공학석사 학위논문

함정용 탑재장비의 내충격 안정성 평가에 관한 연구

A study on the shock-safety assessment for shipboard equipments

지도교수 김 의 간

2000년 12월 23일

한국해양대학교 대학원

기계공학과

이 기 수

목 차

A Study on Shock-Safety Assessment for Shipboard Equipments

Lee, Gi-Su

Division of Mechanical and Information Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

If main equipments are damaged with the shock wave induced by a non-contact underwater explosion, The warship is able to lose easily its fighting ability. A number of researches have been reported the disability is not caused by the damage of hull but caused by that of equipments.

Therefore, the main shipboard equipments have required the safety ability test using many kinds of theoretical analysis methods or experimental analysis methods to get safety estimation of shock.

The methods are divided into two main categories. One is using theoretical analysis, the other is using experimental analysis. The two main theoretical methods are DDAM(dynamic design analysis method) presented by the U.S navy and direct time-integration method used largely in Europe. One of the theoretical methods and a shock testing related to most of the shipboard

equipments have been usually selected, so the reliability of the results is not confirmed clearly.

So, in this paper the procedure of shock testing and the method of theoretical analysis are investigated. Then, shock ability for starting air compressor in actual shipboard equipment is estimated through the DDAM and the shock testing based on MIL-SPEC standard. Finally, the calculated results and the experimental results are compared to find the reliability of theoretical analysis.

The results of this study can be used as a to design shipboard equipments having shock wave.

1. 서 론

1.1 연구 배경

제2차 세계대전 중 직접적인 피탐이 아닌 기뢰의 비접촉 수중폭발시에 발생하는 수중 충격파에 의해 함내 주요 탑재장비들의 치명적인 충격손상으로 함정이 전투불능 상태가 되는 사례가 처음으로 보고된 이래, 미국 및 유럽 국가들을 중심으로 수중폭발 공격에 대한 함정용 탑재장비의 내충격 성능향상을 위한 연구가 군사적 차원에서 수행되어져 왔다. 현재까지 알려진 비접촉 수중폭발에 의한 함정 전투불능 사례의 원인은 대부분 함정선체의 충격 손상보다는 주요 탑재장비의 충격손상에 기인하는 것으로 알려져 있다.

따라서 함정용 주요 탑재장비는 내충격 안전성 확보를 위하여 여러 가지 실험 및 해석방법을 이용하여 내충격 성능에 관한 검토가 이루어지고 있다. 함정용 탑재장비의 내충격 성능은 함의 전투유지능력 향상을 위하여 필수적으로 요구되는 기술로써 수중폭발 공격으로부터 장비의 안정성여부를 판단하는 중요한 성능이다. 따라서 고도의 전투유지능력을 갖는 함정을 건조하기 위해서는 탑재장비의 내충격 안정성 확보가 필수적이므로 장비 설계시 내충격 개념의 도입 및 해석을 통한 설계적합성 검증과 제작 후 충격시험을 통한 장비자체의 성능확인 후 최종적으로 함정에 장착하여 실선 충격시험을 통한 입증이라는 엄격한 과정이 요구된다.

우리 해군에서도 80년대 중반 이후부터 함정 및 주요 탑재장비의 내충격 안정성에 대한 중요성을 인식하여 내충격 안정성을 군사요구조건으로 설정하여 제시하고 있다. 그러나, 국내 제조업체들의 경우 이 분야에 대한 기술적인 능력이 거의 없어 체계적인 연구가 불가능한 실정으로 이와 같은 관련기술의 부재는 함정용 탑재장비의 국산화 개발에도 하나의 큰 장애요인이 되고 있다. 국내에서도 87년 최초로 기뢰탐색함(MHC, mine hunting craft)에 대해 전선충격계수(K.S.F, keel shock factor) 0.12 (군사요구도는 0.3)의 실선 충격시험을 실시하였다. 실선 충격시험 결과

많은 탑재장비들이 손상된 것으로 보고됨으로써 탑재장비의 내충격 안정성 및 이에 대한 기술확보의 필요성이 대두되었다.[1][2]

현재까지 대부분의 국내 제조업체들은 선진 외국의 제작사로부터 내충격 안정성이 검증된 장비 및 이와 함께 제공되는 기술자료의 도입에 의존하고 있는 실정이며 대부분의 충격관련 연구들이 군사적 차원에서 이루어지고 있어 외국의 제작사들이 기술이전이나 관련 기술자료를 제공하지 않고 있음에 따라 기술습득 기회가 차단되어 있다. 따라서 국내의 독자적인 기술확보에 많은 어려움이 있다. 이와 같은 이유로 함정용 탑재장비에 대한 내충격 안정성과 설계기술은 규격 요구조건 충족 뿐 만 아니라 탑재장비의 국산화개발 기술축적을 위해서도 반드시 확보되어야 한다.

따라서, 본 연구에서는 내충격 안정성 평가를 위한 시험, 해석 절차 및 방법을 정리하고 시험결과와 해석결과를 비교 분석함으로써 이론 해석의 신뢰성을 검토하고자 한다.

1.2 연구 목적

수중폭발이 일어나게 되면 먼저 순간적인 충격파가 아주 짧은 시간영역 내에서 발생되어 선체구조 및 탑재장비에 급격한 가속을 일으켜 이를 전달받은 함정탑재 장비와 그 지지부 및 선체 국부 판구조에 손상을 일으킨다. 폭발 에너지 중 약 50%에 해당하는 양이 이 충격파에 의해서 전달되며 이러한 충격파는 매우 짧은 시간에 아주 높은 가속도로 선체국부구조에 발생하는 에너지 형태로 전달되어진다.[3]

이러한 충격파에 대한 장비의 안정성 평가방법은 크게 두 가지형태로 대별할 수 있는데, 첫 번째는 내충격 해석을 통한 평가이며, 두 번째는 내충격 성능시험에 의한 평가이다. 해석을 통한 평가방법 중에는 미해군에서 제시한 스펙트럼 해석방법 중에 하나인 DDAM(dynamic design analysis method)과 유럽국가들에 의해 주로 사용되어 지고 있는 직접시간 적분법이 있다. 이 외에도 등가정적 해석방법이 있으나 이 방법은 해석이론이 간단하고 해석이 편리하여 많이 사용되어 졌으나 대상장비의 동적 거동이 고려되지 않은 단점 때문에 현재는 거의 사용되지 않고 있다.

현재까지 대부분 장비의 내충격 성능 평가에서는 경제적인 이유와 해군 요구조건에서 해석과 실험 중 한가지 방법을 통해서만 내충격 안정성 인증요구서를 제출하는 것을 원칙으로 하고 있어 이론해석이나 실험 중 한가지 방법에 의해서만 평가가 수행되어져 왔으므로 실험과 각각의 이론해석에 의한 결과 값들이 어느 정도의 신뢰성을 가지고 있는가에 대한 자료가 거의 없는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 현재 주로 사용되고 있는 내충격 해석 평가방법 중 미해군에서 제시한 DDAM을 이용하여 실제 함정용 탑재장비인 시동공기 압축기의 내충격 안정성을 평가하고, 또한 MIL-SPEC(military standard specification, 미해군 규정)에서 제시한 방법 및 절차를 바탕으로 내충격 성능실험을 실시하고 이러한 값들을 서로 비교 검토하였다. 이와 같이 결과값을 비교 검토함으로서 향후 내충

격 안정성이 요구되어지는 장비나 구조물의 충격 안정성 평가에 활용할 수 있으며 내충격 해석시 좀더 실제 시험에 근접한 결과를 산출하기 위한 해석상의 방법을 찾는데 도움이 될 것으로 생각된다.

또한 내충격 해석 및 충격시험을 통한 연구 결과는 함정용 탑재장비 및 내충격 안정성이 요구되는 장비에 대한 국산화 개발시 내충격 설계자료로 적용할 수 있으며, 아울러 충격해석 절차 및 시험평가 시스템을 검토함으로써 함정용 탑재장비들의 시험 및 해석에 많은 도움이 될 것으로 기대된다.

2. 내충격 성능평가

2.1 함정용탑재 장비의 내충격 요구조건

해군에서는 함정 및 탑재장비의 전투 유지능력 향상을 위하여 내충격 안정성검증을 품질 요구조건으로 제시하고 있다. 함정에 대한 군사요구조건 중 충격 관련 사항은 수상함의 경우는 전선충격계수 0.3 에 의한 실선 충격시험에 안정해야 하며, 잠수함의 경우는 전선충격계수 0.6 에 의한 실선 충격시험을 만족해야 한다.

단위 탑재장비는 MIL-S-901에 의한 충격시험 또는 시험인증서, 미 해군에 의해 제시된 해석방법인 DDAM 에 의한 충격설계보고서 제출 또는 이와 동등한 영국, 프랑스, 독일 해군의 충격요구조건에 따른 시험인증서 및 충격설계보고서 제출을 요구하고 있다. Table 2.1 은 함정용 탑재장비에 대한 내충격 요구조건을 나타내고 있으며, 일반적으로 MIL Spec(미국해군 규정), BV(독일해군 규정) 등의 규격에 근거하고 있다.

Table 2.1 Required specification of endurance shock on ships

Classifi-cation	Demand items	Note
Pre-condition	전선충격계수 0.3 (british unit)에 의한 실선 충격시험 결과에 대한 보증	손상된 장비에 대해 장비 제작사가 수리
Optional items	MIL-S-901 등급 A 장비에 대한 충격 시험인증서 제출	
	미해군에 의해 제시된 충격해방법인 DDAM에 의한 충격설계 보고서 제출	DDAM 또는 BV 043에 따라 수행
	영국, 프랑스, 독일 해군의 충격 요구조건에 의한 충격시험인증서 및 충격설계보고서 제출(직접시간 적분법을 주로 사용)	장비제작사가 정부기관에서 인증 받은 장비는 기존 시험인증서 제출(MIL-S-901)과의 비교평가 포함)

Table 2.1과 같이 함정에 대한 군사요구조건을 바탕으로 한 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 내충격 안정성을 입증해야 한다는 것이다. 이 중에서 단위 탑재장비에 대하여는 실선 충격시험 보증조건은 필수사항으로 주어지며, 충격시험 및 해석을 통한 입증은 선택사항으로 주어지는 경우가 대부분으로, 충격해석은 충격시험이 불가능한 경우 이를 대체하기 위함이다.

그러나 현실적으로 실선 충격시험의 경우 많은 경비 소모와 시간적 손실등을 이유로 거의 이루어지지 않고 있으며 현재 대부분의 제작사에서는 단위 탑재장비에 대해 충격시험 및 충격해석을 통해 내충격 성능을 검증하고 있다.

2.2 시험적 평가방법

함정용 탑재장비의 충격시험은 일반적으로 시험대상 장비의 중량에 따라 경중량 (light weight), 중간중량 (medium weight) 및 중중량 (heavy weight) 충격시험으로 분류된다. 미 해군 규정에는 장비의 중량에 따라 타격방향, 타격 높이 및 타격 횟수 등을 자세하게 제시하고 있다. Table 2.2 는 이러한 충격시험 절차 및 방법들을 제시하고 있다.

