

工學碩士 學位論文

水中爆發에 의한艦艇用補助機械의
耐衝擊性能評價에 관한研究

A Study on the Performance Evaluation for Shock Proof
of Naval Ship's Auxiliary Machinery Subjected to
Underwater Explosion

指導教授 金義珩

2006年 2月

韓國海洋大學校 大學院
機械工學科 吳泰萬

목 차

Abstract

제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 시험에 의한 내충격 성능 평가 방법	4
2.1 충격성능 검증 절차	4
2.2 MIL-S-901D 에 의한 충격시험	5
2.2.1 경 중량 충격시험(Lightweight shock test)	10
2.2.2 중간 중량 충격시험(Medium weight shock test)	12
2.2.3 중 중량 충격시험(Heavyweight shock test)	13
2.2.4 실선 충격시험(Full-scale shock test)	16
제 3 장 해석에 의한 내충격 성능 평가 방법	18
3.1 DDAM 에 의한 충격해석	19
3.1.1 DDAM 의 이론적 배경	21
3.1.2 충격하중의 결정	28
3.1.3 해석을 위한 모델링	36
3.1.4 허용응력 기준	37
3.2 과도해석에 의한 충격해석	39
3.2.1 시간이력에 따른 충격하중	39
3.2.2 해석 이론	40

제 4 장	운활유 정유기용 예열기의 내충격 성능 시험 및 해석	43
4.1	MIL-S-901D 에 의한 내충격 성능 시험	43
4.2	DDAM 에 의한 내충격 해석	46
4.2.1	대상장비의 특성	46
4.2.2	모드해석(modal analysis)	47
4.2.3	충격하중의 산정	51
4.2.4	충격하중에 의한 응력해석 및 결과	52
4.3	과도해석에 의한 내충격 해석	55
4.3.1	충격하중의 시간이력 산정	55
4.3.2	충격하중에 의한 응력해석 및 결과	55
제 5 장	결 론	58
참고문헌		60

A Study on the Performance Evaluation for Shock Proof of Naval Ship's Auxiliary Machinery Subjected to Underwater Explosion

OH, Tae-Man

**Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University**

Abstract

The non-contact underwater shock response on a naval ship has attracted much attention after the World War II. It is known that the critical damages on a naval ship due to non-contact underwater shock are in on-board equipments than ship structure. The evaluation of on-board equipments is performed by theoretical analysis or experimental methods.

The theoretical analysis can reduce the cost during the design and the test. In this paper, we investigated the lubricating oil purifier heater by the theoretical analysis. The dynamic design analysis method and transient analysis was used. For the comparison, the experimental test was also done.

The shock test on lubricating oil purifier heater was done at the certification authority. The experimental test was performed by the procedure in military specification 901D. The medium weight shock machine was used for the shock test. We measured the vertical shock accelerator at the equipment under test.

The general analysis tool, ANSYS, was used for the dynamic design analysis method and the transient analysis. We calculated the stress and the shock accelerator of the equipment.

After the shock test, the external shape and the performance of the equipment under test was checked. The effect of the shock test was negligible. It was compatible with the theoretical results. The stress calculated by the dynamic design analysis method was less than the allowable value. Also, the stress calculated by the transient analysis method was also less than the allowable value.

To estimate the effect of the shock wave induced by a non-contact underwater explosion, the theoretical analysis using dynamic design analysis method or transient analysis can be a proper approach. This study can be used for the design and the test of on-board equipments for the naval ship.

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

수중에서 폭약이나 핵무기의 폭발은 고온·고압의 가스구체(gas bubble)를 생성하고 급작스런 에너지 방출을 통하여 주위의 물에 교란을 야기한다. 이 경우 상당한 물의 부피변화가 생기며 압축성 유동이 발생하게 된다. 수중폭발에 의하여 야기된 교란은 폭발원 주위에서는 음속의 3~5 배의 속도로 전파되지만, 어느 정도 거리를 통과하면서부터는 대략 음속으로 물속을 구상파(spherical wave)의 형태로 전파해 가는데 이를 충격파(shock wave)라 한다. 충격파는 백색스펙트럼(white spectrum)을 갖는 충격 하중으로 선체에 작용하여 고차 모드의 동적 천이(transient) 구조 응답을 발생시켜 선체 국부 구조 및 주요 탑재장비에 치명적인 손상을 야기 시킬 수 있다.^[1, 2]

이러한 현상은 제 2 차 세계대전 초기 독일군에 의해 인접 바다에 부설된 기뢰의 비접촉 수중폭발로 인하여 함대 주요 탑재장비들의 치명적인 충격손상으로 영국함정의 전투불능 상태를 유발하였다. 이를 계기로 미국과 유럽 국가들을 중심으로 수중폭발 공격에 대한 함정용 탑재장비의 내충격 성능향상을 위한 연구가 군사적 차원에서 수행되어져 왔으며, 현재까지 알려진 비접촉성 수중폭발에 의한 함정 전투불능 사례의 원인은 대부분 함정선체의 충격 손상보다는 주요 탑재장비의 충격 손상에 기인하는 것으로 알려져 있다.

따라서 고도의 전투유지능력을 갖는 함정의 건조를 위해서는 주요 탑재장비의 충격 성능 평가가 필수적이며, 이를 위해서는 장비 설계 시 내충격 설계개념의 도입 및 해석을 통한 설계검증, 제작 후 충격시험을 통한 장비자체의 성능확인, 탑재 후 실선 충격시험을 통한 최종적인 성능검증이라는 엄격한 과정이 요구된다.

실선 충격시험의 일례로써 1987년 국내 최초로 기뢰탐색함(MHC, mine hunting craft)에 대해 전선충격계수(K.S.F, keel shock factor) 0.12의 시험을 실시하였으며, 그 결과 많은 탑재장비들이 손상된 것으로 보고되면서 함정 및

주요 탑재장비의 충격 성능 평가에 대한 중요성을 인식하여 내충격 안전성을 군사요구조건으로 설정하여 제시하고 있다.^[3, 4] 그러나 국내 제조업체의 경우 이 분야에 대한 기술적인 능력이 부족하여 체계적인 연구가 불가능한 실정이고, 이와 같은 관련기술의 부재는 함정용 탑재장비의 국산화 개발에도 하나의 장애요인이 되고 있다.

현재까지 대부분의 국내 제조업체들은 선진 외국의 제작사로부터 내충격 안전성이 검증된 장비 및 이와 함께 제공되는 기술 자료의 도입에 의존하고 있는 실정이며 대부분의 충격관련 연구들이 군사적 차원에서 이루어지고 있어 외국의 제작사들이 기술이전이나 관련 기술 자료를 제공하지 않고 있음에 따라 기술습득의 기회가 차단되어 있어 국내의 독자적인 기술 확보에 많은 어려움이 있다. 이와 같은 이유로 함정용 탑재장비에 대한 내충격 안전성 평가와 설계기술은 규격 요구조건 충족뿐만 아니라 탑재장비의 국산화개발을 위한 기술축적을 위해서도 반드시 확보되어야 한다.

1.2 연구목적

해군에서는 함정 및 탑재장비의 전투 유지능력 향상을 위하여 내충격 안전성 검증을 품질 요구조건으로 제시하고 있다. 함정에 대한 군사요구조건 중 충격 관련 사항은 수상함의 경우는 전선충격계수 0.3에 의한 실선 충격시험에 안전해야 하며, 잠수함의 경우는 전선충격계수 0.6에 의한 실선 충격시험을 만족해야 한다. 단위 탑재장비는 MIL-S-901에 의한 충격시험인증서 또는 미해군 해석방법인 DDAM에 의한 충격설계보고서를 제출하거나, 이와 동등한 영국, 프랑스, 독일 해군의 충격요구조건에 따른 시험인증서 및 충격설계보고서 제출을 요구하고 있다. 단위 탑재장비의 충격요구조건은 크게 세 가지로 구분할 수 있는데, 첫 번째는 주어진 충격계수에 대한 실선 충격시험에 안전해야 하며, 두 번째는 MIL-S-901에 의한 충격시험 요구조건을 만족해야 하고, 세 번째는 충격해석을 통해 충격 안전성을 입증해야 한다는 것이다. 이 중에서 단위 탑재장

비에 대하여는 실선 충격시험 보증조건은 필수사항으로 주어지며, 충격해석은 충격시험이 불가능한 경우 이를 대체하기 위함이다. 그러나 현실적으로 실선 충격시험의 경우 많은 경비 소모와 시간적 손실 등을 이유로 거의 이루어지지 않고 있으며 현재 대부분의 제작사에서는 단위 탑재장비에 대해 충격시험 및 충격해석을 통해 내충격 성능을 검증하고 있다.^[5]

현재까지 대부분 장비의 충격 성능 평가에서는 경제적인 이유와 해군요구조건에서 해석과 시험 중 한 가지 방법을 통해서만 내충격 안전성에 대한 인증서를 제출하도록 하고 있어 이론해석이나 시험 중 한 가지 방법에 의해서만 평가가 수행되어져 왔으므로 시험과 각각의 이론해석에 의한 결과 값들이 어느 정도의 신뢰성을 가지고 있는지에 대한 자료가 거의 없는 실정이다.

시험에 의한 내충격 성능 평가 방법으로는 1989년 개정된 MIL-S-901D에 언급되어 있고, 해석에 의한 내충격 성능 평가 방법으로 DDAM과 과도해석에 의한 방법 등이 있다. 따라서 본 연구에서는 함정 탑재장비인 유헬유 정유기용 예열기를 평가 대상장비로 선정하여 MIL-S-901D에서 제시한 방법 및 절차에 따라 충격시험을 실시하고, 미 해군에서 규정하는 DDAM과 충격성능시험에서 예측된 충격가속도를 반영한 과도해석(시간이력해석)을 수행하여 충격에 대한 안전성을 평가하고 각 결과들을 비교 검토하고자 한다.

제 2 장 시험에 의한 내충격 성능 평가 방법

충격 성능 평가에 있어 시험에 의한 방법은 충격하중의 시간이력(time history)을 규정하고 있는 MIL-STD-810F에 의한 방법과 충격하중의 응답스펙트럼(shock response spectrum)을 규정하고 있는 BV043-1985에 의한 방법, 그리고 충격시험기와 충격시험절차를 규정하고 있는 MIL-S-901D에 의한 방법으로 구분할 수 있다. 이 장에서는 국내에서 주로 사용하고 있고 수상함과 잠수함에 탑재되는 기계류, 장비, 시스템 및 이들을 지지하는 받침대(선체구조의 일부)의 충격 성능 시험평가에 적용되는 미해군 충격시험 규정 MIL-S-901D에 대하여 살펴본다.^[6~8](단, MIL-S-901D는 잠수함 압력선체를 관통하는 장비(pressure hull penetrator)에는 적용할 수 없으며, 받침대의 충격등급은 지지대상 장비의 충격등급과 동일하다.)

2.1 충격성능 검증 절차

미해군에서 현재 채택하고 있는 함정용 탑재 장비의 내충격 성능 검증의 절차를 Fig. 2.1에 나타내고 있다. 함정의 전투 및 운항 성능에 필수적인 장비(Grade A)에 대해서는 가능한 한 충격시험을 통하여 내충격 성능을 검증하는 것이 각국 해군의 기본 입장이며 충격시험을 적용할 수 없는 경우에는 DDAM 등을 통한 해석에 의한 충격 성능 평가를 하도록 하고 있다.

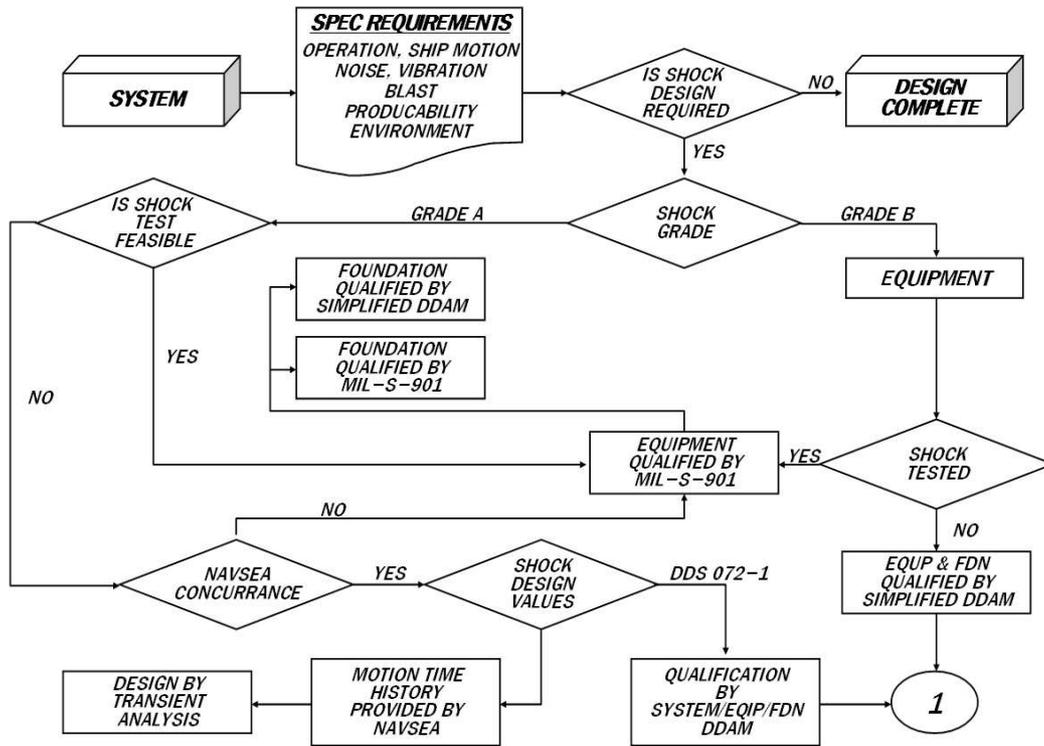


Fig. 2.1 Process of shock performance inspection^[9]

2.2 MIL-S-901D 에 의한 충격시험

미해군 충격시험 규정인 MIL-S-901D^[8]에서 제시하는 함정용 탑재장비에 대한 충격시험의 주요 특징은 시험대상 장비의 중요도에 따라 2등급의 충격등급으로 분류하고 있으며, 충격시험기에 설치되는 장비뿐만 아니라 시험보조 장치를 포함한 무게에 따라 시험 범주를 규정하고 있고, 시험대상 장비가 주 유닛(primary unit)인지 이의 주요 구성품인지에 따라 시험유형을 규정하고 있다는 것이다. 위의 주요 특징에 대하여 자세히 살펴보면 다음과 같다.

충격성능평가를 받아야 하는 대상장비는 함정의 주요기능 유지에 있어 중요도에 따라 **Table 2.1** 과 같이 충격등급을 분류하고 있고, 충격성능 허용 기준을 만족하

기 위한 탄성마운트 사용여부에 따라 **Table 2.2** 와 같이 장비를 분류하고 있다.

Table 2.1 Shock grades

Grade	Specification
Grade A	Grade A items are items which are essential to the safety and continued combat capability of the ship.
Grade B	Grade B items are items whose operation is not essential to the safety and combat capability of the ship but which could become a hazard to personnel, to grade A items, or to the ship as a whole as a result of exposure to shock

Table 2.2 Equipment classes

Class	Specification
Class I	Class I equipment is defined as that which is required to meet these shock requirements without the use of resilient mountings installed between the equipment and the ship structure or foundation.
Class II	Class II equipment is defined as that which is required to meet these shock requirements with the use of resilient mountings installed between the equipment and the ship structure of shipboard foundation.
Class III	Unless otherwise specified, class III equipment is defined as that which has shipboard application both with and without required to meet both class I and class II requirements.

