a K_f K_r)^{-7.02096}} \\
&= \frac{1.28 \times 10^5}{1.153 \times 10^{23} (5 \times 1.60 \times 6.15)^{-7.02096}} \\
&= 8.43 \times 10^{-7}
\end{aligned}$$

이와 같이 계산된 선형누적손상계수를 보면 지극히 높은 안전율을 가지는 것을 알 수 있다. 이것은 여러 요인에 기인하는 것이지만 본 연구의 범위에서는 다음과 같은 요인을 들 수 있다.

1) 본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크는 한국선급 규칙에 따라 설계 제작된 것으로 운전 중 탱크 벽에 발생하는 최대응력은 대략 88 MPa, 응력진폭은 5 MPa로서 탱크용 재료인 압력용기용 강판 (SPPV235)의 항복강도인 235 MPa에 비해 매우 낮은 값이다.

2) 본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크는 한국선급 규칙에 따라 설계 제작된 것으로 용접부의 형상 및 끝마무리정도가 극히 우수하다고 할 수 있다. 본 연구에는 한나라호 압축공기 탱크의 실제 용접부를 실리콘으로 본을 뜨고 이것을 스캐닝하여 유한요소해석의 모델로 채택하였기 때문에 응력집중계수가 피로강도에 미치는 영향이 최소화되었다. 그러나 피로강도에 영향을 미치는 사용재료의 두께, 용접부의 변형과 어긋남 등을 고려한 추가의 연구가 필요한 것으로 사료된다.

3) 본 연구의 대상인 한나라호 압축공기 탱크의 최소 벽 두께를 규정하는 식(3.7)의 한국선급 규칙은 매우 높은 안전율을 가지고 있는 것으로 추정할 수 있다. 따라서 향후 선박용 압축공기 탱크의 압축공기 탱크의 최소 벽 두께식을 구성하는 중요한 인자인 허용응력 및 이음효율의 값이 선형누적손상계수에 미치는 영향을 정량적으로 연구할 필요가 있는 것으로 사료된다.

$$T = \frac{P D_1}{2fJ - 1.2P} + 1.0 [mm] \dots\dots\dots (3.7)$$

단, P : 설계압력, D₁ : 내경[mm], f : 허용응력[MPa], J : 이음효율

4. 결론

본 연구에서는 선급규칙에 따라 제작된 선박용 압축공기 탱크에 대한 피로파괴 안전성을 정량적으로 평가할 목적으로 한국해양대학교 실습선 한나라호의 압축공기탱크를 평가모델로 채택하고 그 용접부에 대한 변동응력의 발현 빈도, 응력 해석, 선형누적손상계수의 계산 등을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구의 대상인 한국해양대학교 실습선 한나라호 압축공기탱크에 20년 동안 발생하는 변동응력의 사이클 수를 90% 신뢰한계로 평가하면 1.28×10^5 회라고 추정할 수 있다.
- 2) 선박용 압축공기 탱크의 재료로 널리 사용되는 압력용기용 강판 (SPPV235)의 피로강도에 대한 통계적 처리를 통하여 응력집중계수, 응력비 등이 피로강도에 미치는 영향을 반영한 과손확률 90%의 피로 강도식을 제안하였다. 이 식은 선박용 압축공기 탱크에 대한 규정의 제정, 설계 등에 유용하게 사용될 것으로 기대된다.
- 3) 선박용 압축공기탱크의 운전 중에 발생하는 평균응력과 응력진폭을 정량적으로 평가하여 위하여 탱크 및 그 용접부에 대한 유한요소 해석 및 이론적 해석을 함께 수행하였다.
- 4) 본 연구의 모델인 한국해양대학교 실습선 한나라호 주 압축공기 탱크에 대하여 20년 동안의 선형누적손상계수를 평가한 결과 해당 탱크에는 설계수명 동안 피로균열이 발생하지 않는다는 것을 추정할 수 있다.

참고문헌

- [1] 사)한국선급, 선급 및 강선규칙 제5편 제5장 보일러 및 압력용기 pp.56~59.2004
- [2] The Society of Materials Science, Databook on Fatigue Strength on Metallic Materials, Elsevier Science B.V, Vol. 2, pp. 186-191, 1996
- [3] 조은정, 웹 기반에서의 압력용기 설계 및 건적 시스템의 구현, 한국해양대학교 석사학위 논문, 2002
- [4] Ralph I. Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O. Fuchs. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons Inc., pp. 5~9, 2001
- [5] Ralph I. Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O. Fuchs. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons Inc., pp. 23~24, 2001
- [6] 최은식, 유한요소법에 의한 압력용기 피로해석, 울산대학교 산업대학원 석사학위 논문, 2000
- [7] A. Almar-Naess, FATIGUE HANDBOOK offshore Steel Structures, pp. 176~182, p.406, p.469, 1985
- [8] LR, MOSS Rosenberg LNG containment system, LR, pp. 46~55,

1990

[9] 홍성인, 기계설계(제2판), 문운당, pp. 66~71, 2000

[10] 한국 표준협회, 한국 산업규격 압력용기용 강판(개정 2003. 11. 25
기술 표준원 고시 제03-1467호)

[11] W. Elber, Fatigue Crack closure under Cyclic Tension, Eng.
Fracture Mech., Vol. 2, 1970

[12] Ralph I. Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O.
Fuchs. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons Inc., pp.
162~165, 2001

감사의 글

저의 논문이 완성되기까지 저를 이끌어 주시고 관심과 충고를 아끼지 않으신 지도교수 김종호 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 그리고 논문심사를 맡아 진심어린 격려와 조언을 해주신 이명훈 교수님과 조권희 교수님께 감사드립니다.

3년간의 나름대로 긴 시간동안 바쁜 해군 생활을 하며 스스로의 배움에 대한 부족함으로 시작한 학업의 작은 결실을 맺으려 하니 졸업의 기쁨보다는 아쉬움이 남습니다. 석사논문 준비를 통해 제 자신의 부족함과 학문연구의 길이 멀고도 험난하다는 것을 알게 되었지만, 대학원에서 얻은 소중한 지식과 선후배 여러분과의 추억은 앞으로 인생을 살아감에 있어 저에게 큰 재산이 될 것이라 믿어 의심치 않습니다.

그리고 이 배움의 과정을 무사히 마칠 수 있도록 저를 도와준 경북고 68회 동기 김대현, 김완욱, 김직수, 엄태열, 이상수, 전 진, 정운섭, 졸업논문 준비를 하면서도 밤을 세워 도움을 준 연구실 후배 이윤규군에게도 고마움을 전합니다.

오늘의 내가 있기까지 저에게 헌신적인 사랑과 기도를 해주시는 어머니와 동생 재현, 힘들 때마다 지혜와 용기와 믿음을 주었고, 사랑과 희생으로 나의 옆을 지켜준 지혜, 그리고 하늘에서 저를 지켜보고 계실 아버지께 이 작은 결실을 바칩니다.