Table 2.2 Test schedule for medium weight shock machine (MIL-spec standard)

Group number	I	II	III
Number of blows	2	2	2
Anvil table travel (inch)	3.00	3.00	1.50
Total weight (with anvil table, lb)	Height of hammer drop (feet)		
Under 1,000	0.75	1.75	1.75
1,000 2000	1.00	2.00	2.00
2,000 3000	1.25	2.25	2.25
3,000 3,500	1.50	2.50	2.50
3,500 4,000	1.75	2.75	2.75
4,000 4,200	2.00	3.00	3.00
4,200 4,400	2.00	3.25	3.25
4,400 4,600	2.00	3.50	3.50
4,600 4,800	2.25	3.75	3.75
4,800 5,000	2.25	4.00	4.00
5,000 5,200	2.50	4.50	4.50
5,200 5,400	2.50	5.00	5.00
5,400 5,600	2.50	5.50	5.50
5,600 6,200	2.75	5.50	5.50
6,200 6,800	3.00	5.50	5.50
6,800 7,400	3.25	5.50	5.50

MIL-S-901D에서는 지지대 및 각종 볼트 등의 시험보조장치를 포함한 장비의 중량의 합이 550 [lb] (2.44 [kN]) 미만인 경우에는 경중량 충격시험을, 550 [lb] 이상 7,400 [lb] (14.81 [kN]) 미만의 경우에는 중간중량 충격시험을, 그 이상의 경우에는 중중량 충격시험을 수행하도록 규정하고 있으며 아울러 각 충격시험을 수행하기 위한 충격시험기와 충격시험시 요구되는 충격시험 절차를 규정하고 있다. 이러한 분류기준은 Table 2.3과 같다.

또한, 충격시험을 위한 시험장치로는 1940년 G·E 사에 의해 최초 제작된 경중량 충격시험기와 1942년 W·E 사에 의해 최초 제작된 중간중량 충격시험기가 있다. 충격시험기는 충격시험대 위에 시험대상 장비를 부착하여 충격해머(impact hammer)의 자유낙하 운동으로써 충격을 가하여 장비의 안정성 여부를 평가하는 기계적 장치이다.

이들 시험기는 2차 세계대전 중에 개발되어 현재까지 거의 수정 없이 사용되고 있다. 이들 시험기의 개발당시에는 수중폭발에 의한 함정 선체 및 탑재장비의 충격응답 계측이 불가능하여 실제 장비가 받게되는 충격신호를 구현할 수 없었기 때문에 그 당시까지 관측된 실제 장비의 충격손상 사례를 바탕으로 충격시험기가 이와 유사한 충격손상을 가할 수 있도록 설계되었다. Table 2.4는 경중량 시험기 및 중간중량시험기의 주요특성을 나타낸 것이다.

Table 2.3 MIL-S-901 shock tests

	Light weight shock test	Medium weight shock test	Heavy weight shock test
Test machine	LWSM	MWSM	SFSP or LFSP
Test load weight	up to 550 lb	up to 7400lb	up to 60,000lb (SFSP) up to 400,000lb (LFSP)
Excitation	Three axis Hammer impact (Top, Back, Side)	Single axis Hammer impact (Vertical)	4 Shots Underwater explosion

※ LWSM : Light weight shock machine
MWSM : Medium weight shock machine
SFSP : Standard floating shock platform
LFSP : Large floating shock platform

Table 2.4 Specification of shock testing machine

Specification	Light weight testing machine	Medium weight testing machine
Size	1422(W)×4300(D)×4390 (H) [inch]	700(W)×4300(D)×5000(H) [inch]
Maximum test weight	550 [lb] (2.45 [kN])	7400 [lb] (32.92 [kN])
Hammer weight	400 [lb] (1.78 [kN])	6000 [lb] (26.69 [kN])
Shock axial	Three axial (Top. Side. Back)	Single axial(Vertical)

중중량 충격시험은 시험대상 장비의 중량이 60,000 [lb] (266.89 [kN]) 까지는 SFSP (standard floating shock platform)를, 400,000 [lb] (1,779.29 [kN]) 까지는 LFSP (large floating shock platform)를 사용하여 실제 수중폭발을 실시하는 시험이다. 1961년과 1969년에 각각 개발된 SFSP 및 LFSP는 시험대상 장비를 부착하게 되는 선체 구조와 유사한 지지대 와 충격시험 중에 장비의 구성품이 이탈하여 물 속에 빠지지 않게 하기 위한 덮개로 구성되어 있다. Fig. 2.1 은 SFSP 를 이용한 중중량 충격시험 장면이다.

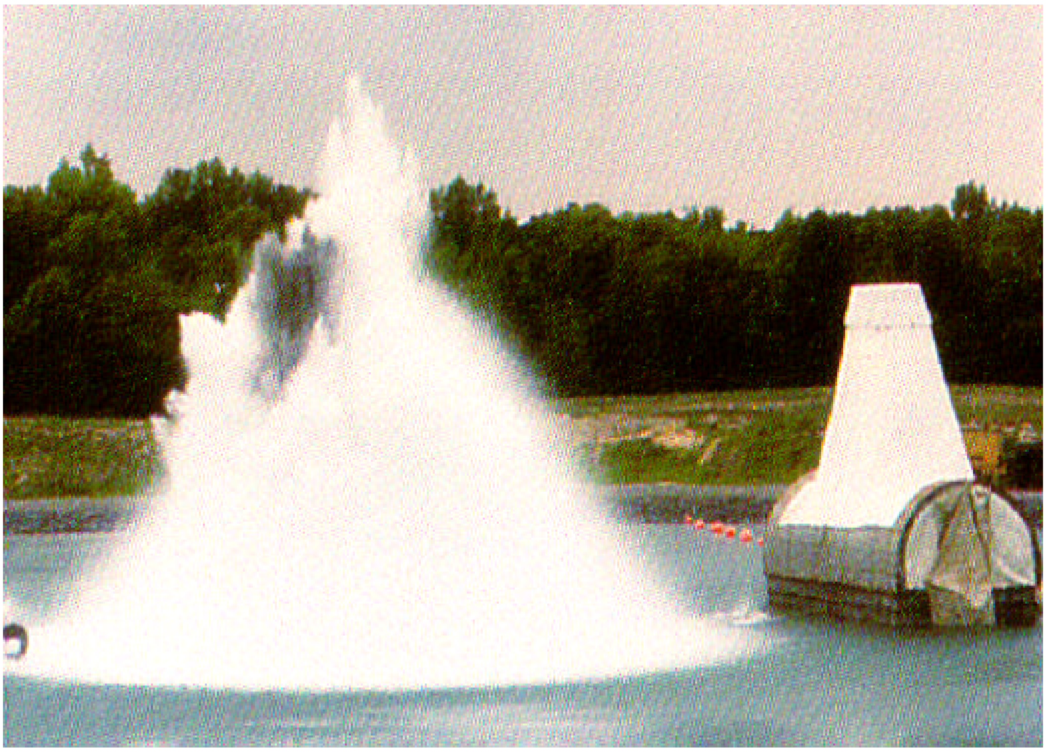

Fig. 2.1 MIL-STD-901 standard floating shock platform

MIL-S-901의 경중량 및 중간중량 충격시험의 경우 유럽국가들로 구성된 북대서양조약기구(NATO)에서 규정하는 충격시험기와 시험절차는 상당한 개념상의 차이가 있으며, 이들에 대한 차이점은 Table 2.5 와 같다. Table 2.5 에서와 같이 미 해군의 충격시험 규정은 시험대상 장비가 실제 탑재되는 함정의 선종이나 탑재위치와는 무관한 일원화된 규정이다.

Table 2.5 Comparison of the united states navy and NATO on light and medium testing

Specification	United states	NATO
Testing concept	2차대전시의 충격손상을 구현토록 고안되었으며, 최악의 조건으로 시험	장비가 받게될 충격응답스펙트럼을 구현토록 시험
Testing machine	표준화된 시험기 사용	시험기 비표준화
Measuring	계측 불필요	반드시 계측
Testing method	규격에 따른 획일화된 시험	함정의 종류 및 탑재위치에 따라 상이
Testing process	2차대전 이후 시험기 및 절차 거의 변화 없음	함정 건조에 따른 시험 조건 변화

즉, 미 해군에서 규정한 도면과 같이 제작된 충격시험기를 사용하여 미 해군 규정(MIL-S-901)에서 제시하는 조건에 따라 충격시험을 수행하여야 한다. 충격시험기를 위한 충격해머의 높이는 대상 장비가 받을 수 있는 최악의 충격환경을 구현하도록 설계되었다.[4][5][6]

따라서, MIL-S-901에 따른 충격시험에서는 반드시 충격신호의 계측이 필요하지는 않다. 그러나 NATO국에서 사용하는 충격시험은 실선 충격시험을 통하여 축적된 충격신호를 선종, 장비 탑재위치 및 중량별로 규격화하여 대상장비의 충격시험에 사용될 충격신호를 규정하고 충격시험기가 규정된 충격신호를 정확하게 구현하였는지에 따라 충격시험의 적정성을 평가하는 시험이다.

NATO에서 규정하는 충격시험은 충격시험기의 종류 및 작동방법과는 무관하며 충격시험대에서 계측된 충격신호가 요구된 충격신호를 만족하면 된다. 이상과 같이 미 해군의 충격시험 요건은 NATO의 요건에 비하여 대상 장비가 받는 실제 충격환경을 정확히 구현하지 못한다는 단점이 있으나, NATO국가들에 비하여 상대적으로 새로운 종류(class)의 함정을 많이 건조해온 미 해군의 입장에서는 모든 종류의 함정용 탑재장비에 적용할 수 있는 일원화된 규정이 더 바람직한 것으로 판단된다.

왜냐하면 NATO에서와 같은 접근방법은 매번 새로운 종류의 함정용 탑재장비의 충격시험을 위해서는 새로운 함정에 대한 충격신호를 사전에 알고 있어야 한다는 문제가 있기 때문이다. 이와 같은 충격 시험장비를 이용한 장비자체의 내충격 성능검증시험과 함께 최근에는 실선 충격시험을 통하여 최종적으로 장비의 내충격 성능을 평가하려는 시도가 늘어나고 있는 추세이다. 그 이유는 장비자체의 내충격 성능이 검증되었다 하더라도 장비들 사이의 간격 불충분등 실제 함정내 장비탑재시의 오류로 인하여 장비가 치명적인 손상을 입는 경우가 발생하기 때문이며, 실선 충격시험은 수중폭발에 의한 함정 및 탑재장비의 충격 응답특성을 정확히 규명할 수 있는 최종적인 수단일 뿐 만 아니라 함정 승무원들에게 실제 전투상황시 수중폭발 공격에 대처할 수 있는 예비훈련의 기회도 제공하기 때문이다. 실선 충격시험시의 충격의 세기는 통상적으로 함정 설계 기준의 충격세기보다 작게 실시하는데 이는 심한 충격에 의해 함정 선체가 손상을 입게되면 보수를 위한 비용과 시간적인 손실이 크기 때문이다.

1987년 국내에서는 처음으로 K사에서 건조한 기뢰탐색함에 대하여 전선충격계수 0.12(british unit)에 의한 실선 충격시험을 실시한 적이 있다.

Fig. 2.2 는 K사에서 실시한 실선 충격시험 장면이며, Table 2.6 은 실선 충격시험에 필요한 충격 파라메타(shock parameter)를 나타내고 있다. Fig. 2.3 은 수중폭발실험에 대한 개략도 이다. 미해군의 경우 수상함의 경우 K.S.F(전선 충격계수)=0.3 에 대하여, 잠수함의 경우 K.S.F=0.6 크기의 충격에 대해 장비의 손상이 발생하지 않아야 한다.