충격성능평가 대상장비가 설치되는 위치에 따라 선체를 통하여 지지부에 전달되는 충격이 달라지므로 설치위치에 따라 선체설치(hull mounted), 갑판설치

(Deck mounted), 선체내부 외판설치(shell mounted) 및 접수외판설치(wetted-surface mounted)로 구분하고 있으며, 이를 수상함과 잠수함으로 구분하여 Table 2.3, 2.4 와 Fig. 2.2, 2.3 에 나타내었다.

Table 2.3 Mounting location for surface ships

Location	Specification
Hull mounted	The main structural members of the ship including structural bulkheads and structural bulkhead stiffeners below the main deck, and shell plating above the waterline.
Deck mounted	Main deck and above, and decks, platforms, and non-structural bulkheads below the main deck.
Shell mounted	The shell plating below the waterline.
Wetted-surface mounted	External to the hull and below the waterline.

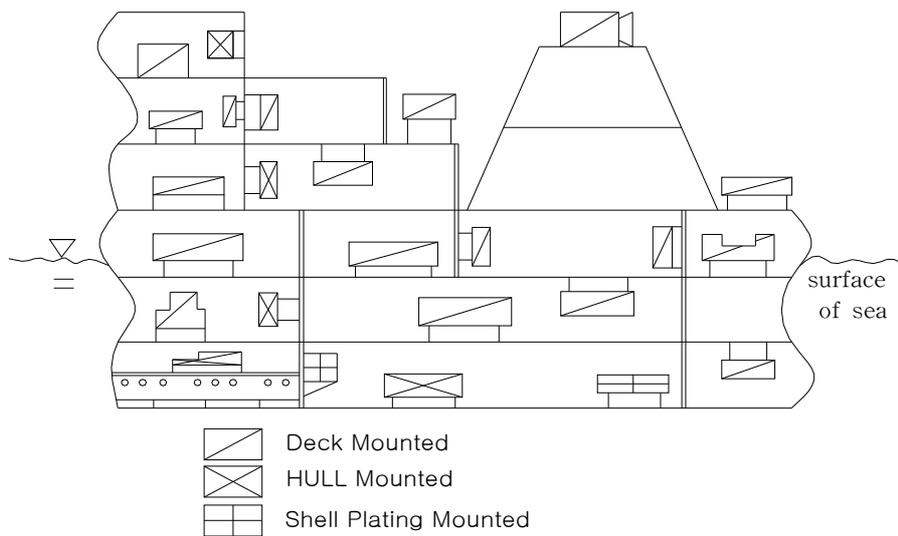


Fig. 2.2 Surface ship equipment-and-foundation classification

Table 2.4 Mounting location for submarine

Location	Specification
Hull mounted	The main structural members of the ship including, hull frames, structural bulkheads, and structural bulkhead stiffeners.
Deck mounted	Decks, platform, and non-structural bulkheads.
Shell mounted	The shell plating.(This specification does not cover underwater explosion testing of item which penetrate the submarine pressure hull.)
Wetted-surface mounted	External to the pressure hull.

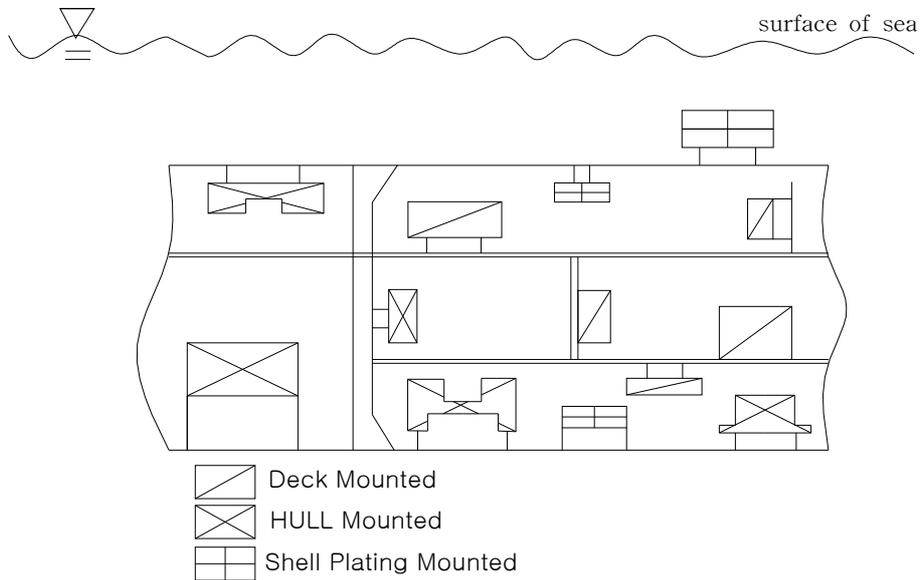


Fig. 2.3 Submarine equipment-and-foundation classification

그리고 대상장비의 구성요소는 상호간에 영향을 줄 가능성도 가지고 있으므로 대상장비를 이루고 있는 주 유닛(unit)과 주요구성품, 조립부품(subassembly)에 따라 **Table 2.5** 와 같이 시험 유형을 구분하고 있다.

Table 2.5 Test type

Type	Specification
Type A	<p>A type A test is a test of a principal unit. This is the preferred test.</p> <p>Examples : diesel-generator sets, air conditioning plants, switchboards, radio transmitters, steam generators, missile launchers, and valves</p>
Type B	<p>A type B test is a test of a subsidiary component. Subsidiary components are items which are the major parts of a principal unit.</p> <p>Examples : diesel engine of a diesel-generator set, electric motor of an air conditioning unit, power supply section of a radio transmitter</p>
Type C	<p>A type C test is a test of a subassembly. Subassemblies are items which are a part of a principal unit or a subsidiary component.</p> <p>Examples : thermometers, gauges, meters, relays, resistors</p>

충격시험을 분류하는 인자 중 가장 중요한 것은 대상장비를 포함한 시험치구(fixture), 지그(jig), 볼트(bolt), 너트(nut) 등 충격시험기에 탑재되는 모든 구성품의 중량이다. 시험에 사용되는 모든 장비의 중량에 따라 사용되는 충격시험기의 사양이 선정되므로 대상장비가 받게 되는 충격하중을 결정하게 된다. 이러한 대상장비의 중량에 따른 시험범주를 **Table 2.6** 을 통하여 나타내었다.

Table 2.6 Test category

Category	Specification
Lightweight shock test	<ul style="list-style-type: none"> - Weight of test loads less than 2.45 kN(550 lb) - High-impact lightweight shock machine - 3 axis(top, back, side) - Minimum 9 blows
Medium weight shock test	<ul style="list-style-type: none"> - Weight of test loads 2.45 kN~32.92 kN(550 lb~7,400 lb) - High-impact medium weight shock machine - 1 axis(vertical) - Minimum 6 blows
Heavyweight shock test	<ul style="list-style-type: none"> - Weight of test loads up to 266.89 kN(60,000 lb) : Standard floating shock platform(SFSP) - Weight of test loads up to 1779.29 kN(400,000 lb) : Large floating shock platform(LFSP)

앞에서도 언급한 바와 같이 대상장비의 무게에 따른 충격시험기의 결정은 충격성능평가에 있어 중요한 요소이므로 시험범주에 따른 각 충격시험방법에 대하여 보다 상세히 살펴보기로 한다.

2.2.1 경 중량 충격시험(Lightweight shock test)

경 중량 충격시험기의 앤빌 플레이트(anvil plate) 위에 설치되는 시험품(장비, 시험치구, 지그, 볼트, 너트 등)의 총 무게는 2.45 kN(550 lb)를 초과할 수 없으며 시험치구 설치면의 제원을 넘어가는 장비는 시험할 수 없다. 충격변위가 38.10 mm(1.5 inch) 이상이 되는 탄성마운트를 사용하는 선체설치 장비는 경 중량 충격이 가능하여도 중간 중량 또는 중 중량 충격시험을 실시하여야 한다. 그리고 마스트에 설치되는 장비와 Class II의 갑판설치 장비는 시험 할

수 없다.

경 중량 충격시험의 시험방법은 대상장비의 세 직교방향(top, back, side)으로 높이 0.31, 0.92, 1.53 m(1, 3, 5 ft)에서 충격해머를 낙하시켜서 총 9 회의 충격을 가하고 충격해머의 타격순서는 임의로 할 수 있다. 대상장비의 작동모드별로 상기 9 회의 충격을 가해야 하며, 당국의 승인 하에 작동모드별로 다른 시험품을 사용할 수 있다. 그리고 충격에 의한 영향이 가장 취약할 것으로 판단되는 방향에서 시험을 먼저 시행하여 보다 빨리 안전성을 확인하는 것이 경제적, 시간적으로 유리하다.

Fig. 2.4는 MIL-S-901D에서 제시하는 경 중량 충격시험기의 간략화 된 도면을 나타내고 있다.

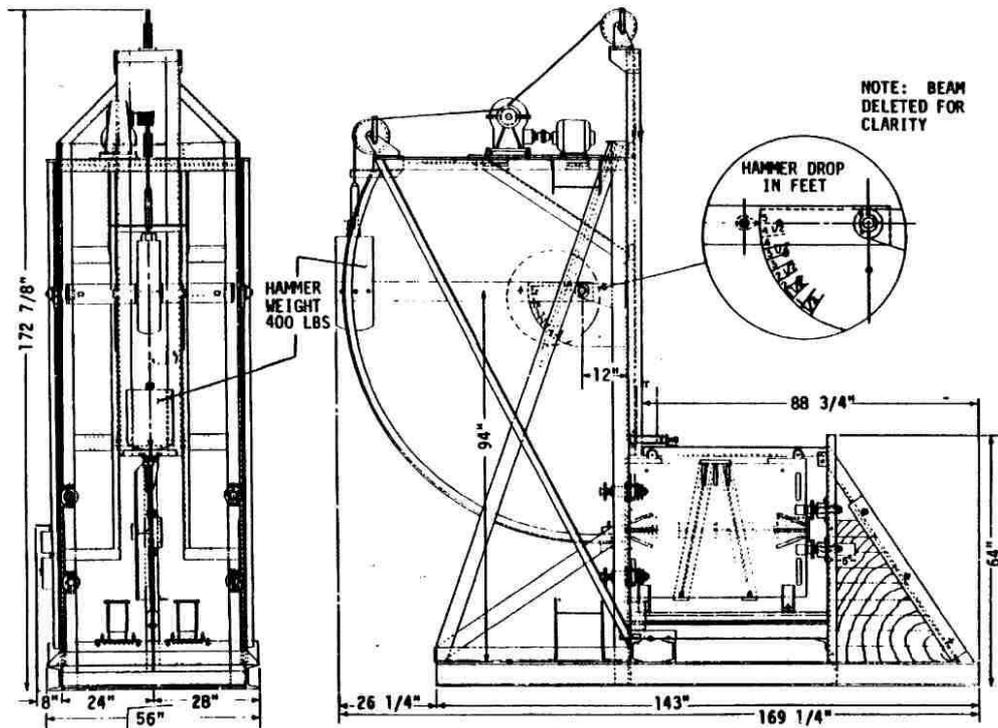


Fig. 2.4 Shock testing machine for lightweight equipment

2.2.2 중간 중량 충격시험(Medium weight shock test)

중간 중량 충격시험은 앤빌 플레이트 위에 설치되는 시험품의 총 무게가 32.92 kN(7,400 lb)을 초과 할 수 없고, 시험치구 설치면의 제원을 넘어가는 장비와 마스트에 설치되는 장비는 시험 할 수 없다. 충격변위가 76.20 mm(3.0 inch) 이상이 되는 탄성마운트를 사용하는 선체설치 장비는 중간 중량 충격시험이 가능하여도 중 중량 충격시험을 실시하여야 한다. 또한 갑판에 설치되는 Class II의 장비도 중 중량 충격시험을 실시하여야 하며, 이때 승인된 갑판 시뮬레이터 시험치구(deck simulator fixture)를 사용하여야 한다.

중간 중량 충격시험은 대상 장비의 정상위치에서 3 회(수직시험)와 대상장비를 30° 경사시켜 3 회(경사시험), 총 6 회의 충격을 가하고 함정에서의 설치 방향성이 없는 장비는 경사상태에서 3 회의 충격을 추가로 가하여야 한다. 충격해머의 낙하높이는 앤빌 플레이트 위에 설치되는 시험품의 총 무게에 따라 MIL-S-901D 에서 제시하는 높이로 한다. 그리고 당국의 승인 하에 6 회의 충격을 가한 후에는 다른 시험품을 사용할 수 있다.

Fig. 2.5 는 MIL-S-901D 에서 제시하는 중간 중량 충격시험기의 간략화 된 도면을 나타내고 있다.

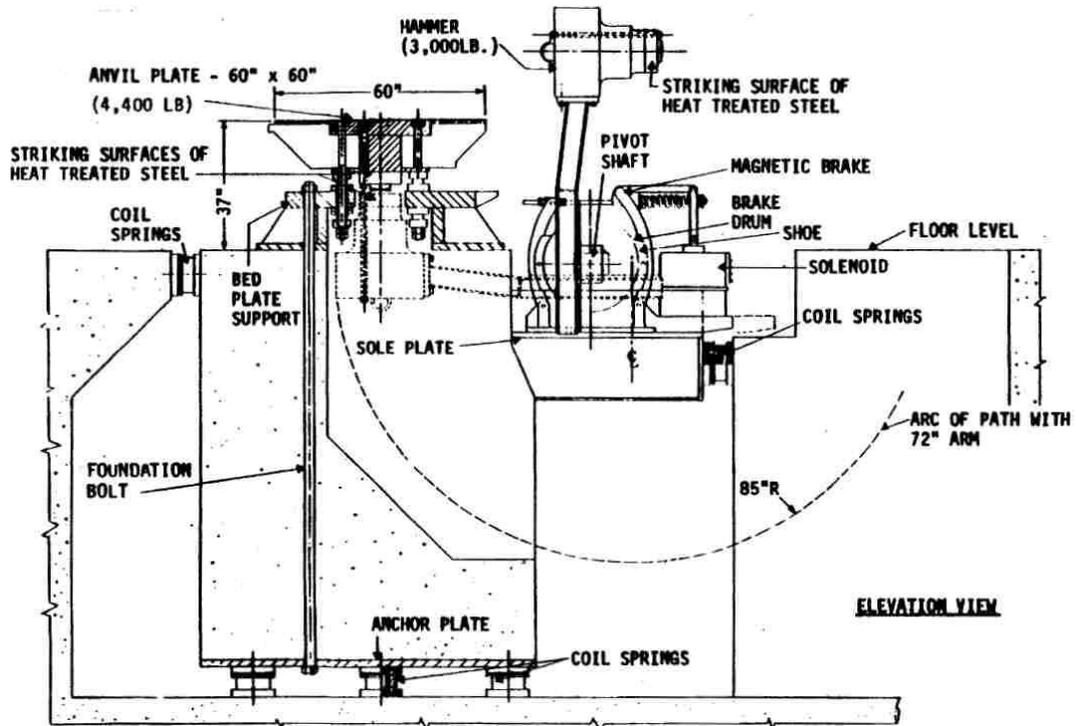


Fig. 2.5 Shock testing machine for medium weight equipment

2.2.3 중 중량 충격시험(Heavyweight shock test)

중 중량 충격시험은 대상장비의 무게가 266.89 kN(60,000 lb)까지는 표준부유충격시험대(standard floating shock platform, SFSP)를 사용하고, 1779.29 kN(400,000 lb)까지는 대형부유충격시험대(large floating shock platform, LFSP)를 사용하여 실제 수중폭발 시험을 실시한다. 시험에 사용되는 시험치구(fixture)는 실제 함정에서 만날 수 있는 가장 가혹한 즉, 가장 강한(stiff) 장착조건을 동적으로 모사할 수 있도록 설계되어야 하고, 감관설치 조건을 모사하는 시험치구는 충격등급이 Class I 일 경우에는 모든 방향에서 최저 고유진동수가 25 Hz 이상, Class II 일 경우에는 수직방향으로 12 Hz~16 Hz 사이에 최저 고유진동수를 가지도록 설계하여야 한다. 그리고 선체내부 외관설치 장

비는 시험치구를 사용하지 않고 충격시험기에 직접 설치하여야 하고, 접수의 판설치 장비는 적어도 0.92 m(3 ft) 충격시험기 아래에 설치하여야 하며, 이때 폭약과의 수평거리는 6.41 m(21 ft)가 되도록 하여야 한다. 또한 MIL-S-901D에서 규정하는 시험품의 무게와 무게중심에 대한 제약조건을 위배해서는 안 된다.