- -

real ship

Table 2.6 Derivation of shock factor

Shock factor	Equation
Keel shock factor	$K.S.F = \frac{\sqrt{W}}{D_1}\left(\frac{1+\sin\theta}{2}\right)$
Hull shock factor	$H.S.F = \frac{\sqrt{W}}{D_2}$

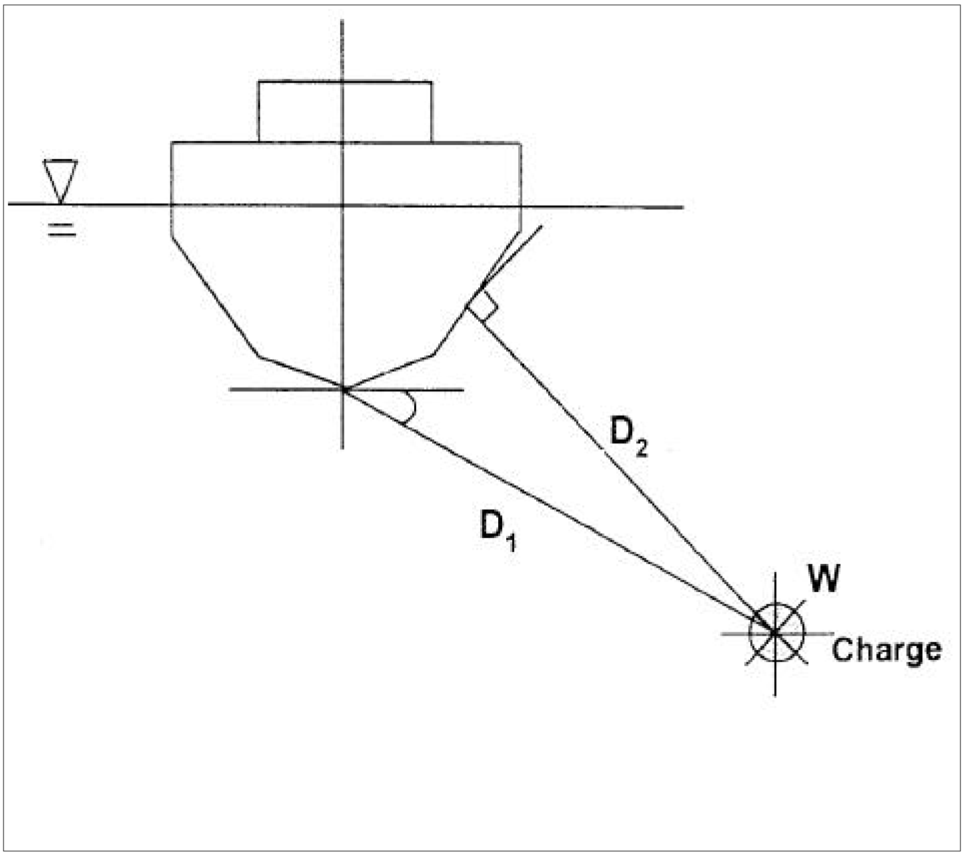

Fig.2.3 Diagram of underwater explosion trial

다음의 Table 2.7 은 MIL-SPEC에서 제시하고 있는 중중량 충격시험을 위한 절차를 나타내고 있다.

Table 2.7 Test schedule for heavyweight shock testing

Test conditions	SFSP	LFSP
Depth of explosive charge below water surface (for all shot)	24 feet	20 feet
Explosive charge weight / composition	60 lbs/HBX-1	300 lbs/HBX-1
Shot direction shot 1 shot 2,3,4	 Fore-and-Aft Athwartship	 Fore-and-Aft Athwartship
Standoff (feet) shot 1 shot 2 shot 3 shot 4	 40 30 25 20	 110 80 65 50

탑재장비에 대한 충격시험의 경우 국내에서는 1980년대 후반부터 일부 제조업체가 MIL-S-901에서 규정한 경중량 및 중간중량 충격시험기를 설치하여 장비의 내충격 검증시험을 수행하고 있으나, 현재까지는 주로 대상 장비의 내충격 성능 확인여부 및 검증시험에만 사용되고 있기 때문에 충격시험을 통한 계측자료의 축적 및 체계적 분석을 통하여 그 결과를 장비의 내충격 설계에 거의 활용하지 못

하고 있는 실정이다.

따라서, 충격시험 계측결과의 데이터 베이스화 및 이를 토대로 한 탑재장비 내충격 설계기술 개발 등의 체계적인 연구가 요구된다. 또한 중중량 충격시험장비가 없기 때문에 추진기관과 같은 중중량 장비의 충격시험이 현재로선 불가능하며, 대부분의 경우 원제작사의 충격 해석결과로 대체되고 있는 실정이다. 중중량 충격시험은 실선 충격시험과 매우 유사하므로 수중폭발현상을 포함하여 장비의 충격응답 특성규명 및 실선 충격시험 방법론을 체계화할 수 있는 토대를 제공할 수 있기 때문에 국내에서도 중중량 충격 시험장비의 확보가 요구된다.

위에서 살펴본 바와 같이 국내의 경우 함정용 탑재장비에 대한 충격시험 여건이 매우 열악한 실정으로 국내에는 중중량 충격시험기가 없고 경중량 충격시험기와 중간중량 충격시험기만이 몇몇 업체에서 보유하고 있을 뿐이며, 실선 충격시험의 경우 비용 및 위험부담 등의 사유로 인하여 현실적으로 매우 어려운 실정이다.

이러한 이유로 국내 내충격 시험에 관한 기술축적은 거의 이루어지지 않고 있으며 대부분의 시험은 미 해군이나 독일해군에서 공개한 자료들에 의존하고 있다. 따라서 시험을 수행하는 과정에서 여러 가지 한계성을 지니고 있다.

2.3 해석적 내충격 성능 평가 방법

내충격 안정성 평가를 위한 해석적 평가 방법으로는 (1) 등가정적 해석법 (2) DDAM (3) 직접시간 적분법으로 크게 3가지로 나눌 수 있다. 대부분의 동적 설계에서와 마찬가지로 충격해석에도 초기에는 등가 정적 해석방법을 사용하였는데 장비의 질량에 중력가속도 단위의 설계충격지수(shock design number)를 곱한 하중으로 정적해석을 수행하는 방법이다. 이 방법은 개념이 간단하여 널리 사용되었지만 대상장비의 동특성을 전혀 고려하지 않는 한계점이 있어 지금은 거의 사용되지 않고 있다. 현재는 주로 미 해군에서 제시한 DDAM과 시간영역에서 충격응답을 계산하는 직접시간 적분법이 사용되고 있다.

DDAM은 구조물의 고유진동수와 모드 형상에 기초하여 하중을 분포시킴으로써 구조물의 동특성을 최대한 반영하였고 설계기준 가속도를 지정하여 충격하중을 산정 함으로써 충격응답 스펙트럼의 계산에 소요되는 복잡한 절차를 줄였다.

하지만 최근 전산기의 성능이 발달되면서 유럽국가들을 중심으로 직접시간 적분법을 이용한 시간영역 해석을 통해 좀더 실감나는 충격해석 수행하는 경우도 있으나, 이 방법을 이용하기 위해서는 정교한 해석 모델링이 필요하고 많은 계산량이 요구된다. 그러나 이러한 노력에도 불구하고 충격하중의 산정등 그 결과의 불확실성과 신뢰도에 여전히 문제가 있을 수 있다. 무엇보다도 이 방법은 장비의 내충격 안전성을 설계적으로 검토하는데 있어 지나친 시간을 필요하기 때문에 현실적으로 적용에 어려움이 많다. 이런점에서 DDAM은 설계자가 직접 비교적 손쉽게 수행할 수 있어 현재 국내에서 DDAM을 이용한 내충격 성능해석 방법이 많이 사용되어지고 있다.

따라서, 본 논문에서는 위의 세 가지 방법 중 현재 주로 사용되고 있는 DDAM에 대해서 검토한다.

2.3.1 DDAM

1961년 미 해군 연구소(NRL : naval research laboratory)에서 제안한 DDAM은 현재 미 해군 함정용 탑재장비의 내충격 설계검증을 위한 표준 해석방법으로서 스펙트럼 해석방법의 하나이며 현재 가장 많이 사용되고 있는 해석법이다.

Boit가 제안한 스펙트럼 해석법은 응답스펙트럼 형태로 표현된 구조물의 지지부 운동에 대해 모드중첩법에 의하여 구조물의 강제진동 응답해석을 하는 방법으로서 각각의 등가 1자유도계의 응답계산에 있어서 주어진 응답 스펙트럼으로부터 등가 1자유도계의 고유진동수에 해당하는 값을 읽기만 하면 되기 때문에 콘볼루션(convolution)적분이 필요하지 않다. 뿐만 아니라 실제 구조물을 몇 개 모드만의 등가 1자유도 계로 치환하여 전체응답을 계산하여도 구조적으로 충분히 안전한 결과를 얻을 수 있음을 입증하였다. 장비시스템의 내충격 설계에 있어서 충격응답 스펙트럼으로부터 읽어야 할 실제 설계기준 충격하중 값은 장비 시스템과 선체를 포함한 전체 시스템의 고유진동수에서 발생하는 피크값이 아니라 장비 시스템의 지지부가 완전 고정(fixed-base)되어 있다고 가정하여 계산된 장비시스템만의 고유진동수값을 사용하여야 하며 그렇지 않을 경우 과도한 설계를 초래할 수 있다.

선체와 장비시스템 사이의 상호작용을 무시한 스펙트럼 해석법은 과도한 설계를 초래할 수 있기 때문에 이러한 상호작용의 영향을 고려할 수 있는 방법으로 모드별 유효질량이라는 개념이 새로 도입되었다. 모드별 유효질량은 지지부 운동에 대한 장비 시스템의 반작용 크기의 척도로서 동일한 충격하중에 대하여 유효질량이 클수록 즉, 실제 더 무거운 장비 시스템일수록 더 작은 충격가속도가 장비 시스템에 작용함을 알 수 있다.

이는 직관적으로 동일한 충격하중으로 가벼운 장비보다 무거운 장비를 움직이기가 더 어렵다는 사실을 입증하며 실제 장비 시스템이 받게 되는 충격하중을 정확히 산정하기 위해서는 장비 시스템과 선체의 상호작용을 반드시 고려해야 함을 의미한다. 그러므로 설계가속도는 충격하중에 의한 충격하중 응답스펙트럼으로부터 완전고정 고유진동수와 모드 유효질량의 함수로 구해진다.

장비시스템을 유한요소로 나누어서 해석 할 경우 이론적으로는 고유진동 해석에서 구해진 모든 모드를 이용하여 DDAM을 수행해야 실제 구조물의 질량과 모드 유효질량이 일치하게 된다. 그러나 대형 구조물의 경우 모든 모드를 사용하게 되면 엄청난 계산시간과 전산기 용량이 요구되므로 해석시 고려해야 하는 실용적 기준이 필요하게 되었다.

따라서, 모드별 유효질량의 합이 80% 이상이 되기만 하면 된다는 기준이 만들어 졌다. 이 기준을 적용할 경우 1000개 이상의 요소를 가지는 대형구조물도 보통 100개 이하의 모드를 사용하여 해석할 수 있다. 현재 범용프로그램에서는 DDAM을 기본기능으로 제공하고 있으며, 이러한 DDAM이 일반적인 스펙트럼 해석법과 크게 다른점은 다음과 같은 세 가지 점이다.

첫 번째는 DDAM에서는 장비에 작용하는 충격하중의 시간이 수천분의 1초(milisecond) 인점을 감안하여 장비구조의 감쇠를 무시한다는 점이다.

두 번째는 DDAM에서 사용하는 충격응답스펙트럼은 일반적인 응답스펙트럼과 비교하여 저진동수 영역에서 상당한 차이를 보이고 있다. 일반적인 응답스펙트럼은 저진동수 영역에서는 변위가 일정한 모양을 보여주고 있으나, DDAM에서 사용하는 응답스펙트럼은 고진동수 영역에서와 마찬가지로 가속도가 일정한 모양을 보여주고 있다.

Fig. 2.4 는 위에서 설명한 일반적인 응답스펙트럼 과 DDAM에서 이용되어지는 충격응답 스펙트럼을 나타내고 있다.

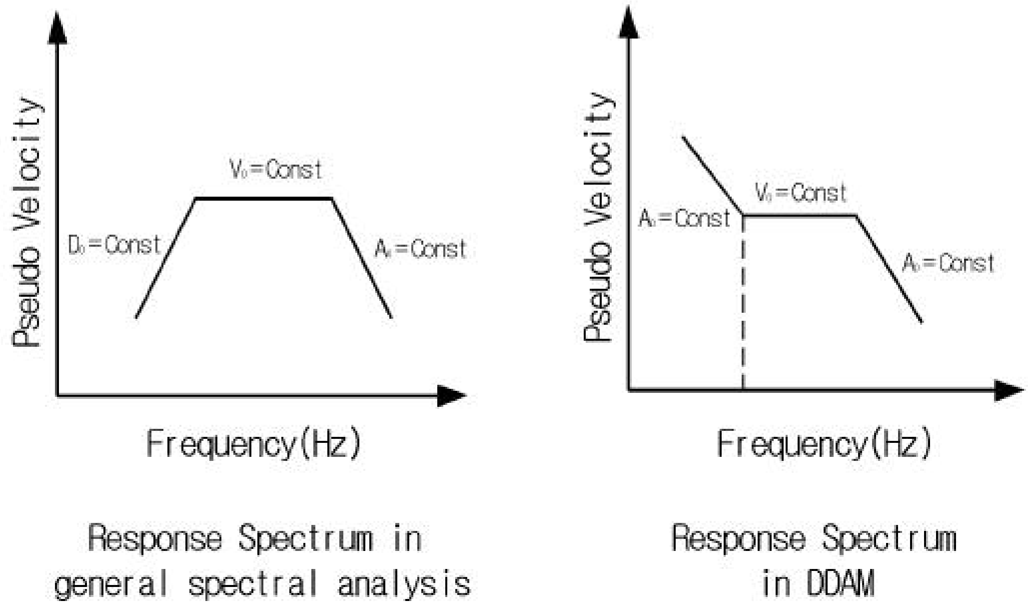

Fig.2.4 Comparison of response spectrum between general spectral analysis and DDAM

그러나 충격감소를 위하여 충격마운트를 사용하는 장비의 고유진동수는 통상 저진동수 영역(5 [Hz] 이하)에 존재하는데, 이러한 계가 6g 의 일정한 가속도를 견디기 위해서는 충격마운트가 견뎌야 하는 변위가 너무 크게되어 이러한 요구조건을 만족하는 충격마운트를 선정하는 것은 어렵다.

또한, 대부분의 충격마운트는 비선형성을 갖기 때문에 모오드중첩이 갖는 기본가정 즉, 대상장비의 충격응답은 선형이고, 탄성한도 내에 있다는 가정하에 개발된 DDAM을 이러한 경우에 적용하는 것은 불합리하다. 따라서 상대적으로 낮은 진동수이하의 충격응답해석이나 비선형성을 갖는 시스템의 충격응답 해석시에는 직접시간 적분법을 이용한 해석이 보다 적합할 것으로 생각한다. Fig.2.5는 DDAM을 이용한 함정용 탑재장비의 내충격 해석과정을 플로 챠트로 나타낸 것이다.

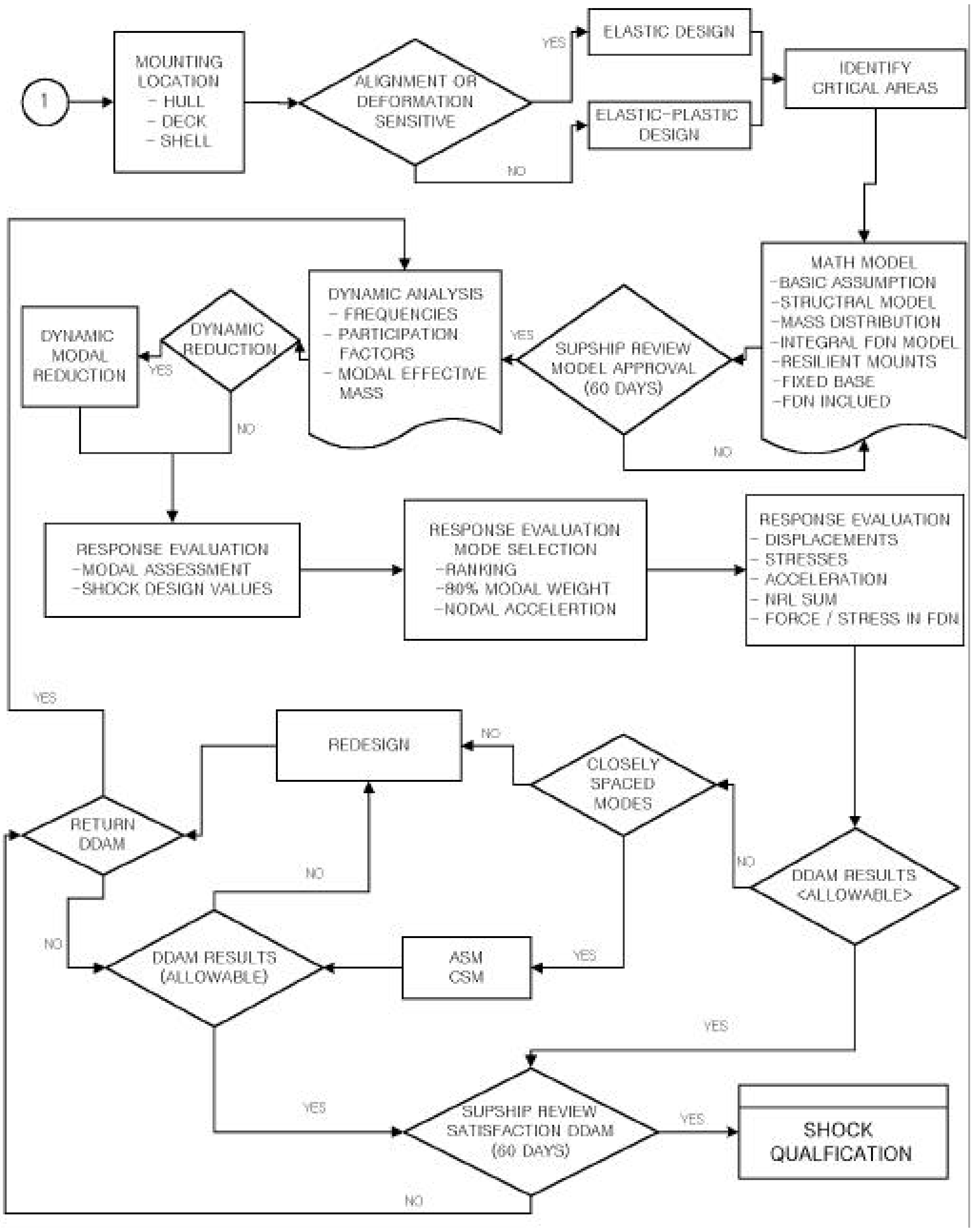

Fig. 2.5 Process of DDAM

(1) DDAM의 이론적 배경

충격해석에 있어서 충격하중은 하중의 지지부의 가속도로 주어진다. z 를 지지부의 변위라 하고 장비의 변위 x 에 대한 z 의 상대변위를 y라 할 때 지지부의 가속도에 의해 가진 되는 선형·비감쇠 일자유도 질량(M)-스프링(K)시스템의 운동방정식은 식(2.1)과 같다.[7][8]

$$m\ddot{x} + k(x - z) = 0 \tag{2.1}$$

식(2.1)의 해는 초기조건 : $\{ \ddot{z}(t) = const. = \ddot{z}_0,\ y(0) = y_0,\ \dot{y}(0) = \dot{y}_0 \}$에 의해 다음과 같다.

$$y(t) = \frac{\dot{y}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \left(y_0 + \frac{\ddot{z}}{\omega_n^2}\right)\cos \omega_n t - \frac{\ddot{z}_0}{\omega_n^2} \tag{2.2}$$

여기서, $\dot{y}$, y 는 각각 초기상태의 상대속도 및 변위이며, ω_n 은 고유진동수이다. 위 식에서 고유진동수 변화에 따른 상대변위의 최대값의 스펙트럼을 얻을 수 있으며 이것을 도식적으로 표현한 것이 응답스펙트럼이다. Fig. 2.6은 지지부의 가진에 의한 일련의 일자유도계로부터 응답스펙트럼을 구하는 예를 보여 주고 있다.

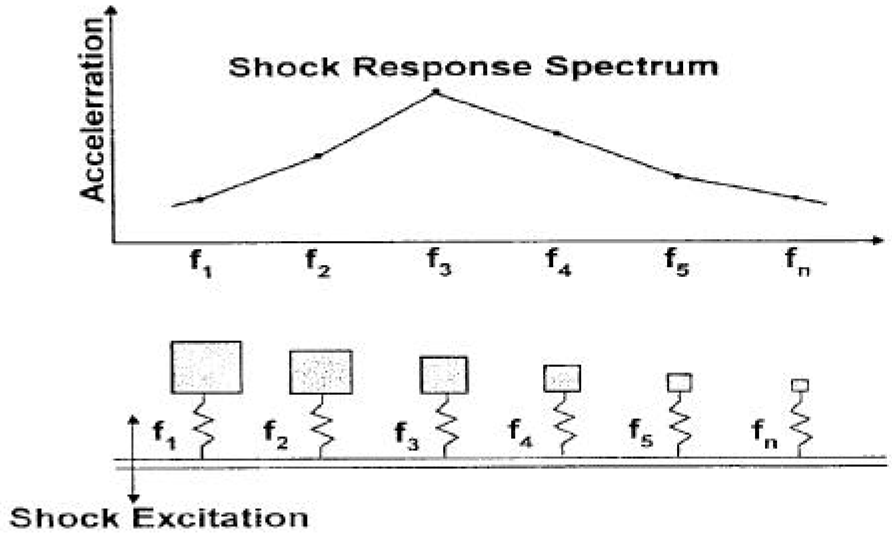

Fig. 2.6 Shock response spectrum

(2) 해석 이론

Fig. 2.7 과 같이 감쇠를 갖는 다자유도계 선형스프링시스템에서 감쇠항을 무시하면 자유진동해석을 위한 운동방정식은 식(2.3)과 같이 쓸 수 있다.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \tag{2.3}$$

이를 행렬형태로 표현하면

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0 \tag{2.4}$$

여기서, 변위 $x_i = C_i e^{j\omega t}$ 라고 가정하면 다음과 같은 초기치 문제가 된다.