중 중량 충격시험의 시험방법을 요약하여 **Table 2.7**에 나타내었고, 시험장비의 형상을 **Fig. 2.6, 2.7**에 나타내었다. 1961년과 1969년에 각각 개발된 SFSP 및 LFSP는 시험대상 장비를 부착하게 되는 선체 구조와 유사한 지지대와 충격시험 중에 장비의 구성품이 이탈하여 물속에 빠지지 않게 하기 위한 덮개로 구성되어 있다.

Table 2.7 Test schedule for heavyweight shock test

Test condition	SFSP	LFSP
Charge depth below free surface	7.32 m(24 feet)	6.10 m(20 feet)
Explosive type & weight	HBX-1 / 0.27 kN(60 lb)	HBX-1 / 1.33 kN(300 lb)
Shot direction shot 1 shot 2, 3 and 4	Fore-and-Aft Athwartship	Fore-and-Aft Athwartship
Standoff shot 1 shot 2 shot 3 shot 4	12.20 m(40 ft) 9.15 m(30 ft) 7.63 m(25 ft) 6.10 m(20 ft)	33.55 m(110 ft) 24.40 m(80 ft) 19.83 m(65 ft) 15.25 m(50 ft)

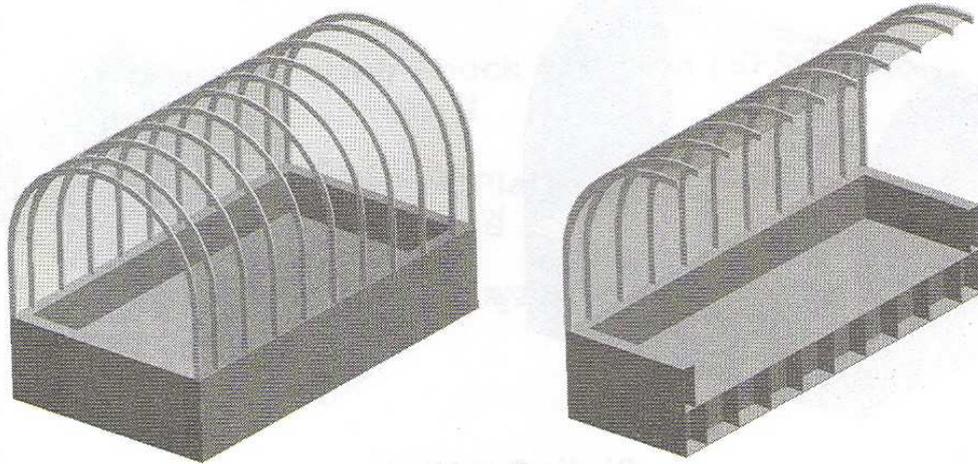


Fig. 2.6 Standard floating shock platform

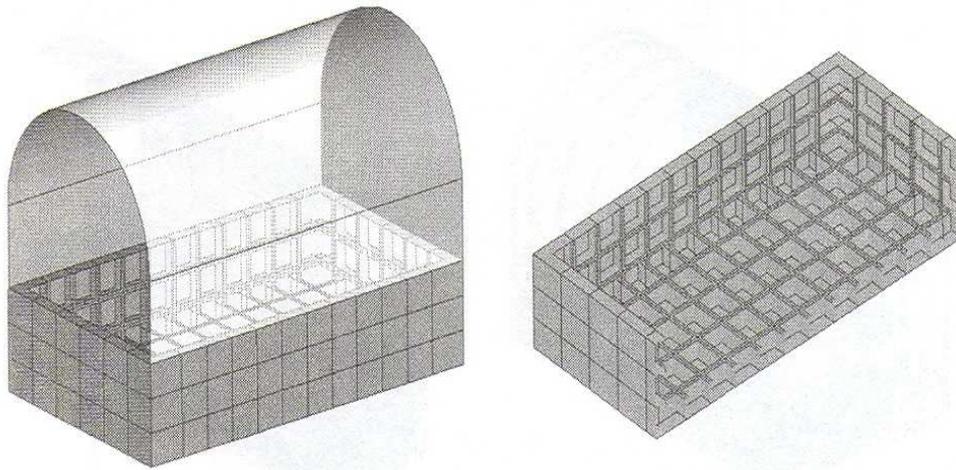


Fig. 2.7 Large floating shock platform

위에서 살펴 본 충격시험 방법에 있어 충격하중은 대상장비가 받을 수 있는 최악의 충격 환경을 구현하도록 설계되었으므로 MIL-S-901D 에 따른 충격시험에서는 반드시 충격 신호의 계측이 필요하지는 않다.

2.2.4 실선 충격시험(Full-scale shock test)

충격하중에 의해 함정이 침몰하지는 않더라도 주요 탑재장비와 구조부재에 심각한 손상을 야기하여 전투능력을 완전히 상실하게 할 수 있다. 이러한 가능성을 최소화하기 위해서 주요 탑재장비와 선체에 대해 충분한 내충격 성능을 요구하고 있으며, 미 해군을 비롯한 선진 군사 강국들의 경우에는 시제함에 대하여 종합적이고 최종적인 내충격 성능을 평가하는 수단으로 실선 충격시험을 수행하고 축적된 시험자료를 새로운 함정의 내충격 설계에 활용하고 있다. 최근 우리나라에서도 충격시험장비를 이용한 장비자체의 내충격 성능 검증시험과 함께 실선 충격시험을 통하여 함정 자체 및 탑재장비의 내충격 성능을 종합적으로 평가하고 있으며 시험자료를 체계적으로 확보하고자 하는 노력이 시도되고 있다. 아래의 **Fig. 2.8**은 실선 충격시험의 장면을 보여주고 있다.



Fig. 2.8 Underwater explosion for full-scale shock test

실선 충격시험은 수중폭발 공격에 대한 함정 및 탑재장비의 충격 응답 특성을 종합적으로 정확히 규명할 수 있는 최종적인 수단일 뿐만 아니라, 함정 승무원들에게 실제 전투상황 시 수중폭발 공격에 유연하게 대처할 수 있는 예비 교육의 기회를 제공하고 있다. 그리고 실선 충격시험을 통하여 다음과 같은 정보를 얻을 수 있다.

- 대상함정의 내충격 성능 입증 및 설계 계산 결과 검증
- 선체 구조 및 탑재장비가 받게 되는 충격하중의 확인
- 선체 구조 및 탑재 장비의 충격응답 평가
- 탑재장비의 손상 및 성능 이상 여부 확인 및 원인 규명
- 실선 충격자료 확보 및 축적 : 유사한 장비 탑재 함정에 적용

실선 충격시험은 일반 진동시험과는 달리 반복시험이 불가능하고 폭약의 폭발에 의한 순간적인 시험 수행으로 인하여 큰 위험성을 내포하고 있으며, 매우 빠른 과도응답(fast transient response)을 발생시킨다. 그러므로 시험 전에 철저한 계획과 준비가 필요하고 계측시스템을 완벽하게 구성하여야 한다. 일반적인 절차는 ① 사전 충격해석 ② 시험방법 결정 ③ 시험절차서 작성 ④ 시험 준비 ⑤ 예비시험 ⑥ 본 시험 ⑦ 자료 분석 및 평가의 단계로 구분하여 수행하고 있다.

충격시험 시 대상함에 대한 손상보고서의 작성은 매우 중요한 부분이므로 자세하게 기술해야 한다. 이 보고서는 즉각적인 결함 수정을 위한 지침서 역할을 하며, 설계변경 필요 시 올바른 대안 마련의 기초자료가 된다. 또한 유사한 장비 탑재 함정의 내충격 성능 향상 및 충격효과 예측의 기초자료가 되고, 장비 및 부품의 시방에 대한 평가 및 보완 자료의 역할을 하게 된다.^[10]

제 3 장 해석에 의한 내충격 성능 평가 방법

각국 해군에서는 충격시험이 불가능한 탑재 장비에 대해서는 충격 해석을 통하여 대상 장비의 내충격 안전성을 검증하도록 요구하고 있다. 이를 수행하기 위한 해석 방법은 등가정적해석법(static 'g' method), DDAM (dynamic design analysis method), 직접시간적분법의 3가지로 나눌 수 있다.

이들 중 등가정적해석법에서는 충격하중을 장비의 질량에 중력가속도단위의 설계충격지수(shock design number)를 곱하여 구하고, 이를 이용하여 정적해석을 수행하는 방법이다. 이 방법은 개념적으로 간단하여 1940년대부터 지금까지 널리 사용되고 있는 가장 오래된 방법이지만, 대상장비의 동특성을 전혀 고려하지 않는다는 한계점이 있다. 그러므로 현재는 1961년 미해군연구소(NRL, Naval Research Laboratory)에서 제안한 DDAM과 NATO 회원국에서 주로 사용하고 있는 직접시간적분법을 주로 사용하고 있다.

DDAM은 구조물의 고유진동수와 모드 형상에 기초하여 하중을 분포시킴으로써 구조물의 동특성을 최대한 반영하였고 설계기준 가속도를 지정하여 충격하중을 산정함으로써 충격응답스펙트럼의 계산에 소요되는 복잡한 절차를 줄였다.

하지만 최근 전산기의 성능이 발달되면서 유럽 국가들을 중심으로 직접시간적분법을 이용한 시간영역 해석을 통해 보다 실제에 가까운 충격해석을 수행하는 경우도 있으나, 이 방법을 이용하기 위해서는 정교한 해석모델링이 필요하고 많은 계산량이 요구된다. 그러나 이러한 노력에도 불구하고 충격하중의 산정 등 그 결과의 불확실성과 신뢰도에 여전히 문제가 있을 수 있다. 무엇보다도 이 방법은 장비의 내충격 안전성을 설계적으로 검토하는데 있어 지나친 시간을 필요로 하기 때문에 현실적으로 적용에 많은 어려움이 있다.

이런 점에서 DDAM은 설계자가 직접 비교적 손쉽게 수행할 수 있어 현재 국내에서는 DDAM을 이용한 내충격 성능해석방법이 많이 사용되어지고 있다.^[3, 4]

따라서, 본 논문에서는 위의 세 가지 방법 중 현재 주로 사용되어지고 있는 DDAM과 실제 충격하중이 시간에 따라 변화함에 착안한 과도해석을 통하여 충격응답을 구하고자 한다. 이에 앞서 본 장에서는 DDAM과 과도해석에 대한 기본적인 이론을 살펴보도록 한다.

3.1 DDAM에 의한 충격해석

미해군연구소(NRL : Naval Research Laboratory)에서 제안한 DDAM (dynamic design analysis method)^[11]은 현재 미해군 함정용 탑재장비의 내충격 설계검증을 위한 표준해석방법으로서 스펙트럴 해석방법의 하나이며, 현재 가장 많이 사용되고 있는 해석방법으로 해석과정은 **Fig. 3.1** 과 같다.

DDAM 수행 과정은 크게 고유진동 해석과정, 충격하중 산출과정, 응력해석과정 등 세 가지 과정으로 나누어 볼 수 있다. 고유진동 해석과정에서는 고유진동수와 모드를 계산하고, 충격하중 산출과정에서는 충격계수 · 참여계수 · 모드중량등을 산출한다. 응력해석과정에서는 계산된 충격하중을 실제 모델링한 장비에 적용하여 응력을 산출하게 된다.

본 절에서는 DDAM의 기초를 이루고 있는 내진해석의 일반적인 개념과 용어등을 간략히 설명하고 spectrum dip effect 등 DDAM 해석과정이 일반 내진해석과 다른 부분들에 대해 서술한다.

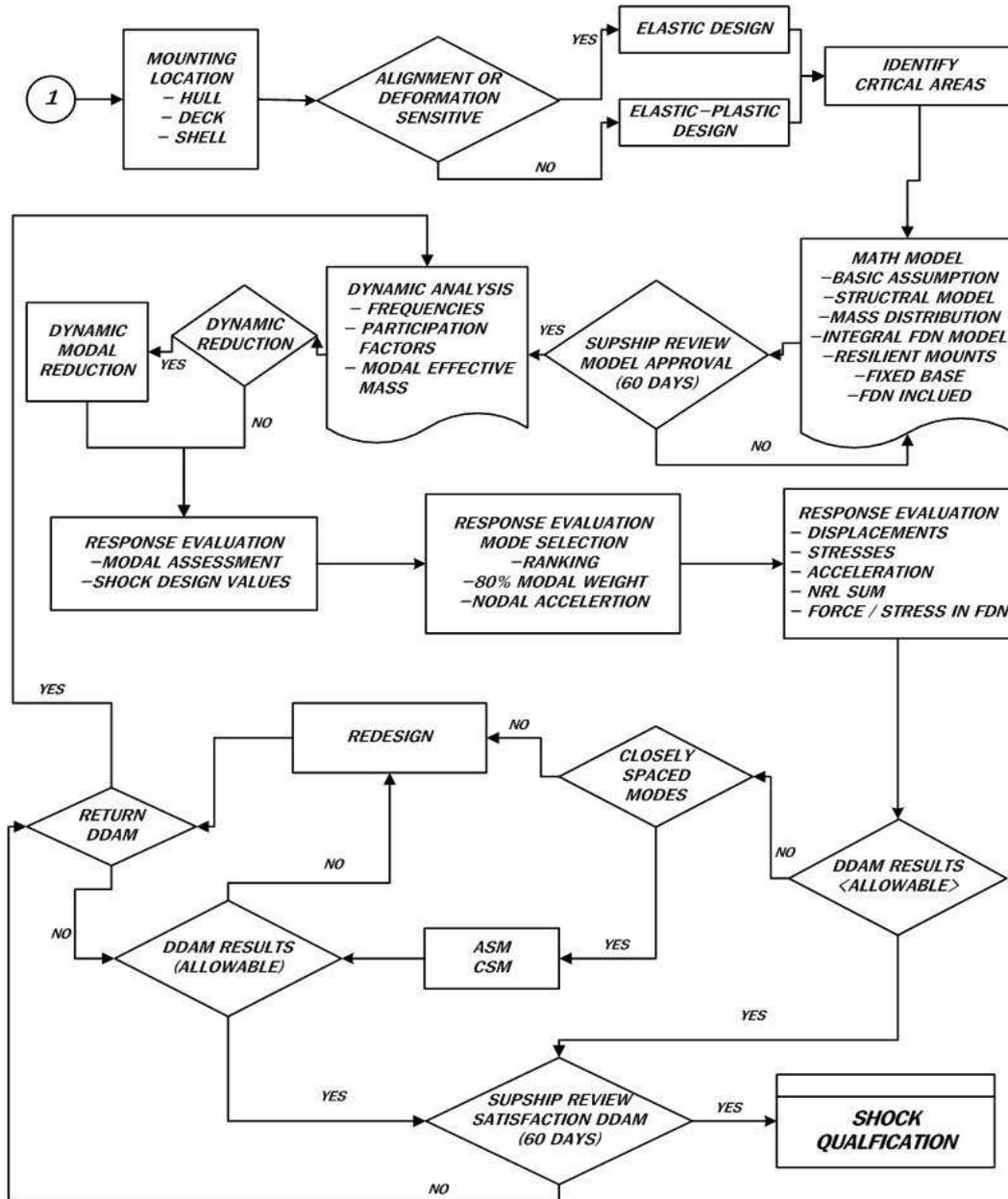


Fig. 3.1 Process of DDAM analysis

3.1.1 DDAM의 이론적 배경

DDAM을 이용한 충격해석은 토목구조의 내진해석을 기초로 하고 있다.^[12] **Fig. 3.2** 와 같이 충격이 전달되는 지지부(foundation)를 제외하고는 구속조건이 없는 모델을 가정하여 지지부가 구속된 진동모드들로부터 구조물의 응답을 계산하고, 참여계수와 유효모드 질량, 응답스펙트럼 등의 개념은 내진해석의 기법을 사용하고 있다. 다만 내진해석에는 지반위에 놓이는 구조물이 지반의 운동에 아무런 영향을 미치지 않는다는 가정을 포함하고 있는 반면, 합정 충격해석에서는 선체와 장비 시스템 간에 무시할 수 없는 상호작용이 존재한다는 점이 중요한 차이이다. 따라서 DDAM에서는 이러한 효과를 고려하여 응답스펙트럼을 이해하여야 하고 설계 충격치에 반영하여야 한다.

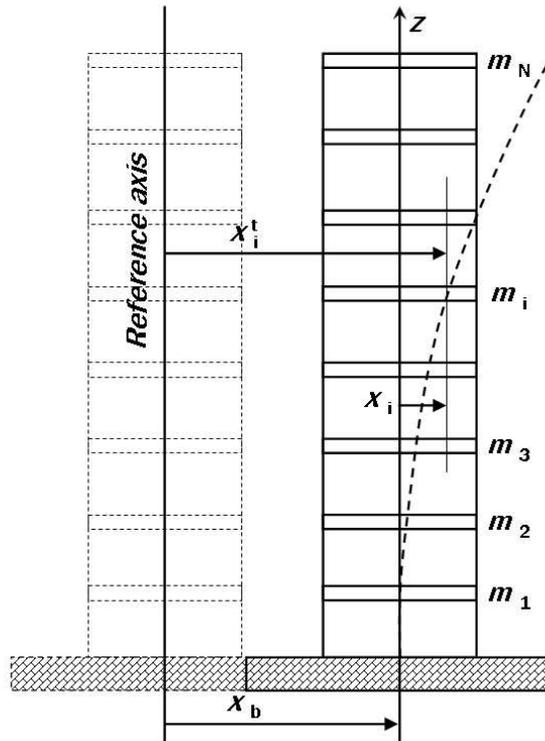


Fig. 3.2 Structural model subjected to ground motion

1) 지반 운동에 의한 구조물의 응답

위의 **Fig. 3.2** 와 같은 해석 모델을 가정하면 지반의 운동에 의한 비감쇠 구조물의 운동방정식은 각 절점 자체에 작용하는 외력이 없으므로 식(3.1)과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\}^t + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3.1)$$

식(3.1)은 $\{x\}^t = \{x\} + \{1\}x_b$ 인 관계를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = -[M]\{1\}\ddot{x}_b \quad (3.2)$$

혹은

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = -\mathbf{M}\mathbf{1}\ddot{x}_b \quad (3.3)$$

위 식에서 \mathbf{M} , \mathbf{K} 는 각각 질량행렬, 강성행렬을 나타내고 있으며, 편의상 집중 질량(lumped mass)을 사용한다고 가정하면 질량행렬 \mathbf{M} 은 식(3.4)에서 보는 바와 같이 대각행렬이 된다.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & m_N \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

여기서 $\{x\}$ 또는 \mathbf{X} 는 지반에 대한 구조물의 상대변위 임에 유의할 필요가 있으며 지반운동에 의해 구조물이 받는 힘은 지반의 가속도에 의한 관성력임을 알 수 있다.

그리고 N 개의 자유도를 가진 구조물은 N 개의 고유진동수 및 N 개의 고유모드형상을 가지고 있으므로 구조물의 변위를 모드형상행렬(modal matrix)을 이용

하여 나타내고자 한다. 식(3.5)와 같이 구조물의 고유진동수(ω_n)에 대응되는 고유형상(ϕ_n)이 n 번째 열을 구성하도록 행렬을 만들면 고유모드행렬(Φ)를 구할 수 있다.

$$\Phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \cdots & \phi_{1N} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \cdots & \phi_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_{N1} & \phi_{N2} & \cdots & \phi_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

구조물의 변위벡터(\mathbf{X})를 식(3.6)과 같이 모드행렬(Φ)을 사용하여 나타내면 식(3.3)의 동적평형방정식은 식(3.7)과 같은 형태로 바뀌게 된다.

$$\mathbf{X} = \Phi \mathbf{Y} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{M}\Phi\ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K}\Phi\mathbf{Y} = -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_b \quad (3.7)$$

여기에서 사용된 $\ddot{\mathbf{Y}}$ 와 \mathbf{Y} 는 식(3.6)로부터 식(3.8)과 같음을 쉽게 알 수 있다.

$$\ddot{\mathbf{Y}} = \Phi^{-1}\ddot{\mathbf{X}} \quad (3.8 \text{ a})$$

$$\mathbf{Y} = \Phi^{-1}\mathbf{X} \quad (3.8 \text{ b})$$

식(3.7)의 질량행렬(\mathbf{M})과 강성행렬(\mathbf{K})의 앞에 모드행렬의 전치행렬(Φ^T)을 각각 곱하면 식(3.9)와 같이 된다.

$$\Phi^T\mathbf{M}\Phi\ddot{\mathbf{Y}} + \Phi^T\mathbf{K}\Phi\mathbf{Y} = -\Phi^T\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_b \quad (3.9)$$

각 모드형상의 직교성 때문에 위 식으로부터 n 번째 모드의 응답을 구하기 위한 식(3.10)을 얻을 수가 있게 된다.

$$M_n \ddot{Y}_n + K_n Y_n = -L_n \ddot{x}_b, \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (3.10)$$

여기서 $M_n = \Phi_n^T \mathbf{M} \Phi_n$, $K_n = \Phi_n^T \mathbf{K} \Phi_n$, $L_n = \Phi_n^T \mathbf{M} \mathbf{1}$ 이고 \ddot{Y}_n 과 Y_n 은 각각 식(3.11)의 관계를 가진다.

$$\ddot{Y}_n = \Phi_n^{-1} \ddot{\mathbf{X}}_n \quad (3.11a)$$

$$Y_n = \Phi_n^{-1} \mathbf{X}_n \quad (3.11b)$$

위의 식(3.10)은 그 형태가 비감쇠 단자유도 구조물의 지반운동에 대한 응답을 구하기 위한 동적 평형방정식인 식(3.12)와 매우 유사함을 알 수가 있다.

$$m \ddot{x}(t) + kx(t) = -m \ddot{x}_b(t) \quad (3.12)$$

여기서 단자유도 구조물의 질량이 M_n , 강성계수가 K_n 이라고 생각할 수가 있다. 그러나 식(3.12)에서는 좌변의 첫째항과 우변에 같은 질량(m)을 사용하고 있지만 식(3.10)에서는 이들이 각각 M_n 와 L_n 으로 서로 다르다. 식(3.10)의 양변을 M_n 로 나누면 다음의 식 (3.13)과 같이 된다.

$$\ddot{Y}_n + \omega_n^2 Y_n = P_n \ddot{x}_b, \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (3.13)$$

여기서 P_n 은 참여계수(participation factor)라 하여 지반가속도가 각 모드응답에 미치는 영향의 정도를 나타내며 아래와 같이 정의된다.

$$P_n = \frac{L_n}{M_n} = \frac{\Phi_n^T \mathbf{M} \mathbf{1}}{\Phi_n^T \mathbf{M} \Phi_n} \quad (3.14)$$

식(3.13)의 모드응답 해는 식(3.15)와 같은 컨볼루션(convolution) 적분의 형태로 표현될 수 있다.

$$Y_n(t) = \frac{P_n}{\omega_n} \int_0^t \ddot{x}_b(\tau) \sin \omega_n(t-\tau) d\tau \quad (3.15)$$

따라서 해당 모드에 의한 구조물의 절점 변위는

$$\begin{aligned} \mathbf{X}_n &= \Phi_n Y_n(t) \\ &= \Phi_n \frac{P_n}{\omega_n} \int_0^t \ddot{x}_b(\tau) \sin \omega_n(t-\tau) d\tau \end{aligned} \quad (3.16)$$

과 같이 표현되고 시간역에서 최대 가속도 상당량을 정의하면 식(3.17)과 같다.

$$D_a = \max \left[\omega_n \int_0^t \ddot{x}_b(\tau) \sin \omega_n(t-\tau) d\tau \right] \quad (3.17)$$

그리고 각 절점의 최대변위는

$$\mathbf{X} = \Phi_n P_n \frac{D_a}{\omega_n^2} \quad (3.18)$$

로 주어지고 각 절점에서의 상당 작용력(외력)도 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\mathbf{F} = \mathbf{KX} = \mathbf{X} \Phi_n P_n \frac{D_a}{\omega_n^2} = \mathbf{M} \Phi_n P_n D_a \quad (3.19)$$

2) 모드별 응답의 합산

앞에서 구한 각 모드의 영향을 받은 구조물의 변위성분은 각 모드의 응답이 최대가 될 경우에 발생하게 되는데 실제로는 모든 모드의 최대 응답이 동시에 발생할 가능성은 극히 낮다. 따라서 모드별 최대응답을 합산하기 위하여 이보다 더 합리적인 방법으로 가장 널리 채택되는 방법이 SRSS(Square Root of the Sum of the Square)합산법이다. 이는 구조물 응답의 각 모드별 영향을 제공하여 모두 합한 다음에 이의 제곱근을 구하는 방법으로 다음 식으로 표현된다.

$$(X_i)_{SRSS} = \sqrt{\sum_{n=1}^N X_{i,n}^2} \quad (3.20)$$

이 방법은 모든 모드의 응답이 완전히 독립적이라는 가정에 기초를 두고 있으며, 두 개 이상의 주요 모드에 대한 진동수가 서로 비슷한 경우에는 응답을 과소평가하는 문제가 있는 것이 알려져 있다.

이러한 이유로 미해군에서는 각 모드 기여분 중 가장 기여도가 큰 값에 대해 특별히 그 가중도를 높이는 방법을 제시하였는데 이를 NRL 합산법(Navy Research Lab summation)이라하며 다음과 같이 정의된다.

$$(X_i) = |X_i|_{\max} + \sqrt{(X_i)_{SRSS}^2 - (X_i)_{\max}^2} \quad (3.21)$$

3) 모드유효질량(modal effective mass)

동적 평형상태에서 지지부와 구조물 사이에 작용하는 힘은 각 절점에 작용하는 가상적인 힘의 총합과 같으므로 식(3.14) 및 식(3.19)의 관계식을 이용하면,

$$F_b = \sum_{i=1}^N F_i = [1] \{F\} = \mathbf{1M}\Phi_n P_n D_a = \frac{(\Phi_n^T \mathbf{M} \mathbf{1})^2}{\Phi_n^T \mathbf{M} \Phi_n} D_a \quad (3.22)$$

와 같은데 여기서

$$M_n^e = \frac{(\Phi_n^T \mathbf{M} \mathbf{1})^2}{\Phi_n^T \mathbf{M} \Phi_n} \quad (3.23)$$

에 해당하는 부분은 질량 차원의 물리량으로서 n차 모드의 유효질량이 된다. 모드 유효 질량은 특정 모드의 진동에 의해 지반이 느끼는 질량 효과로 풀이할 수 있으며 이론적으로 외부 구속이 없는 구조물에 대해 전 모드의 유효질량을 합하면 식(3.24)와 같이 구조물 전체의 질량과 같아지는 관계가 있다.

$$\sum_{n=1}^N M_n^e = \sum_{i=1}^N m_i \quad (3.24)$$

즉, 모드유효질량은 DDAM의 설계충격스펙트럼을 산정하는데 있어 중요한 인자의 하나로 각 모드의 유효질량의 합이 구조물 전체질량의 80 %를 넘도록 해석주파수 범위를 선정하여야 합당한 결과를 얻을 수 있다.

설계충격스펙트럼을 산정하는데 있어서 모드유효질량이 어떻게 기여하느냐는 Cunniff^[13]등이 체계적으로 연구하였으며 유효정적하중(지지부의 최대반력)과 설계충격스펙트럼은 장비의 모드유효중량에 좌우되며 모드유효중량이 증가할수록 설계충격스펙트럼은 감소함을 확인하였다. 이는 동일한 충격하중에 대해 경구조보다 중구조를 움직이기 어렵다는 직관에도 부합된다.

3.1.2 충격하중의 결정

1) 응답스펙트럼과 설계충격곡선

응답스펙트럼(response spectrum)의 개념은 1932년 Biot에 의해 처음으로 지진에 의한 구조물의 해석에 도입되었다. 응답스펙트럼이란 Fig. 3.3과 같이 주어진 지지부의 운동에 대해 1자유도 질량-스프링계가 보이는 시간영역에서의 최대응답을 말하며 이때 1자유도계의 고유진동수를 변화시키면서 최대응답의 변화를 관찰한 것이다. 응답스펙트럼은 실질적으로 지진이나 충격의 주파수 특성과 성분을 포함한 것이지만 기진원의 측면이 아니라 응답의 측면에서 제시한 것이 통상적인 스펙트럼의 개념과 다른 점이다.