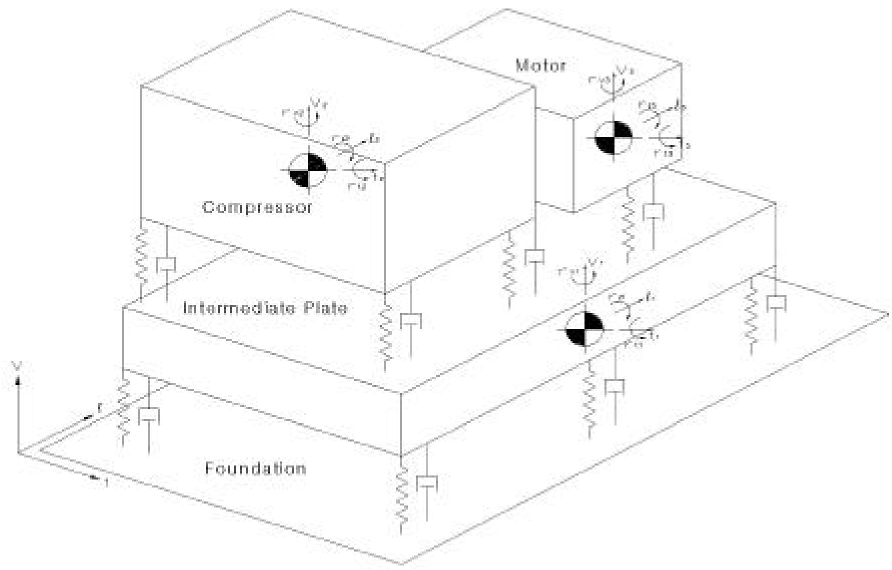

Fig. 2.7 Rigid body's with 6 degree of freedom

$$([k] - [\omega^2][m])\{u\} = \{0\} \tag{2.5}$$

여기서 $[\omega^2]$은 초기치 대각행렬로 표시하며, 초기치 벡터로 이루어진 모달 행렬을 $[\Phi]$로 표시하기도 한다. 이 모달행렬을 선형 변환하면 비연성계로 변환된 식을 얻을 수 있다.

$$[x(t)] = [\Phi]\{q(t)\} \tag{2.6}$$

일 때, 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\{\ddot{q}(t)\} + [\omega^2]\{q(t)\} = \{0\} \tag{2.7}$$

운동방정식의 해는 식(2.8)과 같다.

$$q_i(t) = q_i(0)\cos\omega_i t + \frac{\dot{q}_i(0)}{\omega_i}\sin\omega_i t \tag{2.8}$$

여기서 초기조건 $q_i(0)$ 및 $\dot{q}_i(0)$는 선형변환식을 이용하여 다음과 같은 과정을 통해 얻을 수 있다.

$$([\Phi]^T[M])\{u(t)\} = ([\Phi]^T[M])[\Phi]\{q(t)\} \tag{2.9}$$

$$q(t) = ([\Phi]^T[M][\Phi])^{-1}[\Phi]^T[M]\{u(t)\} \tag{2.10}$$

따라서 초기조건은

$$q(0) = ([\Phi]^T[M][\Phi])^{-1}[\Phi]^T[M]\{u(0)\}$$

$$\dot{q}(0) = ([\Phi]^T[M][\Phi])^{-1}[\Phi]^T[M]\{\dot{u}(0)\}$$

이것은 식(2.11)과 같이 쓸 수 있다.

$$q_i(0) = \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{ji} m_j u_j(0)}{\sum_{j=1} m_j \phi_{ji}^2}$$

$$\dot{q}_i(0) = \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{ji} m_j \dot{u}_j(0)}{\sum_{j=1} m_j \phi_{ji}^2} \tag{2.11}$$

또한, 절대변위 $u_i(t)$는 식(2.12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} u_i(t) &= \sum_{j=1}^{m} \phi_{ij} q_i(t) \\ &= \sum_{j=1}^{m} \phi_{ij} q_i(0) \cos \omega_j t + \sum_{j=1}^{m} \phi_{ij} \frac{q_i(0)}{\omega_j} \sin \omega_j t \end{aligned} \tag{2.12}$$

여기서, i 및 j 는 각각 자유도 및 모드수를 나타낸다. 식(2.12)에 DDAM의 초기조건 $\{\dot{u}(0)\} = \{V\}$ 및 $\{u(0)\} = \{0\}$을 대입하면 식(2.13) 및 (2.14)와 같은 변위 및 속도를 얻을 수 있다.

$$u_i(t) = \sum_{j=1}^{m} \phi_{ij} \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{kj} m_k V_k}{\omega_j \sum_{j=1}^{m} m_k \phi_{kj}^2} \sin \omega_j t \tag{2.13}$$

$$\dot{u}_i(t) = \sum_{j=1}^{m} \phi_{ij} \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{kj} m_k V_k}{\sum_{j=1}^{m} m_k \phi_{kj}^2} \cos \omega_j t \tag{2.14}$$

또한 질량 m_i **에 미치는 힘은 식**(2.15)**와 같다**.

$$\begin{aligned} F_i(t) &= m_i \ddot{u}(t) \\ &= \sum_{j=1}^{m} \phi_{ij} \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{kj} m_k V_k}{\sum_{j=1}^{m} m_k \phi_{kj}^2} \omega_j \sin \omega_j t \end{aligned} \tag{2.15}$$

이때, $V_j = V_0$ **로 일정하므로**, **질량** m_i **에 미치는 힘의 최대값은 식**(2.16)**과 같이 된다**.

$$F_i(t) = \sum_{j=1}^{m} m_i \phi_{ij} V_0 \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{kj} m_k V_k}{\sum_{j=1}^{m} m_k \phi_{kj}^2} \omega_j \tag{2.16}$$

위의 식(2.16)**에서** $P_j = \frac{\sum_{j=1}^{m} \phi_{kj} m_k}{\sum_{j=1}^{m} m_k \phi_{kj}^2}$ **라 두면**

$$(F_i)_{\max} = \sum_{j=1}^{m} m_i \phi_{ij} V_j P_j \omega_j \tag{2.17}$$

과 같이 쓸 수 있으며, P_j 를 j 번째 모드의 모드 참여계수 (modal participation factor)라 한다. 또한 j 번째 모드의 전체 힘은

$$(F_j)_{\max} = \sum_{j=1}^{m} m_i \phi_{ij} V_j P_j \omega_j = \left\{ \sum_{i=1}^{N} m_i \phi_{ij} \right\} \left\{ \frac{\sum_{k=1}^{N} m_k \phi_{kj}}{\sum_{k=1}^{N} m_k \phi_{kj}^2} \right\} V_j \omega_j = \widetilde{m_j} V_j \omega_j \quad (2.18)$$

이며, 여기서 $\widetilde{m}$ 를 모달질량 (modal mass) 혹은 유효질량 (effective mass)이라 하며 다음과 같이 정의한다.

$$\widetilde{m} = \frac{\left(\sum_{j=1}^{m} \phi_{kj} m_k \right)^2}{\sum_{j=1}^{m} m_k \phi_{kj}^2} \quad (2.19)$$

이와 같이 정의된 모달질량에 중력가속도 값을 곱한 값을 모달 중량이라 하고 DDAM에서는 이 값을 충격입력 값으로 이용한다. 이것을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.[9][10]

$$\widetilde{W_j} = g \frac{\{\phi^{(j)}\}^T [M][M]\{\phi^{(j)}\}}{\{\phi^{(j)}\}^T [M]\{\phi^{(j)}\}} \quad (2.20)$$

($\{\phi^{(j)}\}$는 j 번째 모드벡터 (mode shape vector))

(3) DDAM충격등급 규정, 탑재위치, 충격해석 값 및 충격실험 유형

DDAM은 모드중첩법을 이용한 선형 해석방법이므로 기본적으로 장비의 충격응답은 선형적이며 응답의 범위는 탄성한도 이내에 있다는 가정 하에서 시작한다.

이러한 가정이 성립되는 범위 안에서 장비의 충격등급, 탑재위치, 및 충격해석 기준을 결정하여야 한다. 이러한 충격안정성 해석에 관한 기준들은 MIL-SPEC 이나 BV규정에서 상세하게 제시되어 있다.[10][11][12][13]

A. 충격등급

충격해석을 위해 장비의 목적, 용도, 함정 전투시 중요도에 따라 몇 가지 안정성등급으로 분류하며, 이러한 충격 안정성 등급은 정도에 따라 Grade A, Grade B 및 Grade C 로 분류한다. Table 2.8 은 미 해군에서 규정하고 있는 충격 안정성 등급분류기준을 나타내고 있다.

Table 2.8 MIL-SPEC shock grade

Grade A	All equipment important for safety and combat role(s) of the ship. The equipment shall sustain the shock loads according to this regulation and no function of it shall be impaired during and after shock
Grade B	Not important for safety and combat role(s) of the ship. Discrete parts or the equipment itself shall not break off and thus endanger personnel or equipment according to shock safety Grade A
Grade C	All equipment and devices having no shock requirements. Their mounts or fixtures shall not break off and thus providing danger

B. 탑재위치

장비 탑재위치는 충격입력값을 결정하는 중요한 요소중의 하나이다. DDAM**에서는 장비를 탑재 위치에 따라 선체지지**(hull mounted), **데크지지**(deck mounted), **외판지지**(shell mounted) **및 수중 선체면지지** (wetted-surface mounted) **장비로 분류한다**.

충격전달성을 고려하여 데크지지보다 선체지지에 높은 충격하중을 부여하고 외판지지에 가장 높은 충격하중을 부여한다. Table 2.9 **는 함정용 탑재장비의 설치위치에 따른 분류기준을 나타내고 있으며**, Fig. 2.8 **과** Fig. 2.9 **는 설치위치에 따른 개략적인 마운트 분류도이다**.

Table 2.9 Equipment mounting location

<table>
<tr><td rowspan="2">Hull mounted</td><td>Surface ships</td><td>The main structural members of the ship including structural bulkhead stiffeners below the main deck, and shell plating above the waterline.</td></tr>
<tr><td>Submarines</td><td>The main structural members of the ship including hull frams, structural bulkheads, and structural bulkhead stiffeners.</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Deck nounted</td><td>Surface ships</td><td>Main deck and above, and decks, platforms, and non-structural bulkheads below the main deck.</td></tr>
<tr><td>Submarines</td><td>Decks, platforms, and non-structural bulkheads.</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Shell mounted</td><td>Surface ships</td><td>The shell plating below the waterline.</td></tr>
<tr><td>Submarines</td><td>The shell plating.</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Wetted-surface mounted</td><td>Surface ships</td><td>External to the hull and below the waterline.</td></tr>
<tr><td>Submarines</td><td>External to the pressure hull</td></tr>
</table>