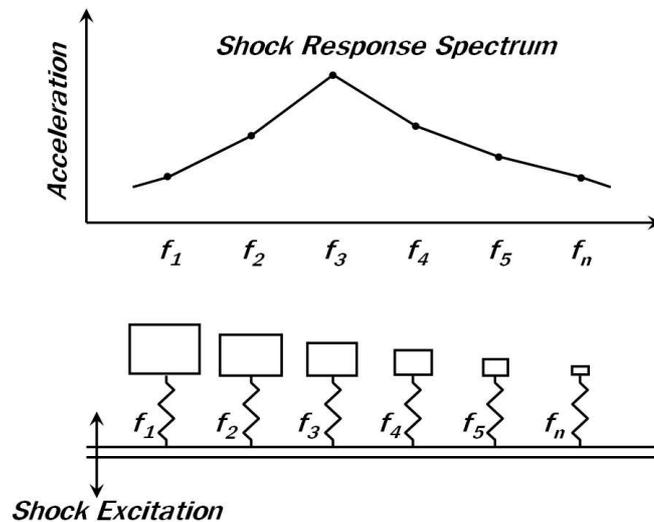


Fig. 3.3 Concept of shock response spectrum

응답스펙트럼을 이용한 단순 1자유도계의 경우 그 고유진동수만 알면 지진이나 충격에 의한 최대응답을 바로 읽을 수 있으며, 대부분의 실제 구조물과 같이 다자유도계에 대해서도 모드해석에 의해 여러 개의 독립된 등가 1자유도계로 치환하고 각각 모드에 대한 응답을 응답스펙트럼으로부터 구하여 이로부터 절

점응답을 계산할 수 있다. DDAM에서는 직접적으로 응답스펙트럼을 이용하는 대신에 여러 개의 실선 응답스펙트럼으로부터 결정된 설계충격곡선(shock design curve)에서 설계치를 읽어 온다.

Biot 이 구조물 내진설계에 스펙트럴 해석방법을 이용할 때는 동일한 위치에서 발생한 여러 개의 지진시간 이력으로부터 계산된 각각의 응답스펙트럼을 모두 포락하는(envelope) 포락응답스펙트럼을 사용할 것을 제안하였으며, 이러한 포락응답스펙트럼이 오늘날까지 토목, 건축 구조물의 내진설계에 사용되고 있다. 그러나 포락응답스펙트럼을 이용한 스펙트럴 해석방법을 함정의 주요장비 및 받침대에 적용할 경우 너무 과도한 설계가 이루어짐이 확인되었고, 심지어는 실선 충격시험에 어떠한 손상도 발생하지 않은 장비시스템의 지지부에 대해 계측된 충격응답으로부터 계산된 포락응답스펙트럼을 사용하여서는 이에 견딜 수 있는 장비시스템을 설계조차 할 수 없는 경우도 발생하였다. 미해군에서는 실선 시험을 통해서 이러한 현상의 원인이 장비시스템과 선체의 상호작용 때문임을 확인하고, 이를 규명하기 위해 시험 및 이론적 연구를 심도 있게 진행하였다.^[14]

그 결과 스펙트럴 해석방법에 의한 장비시스템의 내충격 설계에 있어서 충격 응답스펙트럼으로부터 읽어야 할 설계기준 충격값은 장비시스템과 선체를 포함한 전체시스템의 고유진동수에서의 값이 아니라 장비시스템이 지지부에 완전 고정되어 있다고 가정하여 계산된 고유진동수(fixed-base natural frequency)에서의 값이며, 통상 이 값은 **Fig. 3.4** 와 같이 충격응답스펙트럼의 골(valley)에 놓이게 됨을 확인하였다.^[15] 이 현상을 spectrum dip effect라고 칭하고 이를 DDAM에 직접 반영하여 설계충격곡선을 결정하였다.

실제 DDAM 충격하중 산정의 최종결과는 가속도이다. 이 가속도를 1자유도계의 질량 혹은 다자유도계 모드유효질량에 곱한 하중으로부터 장비시스템의 응답을 구한다. 이러한 가속도를 DDAM에서는 설계충격곡선에서 구하는데 그 대표적인 그림은 **Fig. 3.5** 와 같다.

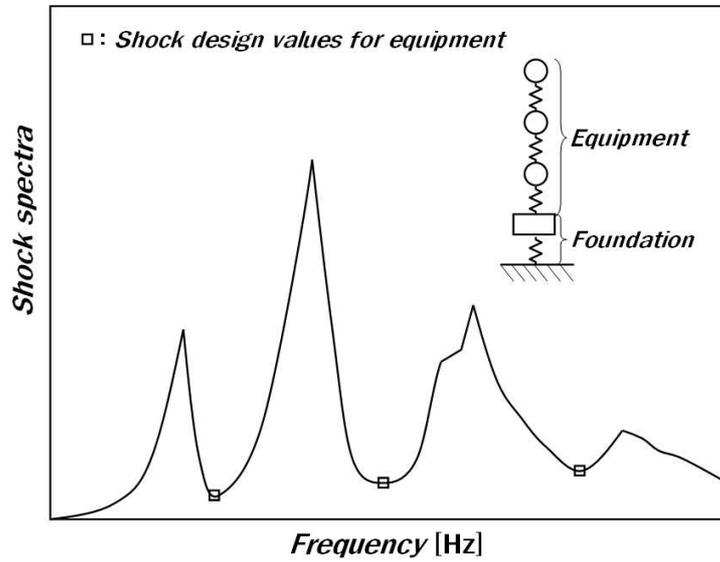


Fig. 3.4 Spectrum dip effect

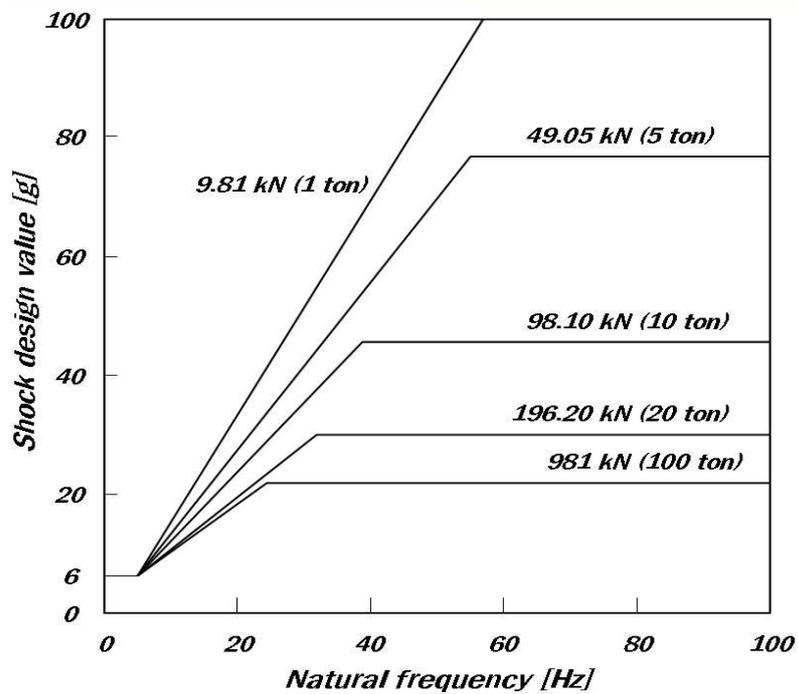


Fig. 3.5 Shock design curve (surface ship, hull mounted, vertical)

Fig. 3.5 는 수상함에 선체 지지된 장비의 수직 가속도로서 탄성설계를 가정한 것이며 가로축은 계의 고유진동수이고 세로축은 설계충격치(shock design value)를 나타낸다. 기본적으로 충격방향에 관계없이 6g의 최소치를 규정하고 있고 계의 질량이 클수록 전체적으로 낮은 설계충격치를 부여함을 알 수 있다. 동일한 질량에 대하여 저주파수 영역에서는 고유진동수가 높아질수록 비례하여 가속도가 증가하되 그 최대치가 제한되어 그 이상의 높은 주파수에서는 일정한 가속도(설계 가속도 A_a)를 가짐을 알 수 있다. 여기서 비례구간은 실질적으로 일정한 속도 크기(설계 속도 V_a)를 갖는 구간인데 DDAM에서는 다음에 소개할 충격하중의 분류에 따라 A_a 와 V_a 를 질량의 함수로 규정하여 놓고 있다.

2) 조건에 따른 충격하중 분류

DDAM에 입력되는 충격하중은 NRL1396^[16]을 기준으로 선박의 종류, 장비 지지 위치, 충격의 방향, 설계기준에 따라 다르게 적용되며, 각 분류에 따른 설계충격치를 **Table 3.1~3.4**에 제시하였다.

a. 선박의 종류에 따른 분류

피충격체가 수상함(surface ship)인지 잠수함(submarine)인지에 따라 충격하중을 다르게 적용한다. 충격에 대한 인접성, 충격 손상 후의 심각도 등을 고려하여 잠수함에 대해 수상함보다 약 2 배가량 높은 값을 적용한다.

b. 장비의 지지위치에 따른 분류

장비시스템이 지지된 위치에 따라 앞에서 설명한 **Table 2.3, 2.4, Fig. 2.2, 2.3**과 같이 분류하며 충격의 전달성을 고려하여 갑판지지 보다 선체지지에 높은 충격하중을 부여하고 외판지지에 가장 높은 충격하중을 부여한다.

이와 같이 선박의 종류와 장비의 지지위치에 따른 충격하중의 분류를 **Table 3.1~3.3**에 나타내고 있다. 여기서 g 는 중력가속도(9.81 m/s^2)를 나타내고 W_j

는 모달중량(kN)을 나타낸다.

Table 3.1 Reference equation of hull mounted system

	Ship type	Hull mounted system
Acceleration [g]	Submarines	$A_0 = 10.4 \left(\frac{2143 + W_j}{89 + W_j} \right)$
	Surface ships	$A_0 = 20 \left(\frac{(167 + W_j)(54 + W_j)}{(27 + W_j)^2} \right)$
Velocity [m/s]	Submarines	$V_0 = 0.51 \left(\frac{2143 + W_j}{446 + W_j} \right)$
	Surface ships	$V_0 = 1.52 \left(\frac{54 + W_j}{27 + W_j} \right)$

Table 3.2 Reference equation of deck mounted system

	Ship type	Deck mounted system
Acceleration [g]	Submarines	$A_0 = 5.2 \left(\frac{2143 + W_j}{89 + W_j} \right)$
	Surface ships	$A_0 = 10 \left(\frac{(167 + W_j)(54 + W_j)}{(27 + W_j)^2} \right)$
Velocity [m/s]	Submarines	$V_0 = 0.25 \left(\frac{2143 + W_j}{446 + W_j} \right)$
	Surface ships	$V_0 = 0.76 \left(\frac{54 + W_j}{27 + W_j} \right)$

Table 3.3 Reference equation shell mounted system

	Ship type	Shell mounted system
Acceleration [g]	Submarines	$A_0 = 52 \left(\frac{2143 + W_j}{89 + W_j} \right)$
	Surface ships	$A_0 = 40 \left(\frac{(167 + W_j)(54 + W_j)}{(27 + W_j)^2} \right)$
Velocity [m/s]	Submarines	$V_0 = 2.54 \left(\frac{2143 + W_j}{446 + W_j} \right)$
	Surface ships	$V_0 = 3.05 \left(\frac{54 + W_j}{27 + W_j} \right)$

c. 충격방향에 따른 분류

충격의 방향을 선박의 좌표축으로 보아 수직, 좌우, 전후로 분류하고 서로 다른 값을 적용한다. 수상함에 대해서는 수직, 좌우, 전후방향에 대해 대략 5:2:1의 크기로 적용하나 잠수함의 경우는 좌우방향이 수직방향보다 오히려 크거나 같은 크기의 충격하중을 적용함에 유의할 필요가 있다. 하나의 장비시스템에 대해 3방향의 충격하중과 이에 의한 응답을 모두 고려해야 한다.

이러한 충격하중의 방향에 따른 입력값은 **Table 3.4**와 같다.

Table 3.4 Shock design values

Ship type	Classification		Hull mounted System			Deck mounted system			Shell plating mounted system		
			V ^(*)	T ^(**)	L ^(***)	V	T	L	V	T	L
Sub-marines	Elastic	A_j	$1.0A_0$	$1.0A_0$	$0.4A_0$	$1.0A_0$	$2.0A_0$	$0.8A_0$	$1.0A_0$	$0.2A_0$	$0.08A_0$
		V_j	$1.0V_0$	$1.0V_0$	$0.4V_0$	$1.0V_0$	$2.0V_0$	$0.8V_0$	$1.0V_0$	$0.2V_0$	$0.08V_0$
	Plastic	A_j	$1.0A_0$	$1.0A_0$	$0.4A_0$	$1.0A_0$	$2.0A_0$	$0.8A_0$	-	-	-
		V_j	$0.5V_0$	$0.5V_0$	$0.2V_0$	$0.5V_0$	$1.0V_0$	$0.4V_0$	-	-	-
Surface ship	Elastic	A_j	$1.0A_0$	$0.4A_0$	$0.2A_0$	$1.0A_0$	$0.4A_0$	$0.4A_0$	$1.0A_0$	$0.2A_0$	$0.1A_0$
		V_j	$1.0V_0$	$0.4V_0$	$0.2V_0$	$1.0V_0$	$0.4V_0$	$0.4V_0$	$1.0V_0$	$0.2V_0$	$0.1V_0$
	Plastic	A_j	$1.0A_0$	$0.4A_0$	$0.2A_0$	$1.0A_0$	$0.4A_0$	$0.4A_0$	-	-	-
		V_j	$0.5V_0$	$0.2V_0$	$0.1V_0$	$0.5V_0$	$0.2V_0$	$0.2V_0$	-	-	-

주) *: Vertical , **: Traverse , ***: Longitudinal

d. 설계기준에 따른 분류

충격이 지나간 후 영구 변형의 허용여부에 따라 탄성설계와 탄소성설계로 구분하여 충격하중을 다르게 산정한다.

- 탄성충격설계(elastic shock design) : 충격에 노출된 후 본래의 물리적 치수를 유지해야 하는 경우에 적용하며 터빈, 감속기어, 프로펠러 축 등의 회전체를 받쳐주는 모든 받침대와 특별히 정렬이 중요한 장비의 받침대 등에 적용한다.
- 탄소성충격설계(elastic-plastic shock design) : 탄성 설계가 요구되지 않는 모든 장비와 받침대의 충격해석에 적용한다. 단, 외판지지의 경우에는 탄소성 설계를 허용하지 않는다.

설계기준에 따른 충격하중의 분류를 앞의 **Table 3.4**에 선박의 종류, 장비의 지지위치 그리고 충격하중의 방향에 따라 나타내고 있고, 설계기준에 따른 장비의 분류를 **Table 3.5**에 나타내고 있다. 비록 설계기준에 따라 탄성설계와 탄소

성설계로 분류하고 있으나 해석을 위해서는 탄소성 충격 설계값이 적용되는 장비라 할지라도 탄성 충격 설계값을 적용한다.

Table 3.5 Items for purpose of shock design

Shock design value	Applicable items
Elastic shock design value	Main propulsion machinery, Auxiliary propulsion machinery, Ship service generators, Propulsion shafting, propulsion shaft bearing, Main propulsion reduction gear, propulsion clutches, propulsion coupling, Turbine brake, Main trust bearing, CP pitch control machinery, Main CP servo' pump, Gyro compass, Radar antenna, Radio antenna, Missile directors, Gun directors, Steering gear, Steering rudder gear, Ammunition hoist, Elevators, Elevators machinery, Sona transducer, Catapult machinery, Arresting gear
Elastic-plastic shock design value	If elastic design is not required for the reasons stated above, elastic-plastic shock design values shall be used in cases where design by dynamic analysis is required.

3.1.3 해석을 위한 모델링

DDAM을 통한 내충격 안전성 평가를 위한 대상장비를 모델링하기 위해서는 몇 가지 고려되어야 할 사항들이 있다. 일반적으로 DDAM에 사용되는 모델은 질량과 스프링 요소로 구성할 수 있으며, 어떤 장비나 구조물을 질량과 스프링 요소로 모델링하기 위해서는 다음과 같은 기본가정이 필요하다.

- 완전 고정된(fixed base) 장비는 강체로 가정하며, 병진운동만 하는 것으로 간주한다.
- 장비에 작용하는 충격하중은 선체의 수직방향, 종방향 및 횡방향에 각각 독립적으로 작용한다고 가정한다.(비연성 진동계)
- 집중질량을 이용하여 가능한 한 간단하게 모델링한다.
- 집중질량으로 치환되는 부품의 회전관성은 무시한다.
- 고정지지부의 주파수가 DDAM에서 고려하는 한계주파수보다 높은 부품은 집중질량으로 치환한다.

위의 가정을 기본으로 대상장비를 모델링할 때 질량만을 가지는 요소로 할 것인가 질량과 강성을 가지는 요소로 모델링 할 것인가를 결정하기 위해서는 한계주파수(cut-off frequency) 계산이 필요하다. 한계주파수 산정은 DDAM 수행 과정에서 고려하는 충격하중 주파수의 상한치로서 정의되며, 해석 모델링 및 위험부위결정에 중요한 인자가 된다.

고정지지부의 충격하중 주파수가 한계주파수 이하의 부품들은 잠재 위험부위가 될 수 있으며, 이상인 부품들은 강체로 취급할 수 있다.

한계주파수는 **Fig. 3.5**에 나타낸 DDAM에 사용되는 충격하중 스펙트럼으로부터 산정되고, 대상장비에 작용하는 충격하중 스펙트럼은 장비 고유진동수의 함수이며, 고유진동수의 크기에 따라 3가지 영역 즉, 변위지배영역, 속도지배영

역, 가속도지배영역으로 분류된다. 장비의 고유진동수가 가속도지배영역 내에 있으면 고유진동수의 크기에 상관없이 일정한 가속도를 받게 되므로 이러한 영역 내에 있는 장비는 강제로 취급할 수 있다. 따라서 한계주파수는 충격하중 스펙트럼의 속도지배영역에서 가속도지배영역으로 넘어가는 교점에서의 진동수가 되므로 한계주파수(f_c)는 식 (3.25)와 같은 관계로부터 얻을 수 있다.

$$2\pi f_c V_a = A_a g \quad (3.25)$$

3.1.4 허용응력 기준

충격하중에 의한 응력은 3 방향(Vertical, Traverse, 및 Longitudinal)의 응력값과 장비작동 중 발생하는 작용 응력의 합을 규정된 허용응력과 비교하게 된다. 이러한 허용 응력값은 일반적으로 장비의 재질이 가지고 있는 허용 응력값을 기준으로 하여 검토한다.

충격설계 값에 따른 장비의 허용응력기준을 나타내면 다음과 같다.

① 충격등급 A인 탄성(elastic)장비의 허용응력

- 변형이 위험한 장비는 물질의 정적항복응력을 초과해서는 안 된다.
- 약간의 영구변형이 허용되는 장비는 유효항복강도를 초과해서는 안 된다.
- 전단응력은 재질의 정적항복강도의 60 %를 초과해서는 안 된다.
- 베어링응력은 재질의 정적항복강도의 160 %를 초과해서는 안 된다.
- 작동하중과 충격하중의 합이 Column 하중을 초과해서는 안 된다.

② 충격등급 A인 탄소성(elastic-plastic)장비의 허용응력

- 최대 탄성변형의 2배 정도의 영구변형이 있을 경우 재질의 정적항복강도를 초과해서는 안 된다.

- 전단응력은 재질의 정적항복강도의 60 %를 초과해서는 안 된다.
- 소성 굽힘의 고려 시에 굽힘 및 전단력은 각각 재질의 정적항복강도의 200 % 와 120 %를 초과해서는 안 된다.
- 축방향의 응력은 재질의 정적항복강도를 초과해서는 안 된다.
- Von-mises 응력은 재질의 정적항복강도를 초과해서는 안 된다.

③ 충격등급 B인 장비의 허용응력

- Grade B인 장비는 소성 굽힘에 대한 것을 제외하고 기본적으로 Grade A인 장비의 허용값을 따른다.

3.2 과도해석에 의한 충격해석

일반적인 과형으로 주어지는 주기적인 하중은 여러 주파수의 조화함수 성분을 중첩하여 푸리에(Fourier)급수로 나타낼 수 있다. 이러한 가진력이 작용하는 경우의 응답은 가진력의 각 조화함수 응답을 중첩시켜 구할 수 있다. 그러나 실제 구조물에 작용하는 하중은 수중에서의 폭발에 의한 충격과 같이 비주기적으로 작용하게 되고 이를 해석하기 위하여 여러 가지의 수치해석 기법을 사용하고 있다. 본 논문에서는 충격과 같은 시간에 따라 변화하는 비주기적인 하중에 따른 응답을 구하기 위하여 유한요소해석 프로그램인 ANSYS의 과도해석(Transient dynamic analysis) 기법을 사용하여 해석하고자 한다.

3.2.1 시간이력에 따른 충격하중

과도해석에 앞서 해석에 적용할 충격하중에 대하여 정의하여야 한다. 충격하중은 대상장비의 고정 위치에서 충격작용기간 동안에 나타난 가속도의 시간에 따른 거동으로 고정된 좌표계상에서 나타낼 수 있고, 대표적인 구형파 충격과 반정현파 충격에 대한 가속도의 거동을 **Fig. 3.6**에 나타내었다. 구형파 충격 이력에 있어 충격의 상승시간 t_a 는 2 ms를 넘어서는 안 되며, 충격기간과 상승·하강시간을 정의하기 위하여 독일 해군의 장비 충격사양인 BV043-1985^[7]를 참고한다.

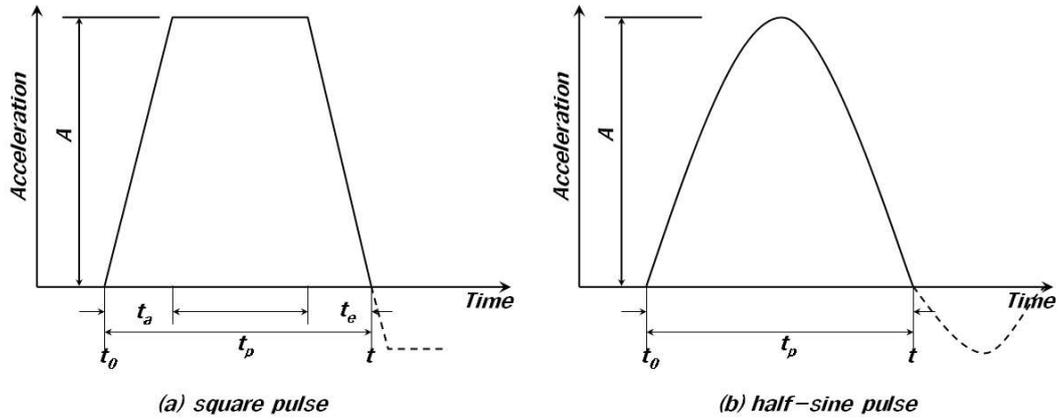


Fig. 3.6 History of acceleration in shock

여기서

t_0 : 충격시작시간 t_a : 상승시간 t_e : 하강시간
 t_p : 충격기간 t : t_p 후의 시간 A : 충격 가속도

3.2.2 해석 이론

과도해석은 일반적으로 시간에 따라 변화하는 하중이 구조물에 작용할 때 동적 응답을 구하는데 사용된다. 즉, 구조물에 정적하중, 과도하중 그리고 조화하중이 조합되어 작용할 때 시간에 따라 변화하는 변위, 변형, 응력, 그리고 힘을 구할 수 있다. 여기에서 작용하는 하중의 시간 간격은 관성 및 감쇠의 영향에 따라 중요하게 고려되어야 한다. 만약에 관성 및 감쇠의 영향이 중요하지 않다면 정적해석을 수행할 수도 있다.

시간에 따라 변화하는 외력이 작용하는 진동계의 운동방정식은 식(3.26)과 같이 표현할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^u\} \quad (3.26)$$

여기서

$[M]$ = 구조물의 질량 매트릭스

$[C]$ = 구조물의 감쇠 매트릭스

$[K]$ = 구조물의 강성 매트릭스

$\{\ddot{u}\}$ = 절점의 가속도 벡터

$\{\dot{u}\}$ = 절점의 속도 벡터

$\{u\}$ = 절점의 변위 벡터

$\{F^a\}$ = 작용하는 하중 벡터

위의 식(3.26)과 같은 방정식을 풀기 위한 방법으로는 전향차분 시간적분법 (forward difference time integration method), 뉴마아크 시간적분법(Newmark time integration method) 등의 방법이 있지만 본 논문에서는 과도해석을 위하여 뉴마아크 시간적분법으로 계산하였으며 계산식은 아래와 같다.

$$\{u_{n+1}^{\dot{\cdot}}\} = \{u_n^{\dot{\cdot}}\} + [(1-\delta)\{u_n^{\ddot{\cdot}}\} + \delta\{u_{n+1}^{\ddot{\cdot}}\}] \Delta t \quad (3.27)$$

$$\{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \{u_n^{\dot{\cdot}}\} \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \{u_n^{\ddot{\cdot}}\} + \alpha \{u_{n+1}^{\ddot{\cdot}}\} \right] \Delta t^2 \quad (3.28)$$

여기서 α, δ 는 뉴마아크 적분 파라메타를 나타내고, 시간의 단계를 나타내기 위하여 시간 t_n 에서의 변위를 u_n 으로, 시간 $t_{n+1}(=t_n + \Delta t)$ 에서의 변위를 u_{n+1} 로 표시한다. 그리고 시간 t_{n+1} 에서의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{u_{n+1}^{\ddot{\cdot}}\} + [C]\{u_{n+1}^{\dot{\cdot}}\} + [k]\{u_{n+1}\} = \{F^a\} \quad (3.29)$$

식(3.27), 식(3.28)을 위의 식(3.29)에 대입하면 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$\{u_{n+1}^{\ddot{\cdot}}\} = a_0(\{u_{n+1}\} - \{u_n\}) - a_2\{\dot{u}_n\} - a_3\{\ddot{u}_n\} \quad (3.30)$$

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + a_6\{\ddot{u}_n\} + a_7\{\ddot{u}_{n+1}\} \quad (3.31)$$

$$(a_0[M] + a_1[C] + [K])\{u_{n+1}\} = \{F^a\} + \quad (3.32)$$

$$[M](a_0\{u_n\} + a_2\{\dot{u}_n\} + a_3\{\ddot{u}_n\}) + [C](a_1\{u_n\} + a_4\{\dot{u}_n\} + a_5\{\ddot{u}_n\})$$

여기서

$$a_0 = \frac{1}{\alpha \Delta t^2} \quad a_1 = \frac{\delta}{\alpha \Delta t}$$

$$a_2 = \frac{1}{\alpha \Delta t} \quad a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1$$

$$a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1 \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right)$$

$$a_6 = \Delta t(1 - \delta) \quad a_7 = \delta \Delta t$$

뉴마아크 시간적분법을 사용하여 응답을 구하기 위해서는 초기 상태의 변위, 속도, 가속도가 주워져야 하고, 식(3.32)에서 Δt 후의 변위를 구하고 식(3.30), 식(3.31)에서 속도와 가속도를 구할 수 있다. 이를 이용하여 각 요소에 작용되는 하중을 정의하여 각 고유모드별 응력을 계산하고 모든 고유모드에서의 결과를 합산하게 된다.^[17]

제 4 장 윤활유 정유기용 예열기의 내충격 성능 시험 및 해석

4.1 MIL-S-901D 에 의한 내충격 성능 시험

충격시험을 수행하기 위한 함정용 보기인 윤활유 정유기용 예열기(L.O purifier heater)의 제원과 충격시험에 대한 정보를 **Table 4.1** 에 정리하였다.

Table 4.1 Shock test information

Item	Content
Test Item	L.O PURIFIER HEATER
Size / Capacity	1229 mm(W) × 250 mm(H) × 280 mm(D)
Weight of Test Item	1.08 kN(242.5 lb)
Weight of Test Fixture	Vertical : 3.71 kN(833.34 lb)
	30° inclined : 8.02 kN(1803.35 lb)
Total Weight on Anvil Table	Vertical : 4.79 kN(1075.79 lb)
	30° inclined : 9.10 kN(2045.86 lb)
Test Specification	MIL-S-901D
Test Category	Medium Weight
Shock Grade	Grade B
Equipment Class	Class I
Shock Test Type	Type B
Mounting Location	Hull Mounted

대상장비의 시험은 상기 **Table 4.1** 을 기준으로 하여 공인시험기관에서 제

조자의 입회하에 시행하였으며, 시험 전 육안검사 및 내압시험을 실시하여 시험품이 정상상태임을 확인하였고, 시험 중에는 내압시험을 위한 기타 보조기기의 장착에 어려움이 있어 육안검사만을 실시하였다. 시험 완료 후 육안검사 및 내압시험을 재실시하여 시험품의 주요 성능에 이상이 없음을 확인하였다. 시험성적서에 기록되어 있는 절차 및 결과를 요약하여 나타내면 **Table 4.2** 와 같다.

Table 4.2 Test result

Process	Group No.	Hammer drop height	Anvil table travel	Operation mode	Result
Pre-Test Inspection					Accept
In-Process	I Inclined	0.38 m (1.25 ft)	0.08 m (3.0 in)	Off	Accept
	II Inclined	0.69 m (2.25 ft)	0.08 m (3.0 in)	Off	Accept
	III Inclined	0.69 m (2.25 ft)	0.04 m (1.5 in)	Off	Accept
	I Vertical	0.31 m (1.00 ft)	0.08 m (3.0 in)	Off	Accept
	II Vertical	0.61 m (2.00 ft)	0.08 m (3.0 in)	Off	Accept
	III Vertical	0.61 m (2.00 ft)	0.04 m (1.5 in)	Off	Accept
Post-Test Inspection					Accept

위에서 살펴 본 바와 같이 MIL-S-901D 에 의한 중간 중량 충격시험 결과 율활유 정유기용 예열기는 어떠한 구조적인 손상도 발견되지 않았으며 시험기

준에 적합한 것으로 확인하였다.

미해군에서 규정하는 MIL SPEC에서는 시험 중 어떠한 측정도 요구하지 않으나 추후 개발되는 제품의 충격시험 및 해석에 있어 기초자료로 활용하고자 기본적으로 앤빌과 시험품에 대하여 충격가속도를 계측하였다. 본 시험에서 측정한 가속도 값을 **Table 4.3**에 나타내고 있고, 이를 이용하여 추후 전개될 해석에 의한 내충격 평가에 활용하고자 한다.

Table 4.3 Measuring in anvil & specimen

Process	Group No.	Hammer drop height	Anvil table travel	Max. Acceleration	
				Anvil	Equipment
In-Process	I Inclined	0.38 m (1.25 ft)	0.08 m (3.0 in)	213.2 g	199.4 g
	II Inclined	0.69 m (2.25 ft)	0.08 m (3.0 in)	223.0 g	396.7 g
	III Inclined	0.69 m (2.25 ft)	0.04 m (1.5 in)	190.6 g	360.3 g
	I Vertical	0.31 m (1.00 ft)	0.08 m (3.0 in)	175.1 g	223.5 g
	II Vertical	0.61 m (2.00 ft)	0.08 m (3.0 in)	240.0 g	410.0 g
	III Vertical	0.61 m (2.00 ft)	0.04 m (1.5 in)	Not captured	384.1 g

4.2 DDAM에 의한 내충격 해석

본 논문에서는 해석에 의한 내충격 성능평가를 위하여 범용 구조유한요소해석 프로그램인 ANSYS(version 9.0)를 사용하였다. 실제 해석과정에서는 미국관용단위(USCS unit)를 사용하여 수행하였지만 본 논문에서는 국제단위(SI unit)를 사용하여 표기하였다.