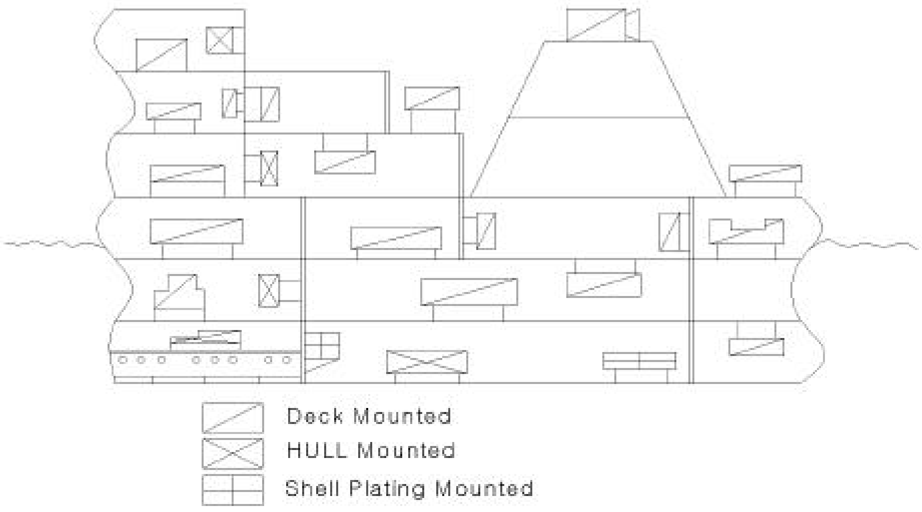

Fig. 2.8 Surface ship equipments and foundation classification

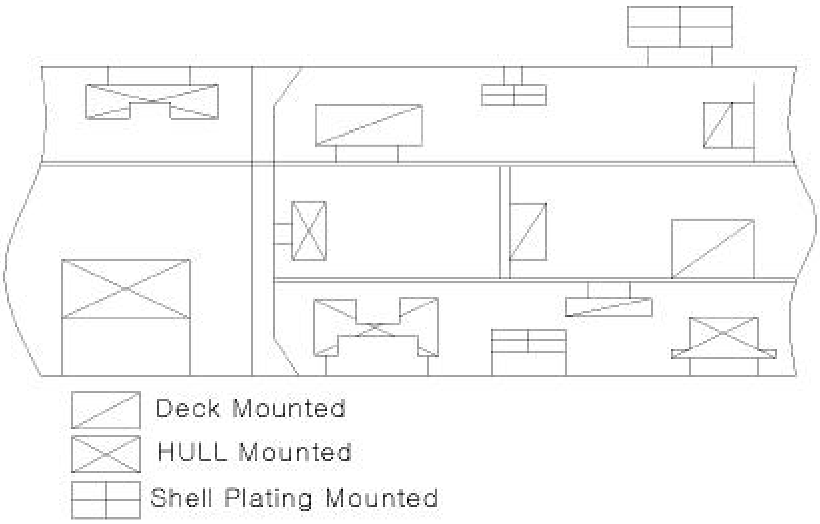

Fig. 2.9 Submarine equipments and foundation classification

C. 충격 설계 값

충격을 받은 후 장비의 외형상의 보존 필요에 따라 장비를 탄성(elastic) 과 탄성-소성(elastic-plastic) 장비로 분류하고 충격값을 적용한다. 주기관(main engine)에 관계되는 모든 회전체 장비 (engine, reduction gear, propeller shaft 등) 및 정렬(alignment)등의 손상으로 장비의 성능을 유지할 수 없는 장비, 충격에 대하여 응력보다는 변형이 위험하다고 여겨지는 장비등의 경우는 탄성 충격 설계값이 적용되며, 그 외의 장비는 탄성-소성 충격 설계값이 적용된다.

또한 비록 탄성-소성 충격 설계값이 적용되는 장비라 할지라도 해석을 위해서는 탄성 충격 설계값을 적용한다. Table 2.10 은 충격 설계값에 따른 대상장비 분류를 나타내고 있다.

Table 2.10 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, Cyro 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.

D. 장비등급 유형

미해군에서는 내충격 해석시 장비의 유형을 3가지 형태로 분류하고 충격해석시 충격하중 산정에 각각 다른 값들을 적용하여 해석을 수행한다. 이러한 장비 등급 분류의 기준을 Table 2.11 에 나타내고 있다.

Table 2.11 Items for purpose of shock testing

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

E. 충격설계 및 입력값

DDAM의 입력값은 응답스펙트럼 형태로 주어진다. 미 해군은 실선 충격시험을 통하여 얻어진 응답스펙트럼을 기초로 DDAM의 충격응답 스펙트럼 설계기준을 규정하고 있으나 이를 비밀로 취급하고 있기 때문에 통상의 DDAM을 이용한 내충격 해석에서는 일반인들에게 공개된 NRL Memorandum Report, 1396 에서 제공하는 충격응

답스펙트럼을 이용하고 있다.

위에서 설명한 충격등급, 탑재위치, 충격해석기준에 따라 다음의 표에 의해 기준 속도, 가속도 및 설계값을 얻을 수 있다. 이러한 기준 가속도 및 속도를 계산하기 위한 경험식은 Table 2.12 2.14와 같다. DDAM에서 최종적으로 구하고자 하는 설계값은 가속도이다. 이러한 가속도를 DDAM에서는 충격설계곡선이라고 부르는 그래프에서 구하는데 그 대표적인 곡선이 Fig. 2.10 이다. 충격방향에 관계없이 6g를 최소치로 규정하고 대상장비의 질량이 클수록 전체적으로 낮은 값을 부여함을 알 수 있다. 동일한 질량에 대하여 저주파 영역에서 고유진동수가 증가할수록 비례하여 가속도가 증가하고 그 최대치는 제한하고 있음을 알 수 있다.

Table 2.12 Reference equation of hull mounted system

	Ship type	Hull mounted sys.
Accel.(g)	Submarines	$A_0 = 10.4\left(\frac{480+W_j}{20+W_j}\right)$
	Surface ship	$A_0 = 20\left(\frac{(37.5+W_j)(12+W_j)}{(6+W_j)^2}\right)$
Veloci.(in/sec)	Submarines	$V_0 = 20.0\left(\frac{480+W_j}{100+W_j}\right)$
	Surface ship	$V_0 = 60\left(\frac{12+W_j}{6+W_j}\right)$

Table 2.13 Reference equation of deck mounted system

	Ship type	Deck mounted sys.
Accel.(g)	Submarines	$A_0 = 5.2\left(\frac{480+W_j}{20+W_j}\right)$
	Surface ship	$A_0 = 10\left(\frac{(37.5+W_j)(12+W_j)}{(6+W_j)^2}\right)$
Veloci.(in/sec)	Submarines	$V_0 = 10.0\left(\frac{480+W_j}{100+W_j}\right)$
	Surface ship	$V_0 = 30.0\left(\frac{12+W_j}{6+W_j}\right)$

Table 2.14 Reference equation shell mounted system

	Ship type	Shell plating mounted sys.
Accel.(g)	Submarines	$A_0 = 52\left(\frac{480+W_j}{20+W_j}\right)$
	Surface ship	$A_0 = 40\left(\frac{(37.5+W_j)(12+W_j)}{(6+W_j)^2}\right)$
Veloci.(in/sec)	Submarines	$V_0 = 100\left(\frac{480+W_j}{100+W_j}\right)$
	Surface ship	$V_0 = 120\left(\frac{12+W_j}{6+W_j}\right)$

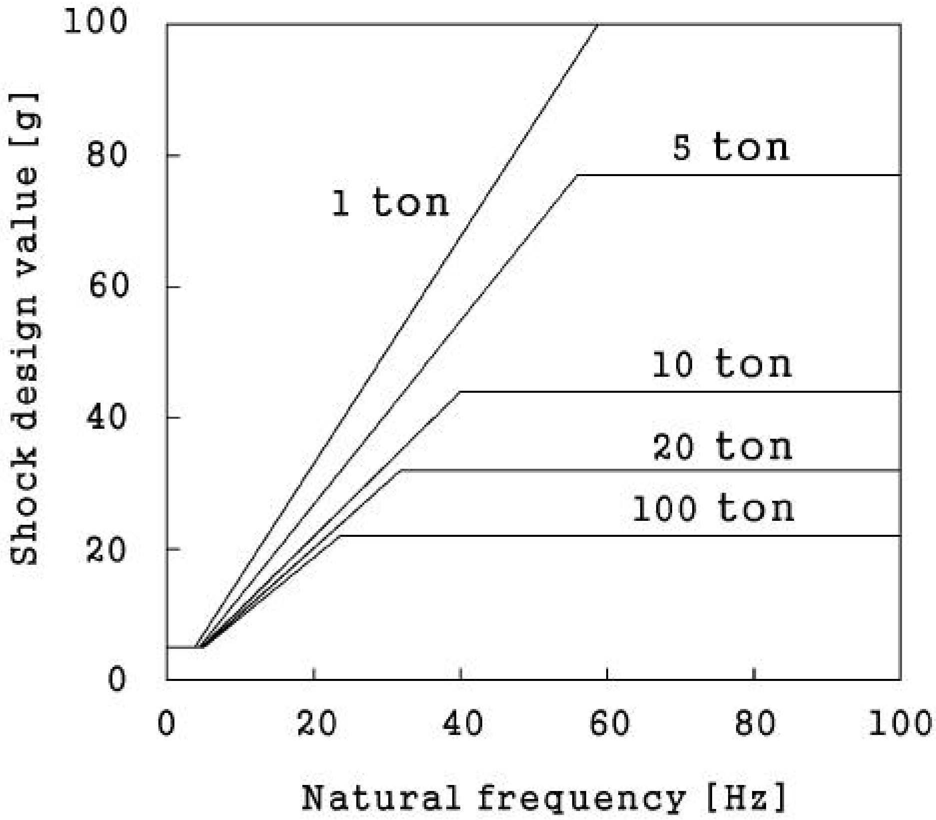

Fig.2.10 Shock design curve
(surface ship, hull mounted, vertical)

F. 충격 방향에 따른 분류

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

이러한 하중적용기준에 따른 충격하중의 방향에 따른 입력값은 장비의 설치 위치에 따라서 Table 2.15 2.17 과 같다.

Table 2.15 Shock design values
(hull mounted sys.)

Ship type	Classification		Hull mounted sys.		
			V	A	F
Submarines	Elastic	A_j	$1.0\ A_0$	$1.0\ A_0$	$0.4\ A_0$
		V_j	$1.0\ V_0$	$1.0\ V_0$	$0.4\ V_0$
	Elastic - plastic	A_j	$1.0\ A_0$	$1.0\ A_0$	$0.4\ A_0$
		V_j	$0.5\ V_0$	$0.5\ V_0$	$0.2\ V_0$
Surface ship	Elastic	A_j	$1.0\ A_0$	$0.4\ A_0$	$0.2\ A_0$
		V_j	$1.0\ V_0$	$0.4\ V_0$	$0.2\ V_0$
	Elastic - plastic	A_j	$1.0\ A_0$	$0.4\ A_0$	$0.2\ A_0$
		V_j	$0.5\ V_0$	$0.2\ V_0$	$0.1\ V_0$

Table 2.16 Shock design values (deck mounted sys.)

Ship type	Classification		Deck mounted sys.		
			V	A	F
Submarines	Elastic	A_j	1.0 A_0	2.0 A_0	0.8 A_0
		V_j	1.0 V_0	2.0 V_0	0.8 V_0
	Elastic - plastic	A_j	1.0 A_0	2.0 A_0	0.8 A_0
		V_j	0.5 V_0	1.0 V_0	0.4 V_0
Surface ship	Elastic	A_j	1.0 A_0	0.4 A_0	0.4 A_0
		V_j	1.0 V_0	0.4 V_0	0.4 V_0
	Elastic - plastic	A_j	1.0 A_0	0.4 A_0	0.4 A_0
		V_j	0.5 V_0	0.2 V_0	0.2 V_0

Table 2.17 Shock design values (shell plating mounted sys.)