4.2.1 대상장비의 특성

본 연구의 대상장비는 윤활유 정유기에 사용되는 예열기로서 주요 특성과 도면을 **Table 4.4** 와 **Fig. 4.1** 에 나타내었다.

Table 4.4 Specification of L.O purifier heater

Item		Specification
Name		L.O PURIFIER HEATER
Capacity	heating surface area	(0.53~35.06) m ²
	design pressure	1.57 MPa
Type		shell & U-tube type
Total weight		1.08 kN(0.2425 kips)

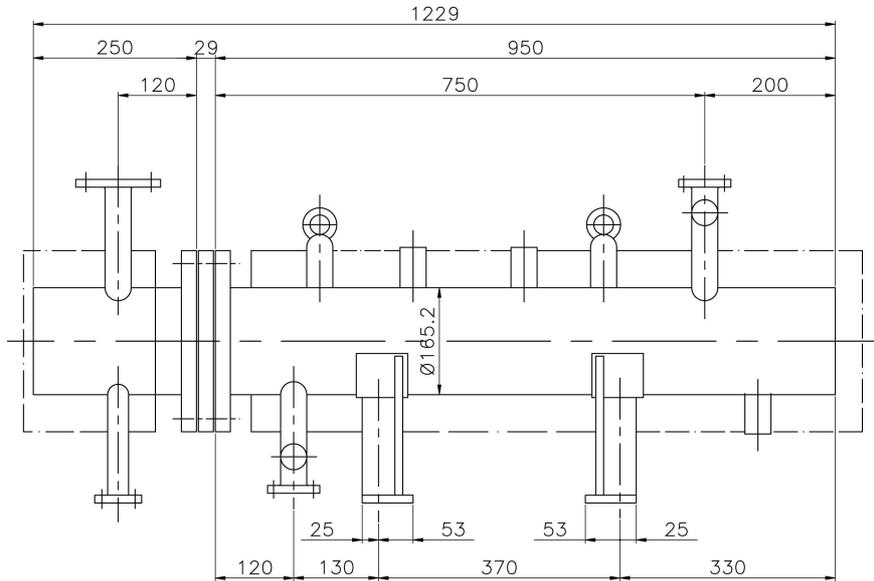


Fig. 4.1 Drawing of L.O purifier heater

4.2.2 모드해석(modal analysis)

대상장비의 고유진동 특성을 살펴보기 위하여 판 요소로 이상화하였으며, 3 차원 유한요소해석을 수행하여 20 차까지의 고유진동수와 진동모드를 확인하였으며 이로부터 각 모드의 참여계수 및 유효질량을 구할 수 있었다. 20 차 진동 모드까지 유효모드질량의 합은 전체질량에 대하여 수직방향의 경우 82 %, 종방향의 경우 95 %, 횡방향의 경우 95 %임을 확인하였고, 이는 유효질량의 총합이 전체질량의 80 % 이상이어야 하는 DDAM의 요구조건을 만족하고 있다.

따라서 대상장비의 충격응답 계산에 있어서는 각 방향에 대하여 20차 진동모드까지의 응답을 계산하여 합산(NRL sum)함으로써 각 방향의 전체응답을 계산하였다.

이들 결과 중 각 방향별 주요 고유진동모드를 **Fig. 4.2~4.13**에 보여주고 있으며, 각 모드에서 구한 유효모드질량의 총합이 전체질량의 80 % 이상이 되도록 선정된 고유진동수 중 주된 진동모드를 갖는 고유진동수에서의 참여계수 및 유효질량을 **Table 4.5~4.7**에 나타내고 있다.

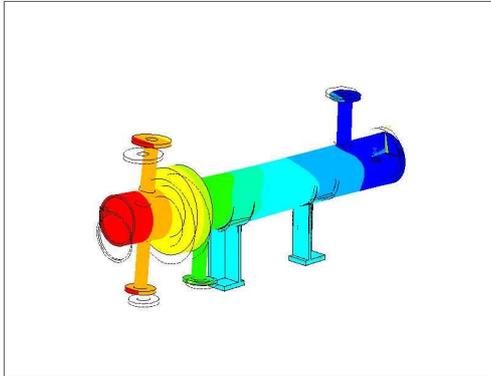


Fig. 4.2 3rd mode shape in the vertical direction

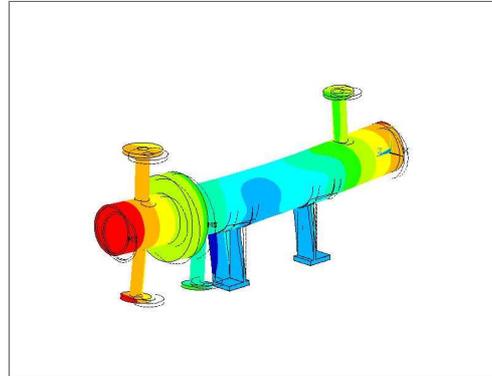


Fig. 4.3 4th mode shape in the vertical direction

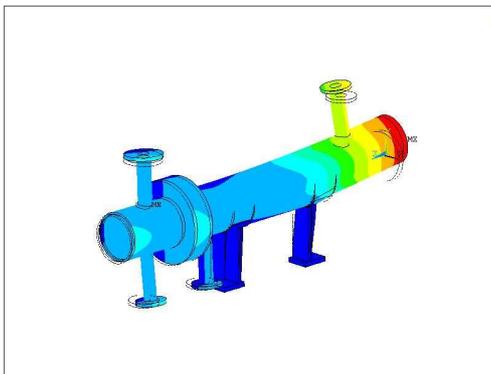


Fig. 4.4 5th mode shape in the vertical direction

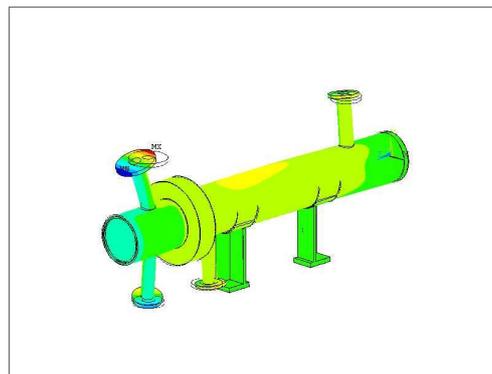


Fig. 4.5 8th mode shape in the vertical direction

Table 4.5 Results of modal analysis in the vertical direction

Mode	Frequency [Hz]	Participation factor	Effective modal mass [kg]
3	104.61	0.34	20.96
4	163.06	0.26	12.14
5	213.74	0.38	25.49
8	353.14	0.19	6.40
13	435.17	-0.17	4.93

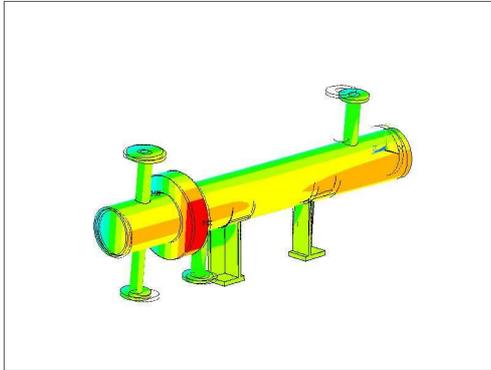


Fig. 4.6 2nd mode shape in the Longitudinal direction

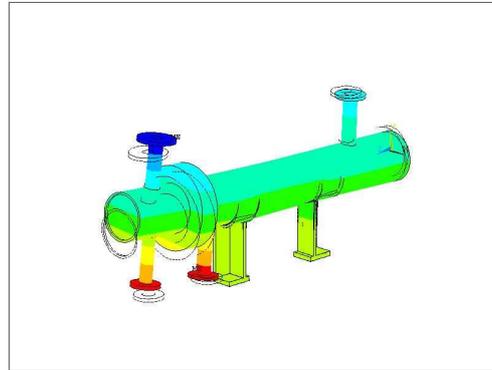


Fig. 4.7 3rd mode shape in the Longitudinal direction

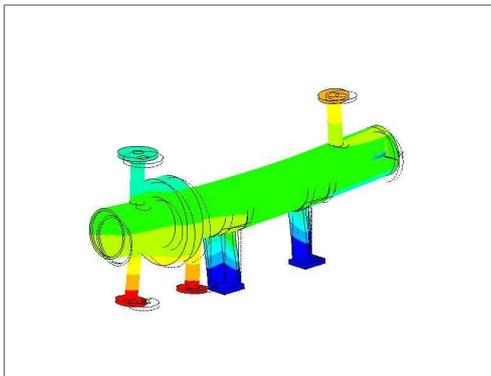


Fig. 4.8 4th mode shape in the Longitudinal direction

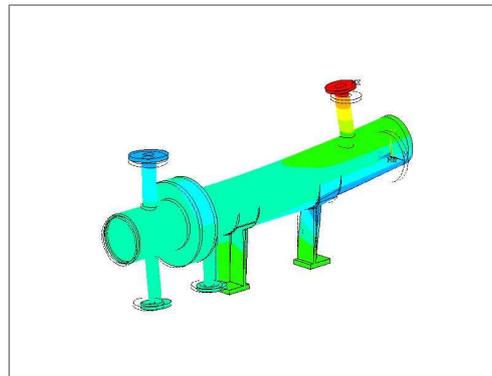


Fig. 4.9 5th mode shape in the Longitudinal direction

Table 4.6 Results of modal analysis in the Longitudinal direction

Mode	Frequency [Hz]	Participation factor	Effective modal mass [kg]
4	163.06	0.65	74.09
5	213.74	-0.25	11.13

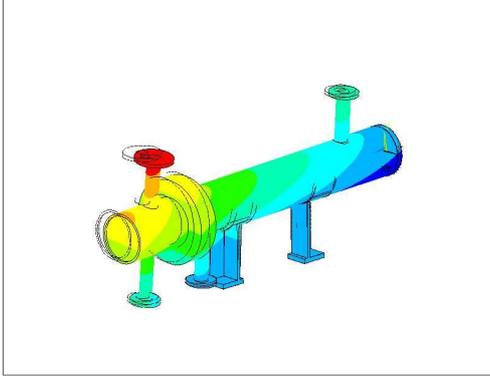


Fig. 4.10 1st mode shape in the traverse direction

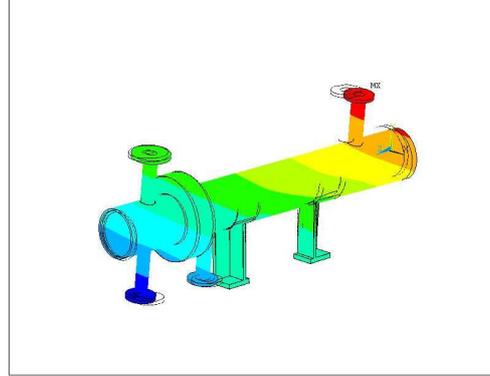


Fig. 4.11 2nd mode shape in the traverse direction

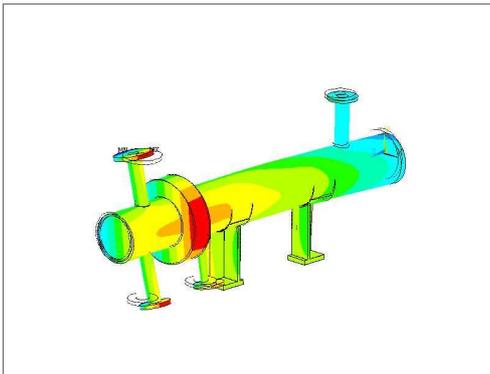


Fig. 4.12 6th mode shape in the traverse direction

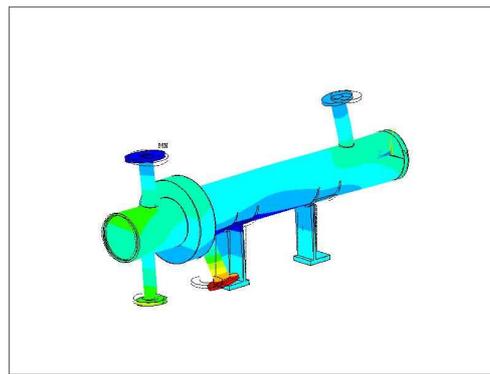


Fig. 4.13 14th mode shape in the traverse direction

Table 4.7 Results of modal analysis in the traverse direction

Mode	Frequency [Hz]	Participation factor	Effective modal mass [kg]
1	58.08	0.55	53.08
2	228.12	0.25	17.66
6	79.93	0.32	11.11

4.2.3 충격하중의 산정

DDAM에 사용되는 충격하중은 선박의 종류, 장비지지 위치, 충격의 방향, 설계기준에 따라 다르게 적용된다. 해석에 이용된 윤활유 정유기용 예열기는 수상함의 선체에 지지되는 장비로서 대상장비에 대해 3방향의 충격 하중과 이에 대한 응답을 모두 고려해야 한다. 그리고 충격에 대하여 응력보다는 변형이 위험하다고 여겨지는 장비는 아니지만 충격해석을 위하여 탄성 충격 설계값을 적용한다.

따라서, 상기의 선박의 종류, 장비지지 위치, 충격의 방향, 설계기준에 따라 충격하중을 산정하기 위하여 NRL Memorandum, Report 1396 에서 제공하는 경험식을 적용하였으며, 이를 정리하면 다음과 같다.

- Ship Type : Surface ship
- Mounted position : Hull mounted
- Reference equations

Acceleration [g]	$A_0 = 20 \left(\frac{(167 + W_j)(54 + W_j)}{(27 + W_j)^2} \right)$
Velocity [m/sec]	$V_0 = 1.52 \left(\frac{54 + W_j}{27 + W_j} \right)$

- Shock design parameters

Direction	Elastic	
	A_a	V_a
Vertical	$1.0A_0$	$1.0V_0$
traverse	$0.4A_0$	$0.4V_0$
Longitudinal	$0.2A_0$	$0.2V_0$

- Shock Design Value : $\text{Max}(6 \text{ g}, \text{Min}(A_a g, V_a \omega_a))$

여기서,

W_j : 모달중량(kN)

g : 중력가속도(=9.81 m/s²)

A : 가속도

V : 속도

ω_a : a차 고유각진동수(rad/s)

max, min : 각각 최대값과 최소값

을 의미한다.

상기의 경험식에 앞에서 구한 유효중량을 대입하여 대상장비에 적용되는 충격하중을 계산하면 **Table 4.8** 과 같다.

Table 4.8 Calculated shock design value

Direction	Shock design value
Vertical	234.84 g
traverse	93.93 g
Longitudinal	46.97 g

4.2.4 충격하중에 의한 응력해석 및 결과

DDAM 해석절차에 의한 응력계산은 먼저 모드별로 적용되는 충격하중에 따라 각 모드별 응력을 계산한 후 각 응력을 합산(NRL sum)하여 전체응력을 계산하도록 설정한다. 본체를 이루고 있는 판(shell)과 지지대 사이에서 단면적의 급변으로 인해 최대응력이 집중 될 것으로 판단되므로 판의 재질 STPG370 에서의 Von-mises 응력을 평가한다. 각 방향에서의 허용응력과 계산된 최대응력은 **Table 4.9** 와 같다.