Ship type	Classification		Shell plating mounted sys.		
			V	A	F
Submarines	Elastic	A_j	1.0 A_0	0.2 A_0	0.08 A_0
		V_j	1.0 V_0	0.2 V_0	0.08 V_0
	Elastic - plastic	A_j	-	-	-
		V_j	-	-	-
Surface ship	Elastic	A_j	1.0 A_0	0.2 A_0	0.1 A_0
		V_j	1.0 V_0	0.2 V_0	0.1 V_0
	Elastic - plastic	A_j	-	-	-
		V_j	-	-	-

주) V : vertical , A :athwartship , F : fore & aft

(4) 해석 모델링

DDAM을 통한 내충격 안정성 평가를 위해서 대상장비를 모델링하기 위해서는 몇가지 고려되어야할 사항들이 있다. 일반적으로 DDAM에서 해석에 사용되는 모델은 질량과 스프링 요소로 구성된다. 어떤 장비나 구조물을 질량과 스프링 요소로 모델링 하기 위해서는 다음과 같은 기본가정이 필요하다.

- 완전 고정된 장비는 강체로 가정하며, 병진운동만 하는 것으로 간주한다.
- 장비에 작용하는 충격하중은 선체의 수직, 종 및 횡방향으로 각각 독립적으로 작용하는 것으로 가정한다.(비연성 진동계)
- 집중질량을 이용하여 가능한 한 간단하게 모델링 한다.
- 집중질량으로 치환되는 부품의 회전관성은 무시한다.
- 고정 지지부의 주파수가 DDAM에서 고려하는 한계주파수보다 높은 부품은 집중질량으로 치환한다.

위의 가정을 기본으로 대상장비를 모델링 할 때 질량만을 가지는 요소로 할 것인가 질량과 강성을 가지는 요소로 모델링 할 것인가를 결정하기 위해서는 한계주파수(cut-off frequency) 계산이 필요하다. 한계주파수 산정은 DDAM수행과정에서 고려하는 충격하중 주파수의 상한치로서 정의되며, 해석 모델링 및 위험부위 결정에 중요한 인자이다.

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

한계주파수는 Fig.2.10에 나타낸 DDAM해석에 사용되는 충격하중 스펙트럼으로부터 산정 한다. Fig.2.10에서 보듯이 대상장비에 작용하는 충격하중 스펙트럼은 장비 고유진동수의 함수이며, 고유진동수의 크기에 따라 3가지 영역 즉, 변위지배영역, 가속도지배영역, 속도지배영역으로 분류된다. 장비의 고유진동수가 가속도 지배영역 내에 있으면 고유진동수의 크기에 상관없이 일정한 가속도를 받게

되므로 이러한 영역 내에 있는 장비는 강체로 취급할 수 있다. 따라서 한계주파수는 충격하중 스펙트럼의 속도지배영역에서 가속도 지배영역으로 넘어가는 교점에서의 진동수가 되므로 한계주파수 f_c 는 식 (2.21)과 같은 관계로부터 얻을 수 있다.

$$2\pi f_c V_0 = A_0 g \tag{2.21}$$

(5) 충격응답해석 및 평가

탑재장비의 내충격 안전성의 평가는 앞에서 계산된 충격입력값을 대상장비의 잠재위험부위의 무게 중심에 적용하여 정적해석 수행 후 각각의 모달응력으로서 von Mises 응력을 계산한 후 계산된 값을 허용응력값과 비교하여 안정성 여부를 평가한다. a차 진동모드에 대한 von Mises 응력 σ_x 와, NRL 합성 방법에 의한 절점 i 에서의 조합응력 σ_i 는 다음과 같다.

○ 2차원 응력해석

$$\sigma_x = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \tag{2.22}$$

○ 3차원 응력해석

$$\sigma_x = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2} \tag{2.23}$$

$$\sigma_i = |\sigma_{ia}| + \sqrt{\left(\sum_{b=1}^{N}\sigma_{ib}^2\right) - (\sigma_{ia})^2} \tag{2.24}$$

σ_x , σ_y , σ_z : normal stress , τ_x , τ_y , τ_z : shear stress

σ_{ia} : 가장 큰 모드 응력 값 , σ_{ib} : 각각의 모드에서의 응력 값

NRL(navy research summation) 합성 방법에 의해 전체조합응력으로 나타내면 일반적인 스펙트럼해석에서 사용되어지는 SRSS(square root of the sum of the sequre) 방법보다 더 큰 값을 얻게 되는데 이러한 이유는 보다 높은 안전율을 보장하기 위해서이다.

(6) 허용응력 기준

충격하중에 의한 응력은 3방향(vertical, athwartship, fore-and-aft)의 충격하중에 의한 응력과 장비작동 중 발생되는 작용 응력의 합이 규정된 허용응력과 비교된다. 이러한 허용 응력값은 일반적으로 장비의 재질이 가지고 있는 허용 응력값을 기준으로 하여 검토한다.

다음의 Table 2.18은 충격 설계값에 따른 장비의 허용응력 분류기준을 나타내고 있다.

Table 2.18 Reference of allowance stress

Classification	Allowable design stress for grade A	Allowable design stress for grade B
Elastic	◦ 변형이 위험한 장비는 물질의 정적 항복응력을 초과하면 안 된다. ◦ 약간의 영구변형이 허용되는 장비는 유효항복 강도를 초과하면 안 된다. ◦ 전단응력은 재질의 정적 항복 강도의 60 % 를 초과하면 안 된다. ◦ 베어링응력 : 재질의 정적 항복 강도의160 % 를 초과하면 안 된다. ◦ 작동하중과 충격하중의 합이 column하중을 초과하면 안 된다.	Grade B인 장비는 소성 굽힘에 대한 것을 제외하고 기본적으로 Grade A인 장비의 허용값을 따른다.
Elastic - plastic	◦ 약 최대 탄성변형의 2배정도의 영구변형이 있을 경우 재질의 정적 항복 강도를 초과하면 안 된다. ◦ 전단응력은 재질의 정적항복강도의 60%를 초과하면 안 된다. ◦ 소성 굽힘의 고려시에 굽힘 및 전단력은 각각 재질의 정적 항복 강도 200 % 와 120 % 를 초과하면 안 된다. ◦ 축방향의 응력은 재질의 정적 항복 강도를 초과하면 안 된다. ◦ von-Mises 응력은 재질의 정적 항복 강도를 초과하면 안 된다.	

3. 대상장비의 DDAM을 이용한 내충격 성능 해석결과

3.1 대상장비 주요사양

충격 해석에 사용된 시동용 공기 압축기의 주요사양은 다음의 Table 3.1 과 같다.

Table 3.1 Specification of starting air compressor

Classification	Specification	Features
Characteristics	Type	2-cylinder , 2-stage air cooled
	Capacity	24.5 [㎥/h] , 40 [bar] , 1750 [rpm]
	Weight	266 [kg]
	Motor	A.C 440 [V] , 60 [㎐] , 3상 , 1750 [rpm] , 5.5 [kW]

자체 기진력을 갖는 시동공기 압축기는 기본성능과 더불어 함정에 대한 엄격한 환경요구조건이 그대로 적용되어 국산화시 소음, 진동, 충격 요구조건에 대한 입증이 요구되었다. 본 논문에서 해석에 사용된 대상 장비의 충격에 관한 환경 요구조건은 MIL-Spec 규정을 따르고 있다.

3.2 대상장비의 충격해석 기준

DDAM을 수행하기 위해서는 대상장비의 충격 등급, 설치 위치 및 충격해석 기준을 정확히 정의하여야 한다. 이러한 기준으로부터 DDAM에 필요한 충격 하중값이 계산되어지기 때문이다. 대상 시동용 공기 압축기는 미해군의 규정에 명시된 바와 같이 함정의 지속적인 전투능력을 위해서는 충격하중을 받은 후에도

그 기능을 유지해야 하는 Grade A 인 장비이며, 탄성마운트를 사용하여 내충격 요구조건을 만족해야하는 Class I 장비이다. 또한 영구변형을 허용할 수 없는 Alignment-critical 장비이므로 탄성 설계값을 기준으로 DDAM을 수행하여야 한다.

따라서, 본 논문에서는 상기의 충격등급, 설치위치 및 충격설계기준에 따라 DDAM을 위한 충격하중을 NRL Memorandum, Report 1396 에서 제공하는 경험식을 사용하여 다음과 같이 산정 하였다.

○ Ship Type : Surface ship

○ Mounted position : Hull mounted

○ Reference equations

Accel.(g)	$A_0 = 20\left(\frac{(37.5 + W_j)(12 + W_j)}{(6 + W_j)^2}\right)$
Veloci.(in/sec)	$V_0 = 60\left(\frac{12 + W_j}{6 + W_j}\right)$

○ Shock design parameters

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

○ Shock design value : max (6g, min ($A_a g$, $V_a \omega_a$))

여기서, W_j 는 모달 중량이며, g (=386 [in/s^2])는 중력가속도, A 및 V 는 각각 가속도 및 속도를 나타내며, ω_a 는 a 차 고유각진동수 (rad/sec) 이고, max, min 은 각각 최대값, 최소값을 의미한다.

3.3 대상장비 모델링

대상장비를 해석모델링하기 위해서 우선 한계주파를 산정 하여야 한다. 한계주파수는 2.3.1절 식 (2.21)에 의해서 계산되어진다. 식 (2.21)의 A_0 및 V_0 에 3.2절에 나타낸 속도, 가속도 기준 방정식값을 대입하여 정리하면 한계주파수 f_c 는 식 (3.1)과 같이 산정 된다.

$$f_c = 20.55 \frac{(37.5 + \overline{W})}{(6 + \overline{W})} \quad [Hz] \tag{3.1}$$

식(3.1)로 부터 한계주파수 f_c 는 장비의 모달중량 $\overline{W}$ 의 함수이며, $\overline{W} \rightarrow 0$ 인 경우에는 $f_c = 128$ [Hz], $\overline{W} \rightarrow \infty$ 인 경우에는 20.5 [Hz] 가 된다. 본 논문에서는 충분한 여유도를 고려하여 2배 즉, 250 [Hz] 를 한계주파수로 산정 하였다. 따라서 해석 모델링의 있어서 부품의 고유진동수가 250 [Hz] 이상이면 집중질량으로 치환하였다.

본 논문의 해석에 이용된 대상장비인 시동공기압축기는 압축기 부분과 압축기 구동용 전동기 부분 및 이중 탄성마운트 사이에 위치하는 중간판(intermediate plate) 의 3부분으로 크게 나뉠 수 있다. 전동기는 압축기와 플랜지 커플링으로 연결되어 동력을 전달하며, 이 두 부분은 하나의 기초위에 볼트로 체결되어 있고 탄성마운트에 비하여 매우 큰 강성을 갖고 있으므로 하나의 강체로 가정하고 해석을 위해 이 부분을 집중질량으로 치환하였다. 압축기와 중간판은 6개의 탄성마운트로 연결되어 있으며, 중간판 하부에 위치한 4개의 탄성마운트에 의해 장비가 탑재된다.

앞절의 Fig.3.1 과 같이 대상장비를 2개의 강체와 강체와 강체 사이 및 강체와 기초 사이를 연결하는 10개의 스프링요소로 구성된 총 12자유도의 해석 모델로 표현하였다.