Table 4.9 Maximum combined stresses at the critical areas

Direction	Allowable stress	Maximum stress
Vertical	215 MPa	31.87 MPa
traverse	215 MPa	74.59 MPa
Longitudinal	215 MPa	60.57 MPa

계산결과, 충격하중에 의해 발생하는 응력은 모두 허용응력 범위 내에 있음을 확인하였고 대상품의 내충격 안전성은 충분한 것으로 판단된다.

그리고, 대상장비의 각 방향별 Von-mises 응력상태를 **Fig. 4.14~4.16**에 나타내었다.

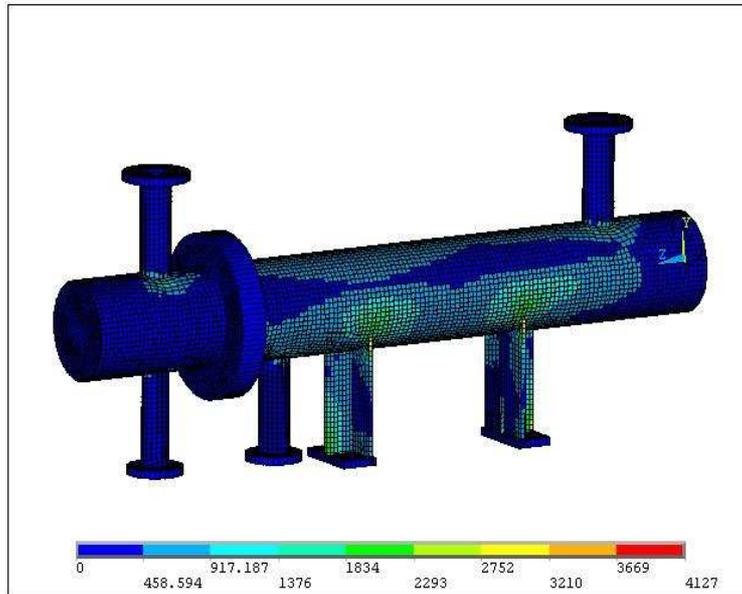


Fig. 4.14 Stress distribution of L.O purifier heater in the vertical direction

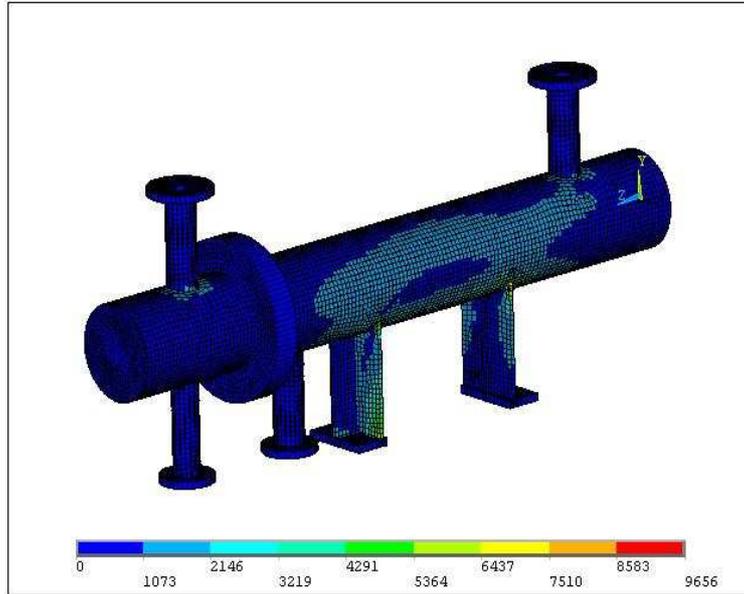


Fig. 4.15 Stress distribution of L.O purifier heater in the traverse direction

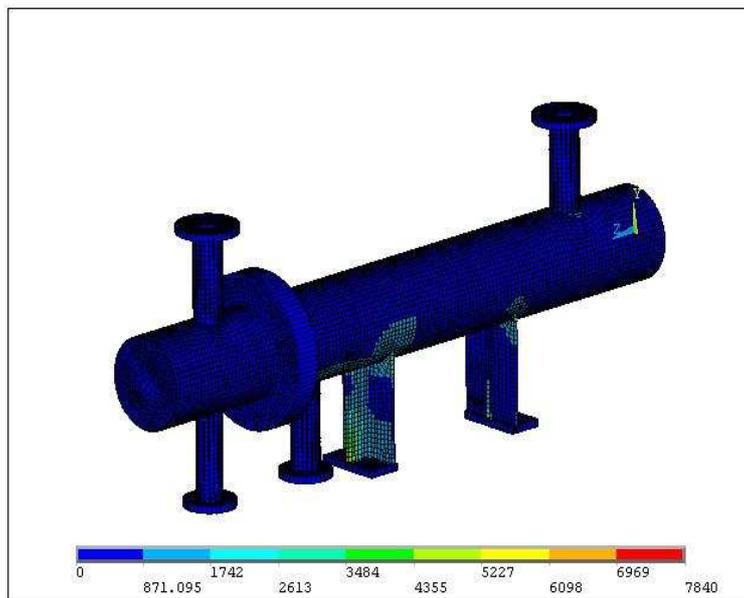


Fig. 4.16 Stress distribution of L.O purifier heater in the Longitudinal direction

4.3 과도해석에 의한 내충격 해석

본 연구에서는 충격시험 시 대상장비에서 측정된 가속도를 과도해석에서 재연하여 대상장비의 응력을 확인한다. 과도해석은 충격시험에서 수직방향에 대해서만 가속도를 측정하였으므로 수직방향에 대해서만 해석을 수행한다.

4.3.1 충격하중의 시간이력 산정

과도해석에 적용할 충격파형은 3.2 절에서 설명한 파형 중 공칭충격인 구형과 충격을 적용하였고, 이를 구성하는 변수를 정의하면 다음과 같다.

- 충격기간(t_p) : 4 ms (BV043-1985 diagram 1 참조)
- 충격상승시간(t_0) 및 하강시간(t_e) : 0.4 ms (=0.1 t_p , BV043-1985 diagram 7 참조)
- 충격가속도(A) : 18.9 g

위의 변수들 중 충격기간 및 충격 상승과 하강시간은 독일 해군의 BV043-1985를 참조하였으며, 충격 가속도는 해석에 의한 대상장비에서의 응답가속도 값이 충격시험에서 측정된 응답가속도 값과 유사한 값을 가지도록 반복적으로 대입하여 구하였다.

4.3.2 충격하중에 의한 응력해석 및 결과

앞에서 구한 충격하중을 대상장비에 적용하였을 때의 응답가속도와 충격시험 시 측정된 응답가속도를 **Table 4.10**에 나타내었다. 그리고 충격하중에 따른 과도해석 결과를 **Table 4.11**에 나타내었으며, 이는 대상장비의 허용응력 범위 내

에 있음을 알 수 있다. 더불어 시간에 따라 변화하는 충격하중에 대한 응답가속도의 시간이력과 Von-mises 응력상태를 **Fig. 4.17, 4.18**에 나타내었다.

Table 4.10 Response acceleration by shock load

Direction	Maximum acceleration at shock test	Maximum acceleration at transient analysis
Vertical	384 g	391 g

Table 4.11 Results of maximum von-mises stress

Direction	Allowable stress	Maximum stress
Vertical	215 MPa	151.38 MPa

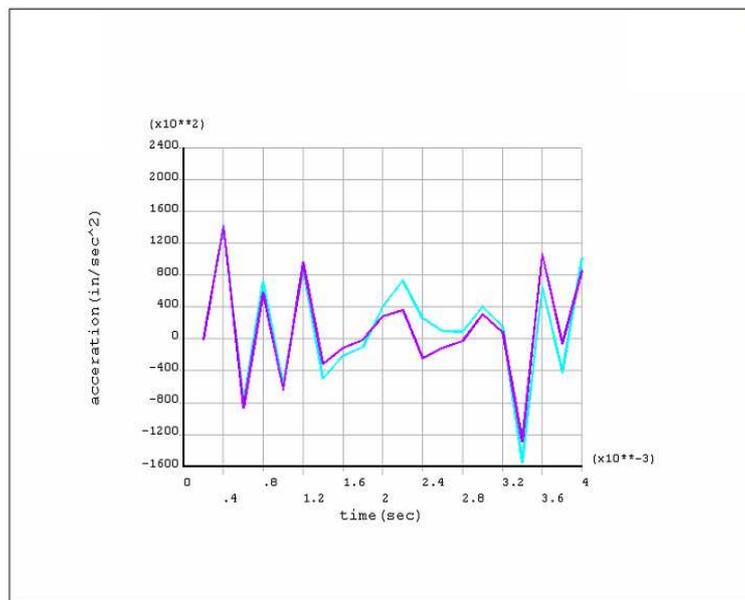


Fig. 4.17 Response acceleration in the equipment

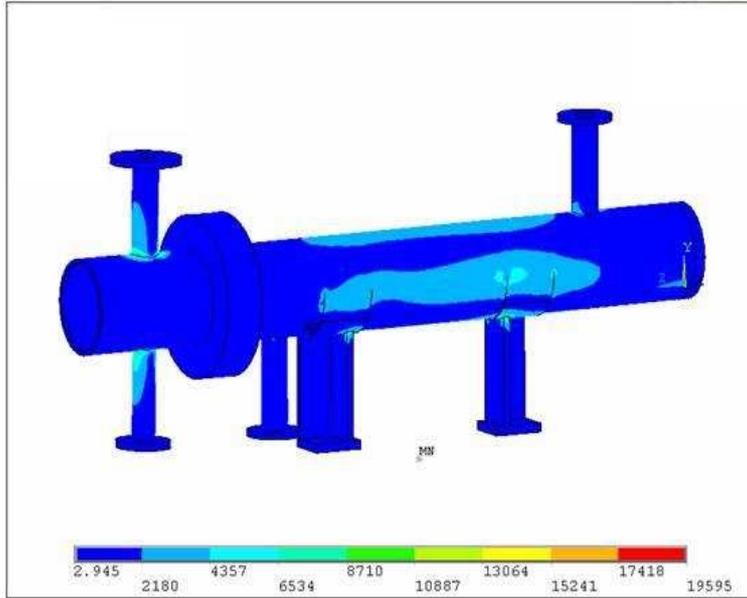


Fig. 4.18 Stress distribution by the transient analysis

제 5 장 결 론

함정에 탑재되는 장비는 수중 폭발로 인해 발생하는 충격에 대한 안전성을 확보하도록 되어 있다. 본 논문에서는 이를 확인하기 위한 방법으로 시험에 의한 내충격 성능 평가 방법과 해석에 의한 내충격 성능 평가 방법을 제시하였다. 그리고 시험과 해석에 의한 내충격 성능 평가의 신뢰성을 확인하고자 윤희유 정유기용 예열기를 대상으로 선정하여 내충격 성능 평가를 실시하였고, 이들 결과를 비교 검토하였다.

이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 실제 탑재되는 함정용 보조기계인 윤희유 정유기용 예열기는 MIL-S-901D의 절차에 따라 공인시험기관에서 충격시험을 수행하여 내충격 안전성을 확인하였고, 충격시험 중 대상장비로부터 수직방향의 응답가속도를 측정 확인하였다.
- (2) 미해군연구소(NRL)에서 제안한 DDAM에 따라 충격응답을 해석한 결과 단면적이 급변하는 본체와 지지대 사이에서 수직방향 31.87 MPa, 횡방향 74.59 MPa, 종방향 60.57 MPa의 최대 응력이 발생하였고, 이는 판 재질의 허용응력 215 MPa 내에 있음을 확인하였다.
- (3) 충격시험 시 대상장비에서 측정한 응답가속도를 과도해석에 적용하여 충격응답을 계산한 결과 본체의 판과 지지대 사이에서 수직방향으로 151.38 MPa의 최대응력이 발생하였고, 이는 판 재질의 허용응력 215 MPa 내에 있음을 확인하였다.
- (4) 해석에 의한 충격응답을 비교한 결과, 수직방향에 대하여 DDAM에서 계산된 응력과 과도해석에서 계산된 응력은 5 배가량의 차이를 보이고 있다. 그 이유는 대상장비의 무게는 경량에 해당되지만 시험치구 등의 무게

로 인하여 중량충격시험기에서 시험을 실시하여 과도한 충격하중이 발생한 것으로 생각되며, 따라서 과도해석에 사용된 대상장비에서의 응답가속도가 보다 크게 적용되었기 때문인 것으로 판단된다.

그러므로 DDAM에서 보다 안전성을 가하기 위하여 유효중량을 가능한 전체질량에 근사시킬 필요가 있으며, 시험치구의 무게에 따른 충격하중의 영향을 정량화하여 충격시험 시 감안하여야 할 것으로 생각된다. 더불어 실선 충격시험을 통하여 실제 함정용 탑재장비들이 받게 되는 충격하중에 대한 데이터를 확보하여 충격시험 및 충격응답해석의 신뢰성을 확보하여 나가야 할 것이다.

참 고 문 헌

- [1] Keil, A.H., "The Response of Ships to Underwater Explosions", Transactions of the SNAME, Vol.69, 1961.
- [2] Cole, R.H., "Underwater Explosions", Princeton University Press, 1948.
- [3] 정정훈, "함정용 탑재 장비의 내충격 성능 평가", 한국소음진동공학회지, Vol.8/No.1, pp21~28, 1998.2.
- [4] 정정훈, 김병현, 정태영, "함정용 탑재장비의 내충격 평가 기술", 대한조선학회지, 제33권 제2호, 1996.
- [5] 이기수, "함정용 탑재장비의 내충격 안정성 평가에 관한 연구", 한국해양대학원 석사논문, 2001.
- [6] MIL-STD-810F, "Department of Defense Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests", 2000.
- [7] BV043, "Shock Resistance Experimental and Mathematical Proof", 1985.
- [8] MIL-S-901D, "Shock Tests, H.I.(High-Impact) Shipboard Machinery, Equipment, and Systems, Requirements for", 1989.
- [9] NAVSEA 0908-LP-003-3010A, "Shock Design Criteria for Surface Ships(Draft)", 1994.
- [10] 김병현, 정정훈, 문석준, "실선 충격시험방법에 대한 고찰", 대한조선학회 추계학술대회 논문집, 1997.

- [11] NAVSHIPS 250-423-30, "Shock Design of Shipboard Equipment, Dynamic Design Analysis Method", 1961.
- [12] 이동근, 조소훈, "내진설계를 위한 구조동역학", 한국지진공학회, 2004.
- [13] Cunniff, P.F. and O'Hara, G.J., "A Procedure for Generating Shock Design Values", Jour. of sound and Vibration, Vol.134, No.1, pp.155-164, 1989.
- [14] 정정훈, 김병훈, "DDAM에 의한 함정용 탑재장비 내충격해석의 이론적 배경에 대한 검토", 대한조선학회 춘계학술대회 논문집, 1998.
- [15] O'Hara, G.J. and Cunniff, P.F., "The Shock Spectrum Dip Effect", Jour. of Sound and Vibration, Vol.103, No.3, pp.311-321, 1985.
- [16] O'Hara, G.J. and Belsheim, R. O., "Interim Design Values for Shock Design of Shipboard Equipment", NRL Memorandum 1396, 1963.
- [17] ANSYS, "Ansys Theory Manual", ansys, inc.