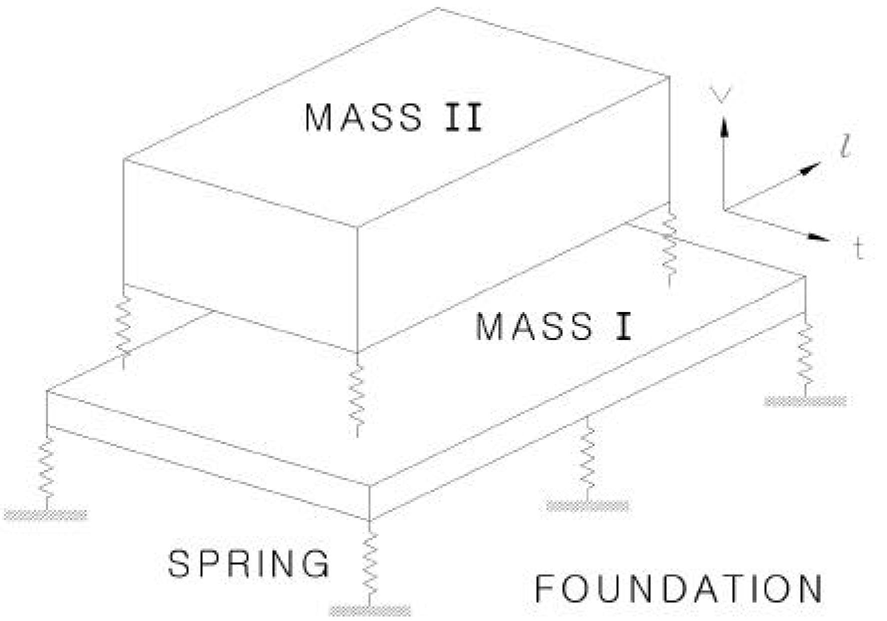

Fig. 3.1 Simpled mathematical model for finite element analysis

이를 위해 범용구조해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 대상 시동공기압축기를 2개의 질량요소(Mass 188), 10개의 스프링 요소(Spring-damper 14), 및 10개의 빔(Beam 4)요소로 모델링 하였다.

또한, 압축기 조립체에 작용하는 충격하중은 선체의 수직방향, 종방향 및 횡방향으로 각각 독립적으로 작용하는 것으로 가정하였다. 따라서 DDAM은 상기 세 방향 대해서 해석을 수행하며, 각 방향 응답의 연성 효과는 무시한다. 집중질량으로 치환되는 부품에 대한 회전관성도 무시하였다. 다음의 Table 3.2 3.4 는 각각의 마운트 강성값, 절점의 좌표값 및 관성모멘트 값을 나타내고 있다.

Table 3.2 Stiffness of mounting

Direction	Stiffness(N/m)
K_t	0.3×10^6
K_l	0.3×10^6
K_v	0.63×10^6

Table 3.3 Coordinate of rigid bodys and mountings

Classification		Coordinate (mm)		
		X	*Y*	*Z*
Coordinate of rigid body Ⅰ,Ⅱ	1	-5	0	70
	2	25	-8	355
Coordinate of spring elements	1	350	250	0
	2	0	250	0
	3	-350	250	0
	4	350	-260	0
	5	0	-260	0
	6	-350	-260	0
	7	272	250	140
	8	-271	250	140
	9	272	-260	140
	10	-271	-260	140

Table 3.4 Mass and inertia moment of starting air compressor

Classification		Mass (kg)	Inertia moment (kg-㎡)		
			J_{tt}	J_{ll}	J_{vv}
Rigid body I	Intermediate plate	78	4.45	3.20	7.62
Rigid body II	Equipment	188	11.46	5.12	11.76

3.4 위험부위 선정

본 논문의 해석에 사용된 시동용 공기 압축기는 충격에 대비하기 위해 이중탄성 지지된 장비로서 외부로부터의 충격파에 대해 압축기 장착 볼트부위, 모터고정 볼트 부위 및 분리기 고정볼트부분에 응력 집중이 발생할 것으로 판단하여 이들 부위를 잠재 위험 부위로 선정하였다. 각각의 위험부위의 위치는 Fig.3.2에서 보는 것과 같다.

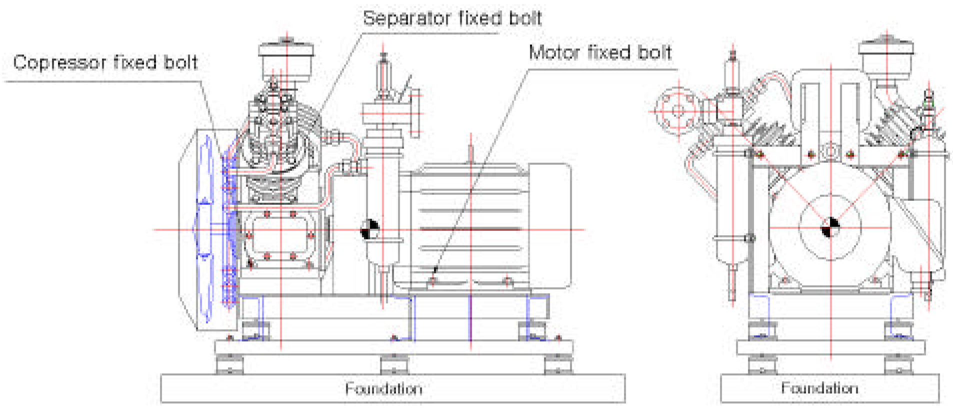

Fig. 3.2 Critical areas of starting air compressor

3.5 자유진동 해석

미국 해군연구소(NRL)에서 제안된 DDAM은 모달해석을 이용한 선형·탄성계에 대한 응답해석 방법이다. 따라서 DDAM에 의한 충격응답해석을 위해서는 고유진동해석을 선행하여야한다. 자유진동해석을 통해 대상장비의 진동수 및 각 진동차수에 대한 참여계수(participation factor) 및 유효중량(effective weight)을 계산한 후 이로부터 대상장비의 충격거동에 대한 기여도가 큰 진동형을 결정하고, 이들 진동형 각각에 대한 충격하중을 3.2절에 기술한 경험식을 이용하여 산정 한다.

대상 시동공기 압축기를 3.3절에서 제시된 방법을 통해 유한요소모델링하여 ANSYS 프로그램을 사용하여 선체 수직방향(vertical), 종방향(fore-and-aft) 및 횡방향(athwartship)으로의 고유진동해석을 수행하였다. Table 3.5 3.7은 각 방향의 고유진동수, 참여계수 및 모드 유효질량을 정리하였다.

(1) 수직방향 자유진동해석

Table 3.5 Results of calculated free vibration analysis in the vertical direction

Mode	Frequency	Participation factor	Effective mass	Ratio of effective mass
1	0.10	0.30	0.09	0.10
2	8.50	0.73	0.53	0.72
3	15.0	-0.48	0.23	1.00

(2) **횡방향 자유진동해석**

Table 3.6 Results of calculated free vibration analysis in the athwartship direction

Mode	Frequency	Participation factor	Effective mass	Ratio of effective mass
1	1.00	0.00	0.00	0.00
2	1.76	- 10.72	115.07	0.53
3	4.67	10.07	101.59	1.00

(3) **종방향 자유진동해석**

Table 3.7 Results of calculated free vibration analysis in the fore-and-aft direction

Mode	Frequency	Participation factor	Effective mass	Ratio of effective mass
1	2.54	14.71	216.41	0.81
2	4.67	4.34	18.89	0.88

3.6 충격응답해석 및 응력계산

대상 시동용공기압축기의 내충격안정성을 평가하기 위하여 3.5 절에서 계산된 충격하중을 입력하여 정적해석을 수행하고, 3.4 절에서 선정한 잠재위험부위에서의 응력을 계산하여 규정된 허용응력과 비교 검토하였다.

(1) 압축기 고정볼트 응력 계산

Table 3.8 과 Table 3.9 는 압축기 고정볼트의 무게중심에 충격하중을 적용한 경우 수직방향의 인장 및 압축 응력의 최대값을 나타내고 있으며, Fig. 3.3 은 최대응력이 발생하는 모드에서의 압축기 고정볼트내의 응력분포를 나타내고 있다.

압축기 고정 볼트경우에는 수직방향에서 절점 78 에서 최대 120.51 [N/mm^2] 의 압축응력이 절점 450 에서 최대 46 [N/mm^2] 의 인장응력이 발생함을 알 수 있으며, 이때 압축기 고정볼트에 작용하는 σ_i 는 290.56 [N/mm^2] 으로서 허용응력을 만족하였다.

Table 3.8 Maximum compressive stress value of compressor fixed bolt

[N/mm^2]

NODE	S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	σ_x
NODE	105	78	9	9	105	583	105
VALUE	-33.25	-120.51	-32.91	-23.18	-23.22	-14.44	107.24

Table 3.9 Maximum tensile stress value of compressor fixed bolt

[N/mm^2]

NODE	S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	σ_x
NODE	60	450	87	78	51	775	450
VALUE	27.99	46.00	27.95	23.26	23.22	14.42	64.53

○ **볼트 규격** : M10

○ **적용 하중** : 3987 [N]

○ σ_i : 290.56 [N/mm^2]

○ **허용 응력** : 300 [N/mm^2]

(2) 모터 고정볼트 응력 계산

Table 3.10 **와** Table 3.11 **은 모터 고정볼트의 무게중심에 충격하중을 적용한 경우에 인장 및 압축응력의 최대값을 나타내고 있으며**, Fig. 3.4 **는 최대응력이 발생하는 모드에서의 모터 고정볼트내의 응력분포를 나타내고 있다**.

모터 고정 볼트경우에는 수직방향에서 절점 78**에서 최대** 41.47 [N/mm^2]**의 압축응력이 절점** 450**에서 최대** 15.83 [N/mm^2]**의 인장응력이 발생함을 알 수 있으며**, **이때 모터 고정볼트에 작용하는** σ_i **는** 231.21 [N/mm^2]**로서 허용응력을 만족하였다**.

Table 3.10 Maximum compressive stress value of motor fixed bolt

[N/mm^2]

NODE	S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	σ_x
NODE	105	78	9	9	105	583	78
VALUE	-11.44	-41.47	-11.32	-7.98	-7.99	-4.97	31.03

Table 3.11 Maximum tensile stress value of motor fixed bolt

[N/mm^2]

NODE	S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	σ_x
NODE	60	450	87	78	51	775	450
VALUE	9.63	15.83	9.62	8.01	7.99	4.96	10.06

○ **볼트 규격** : M10

○ **충격 하중** : 1372 [N]

○ σ_i : 231.21 [N/mm^2]

○ **허용 응력** : 640 [N/mm^2]

(3) 분리기 고정볼트 응력 계산

Table 3.12 **과** Table 3.13 **는 분리기 고정볼트의 무게 중심에 충격하중을 적용한 경우 인장 및 압축 응력의 최대값을 나타내고 있으며**, Fig. 3.5 **는 최대응력이 발생하는 모드에서의 분리기 고정볼트내의 응력분포를 나타내고 있다**.

분리기 고정볼트의 경우 수직방향에서 절점 39 **에서 최대** 9.72 [N/mm^2]**의 압축 응력이 절점** 219 **에서 최대** 6.19 [N/mm^2]**의 인장응력이 발생함을 알 수 있으며**,

이때 압축기 고정볼트에 작용하는 σ_i 는 44.59 [N/mm^2]로서 허용응력을 만족하였다.

Table 3.12 Maximum compressive value of separator fixed bolt

[N/mm^2]

NODE	S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	σ_x
NODE	544	39	542	2236	4437	655	39
VALUE	-2.71	-9.72	-2.88	-1.64	-1.83	-1.11	9.85

Table 3.13 Maximum tensile stress value of separator fixed bolt

[N/mm^2]

NODE	S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	σ_x
NODE	46	219	17	975	974	833	219
VALUE	2.38	6.19	2.35	1.8093	1.76	1.06	6.88

○ **볼트 규정** : M8

○ **충격 하중** : 146.175 [N]

○ σ_i : 44.59 [N/mm^2]

○ **허용 응력** : 640 [N/mm^2]

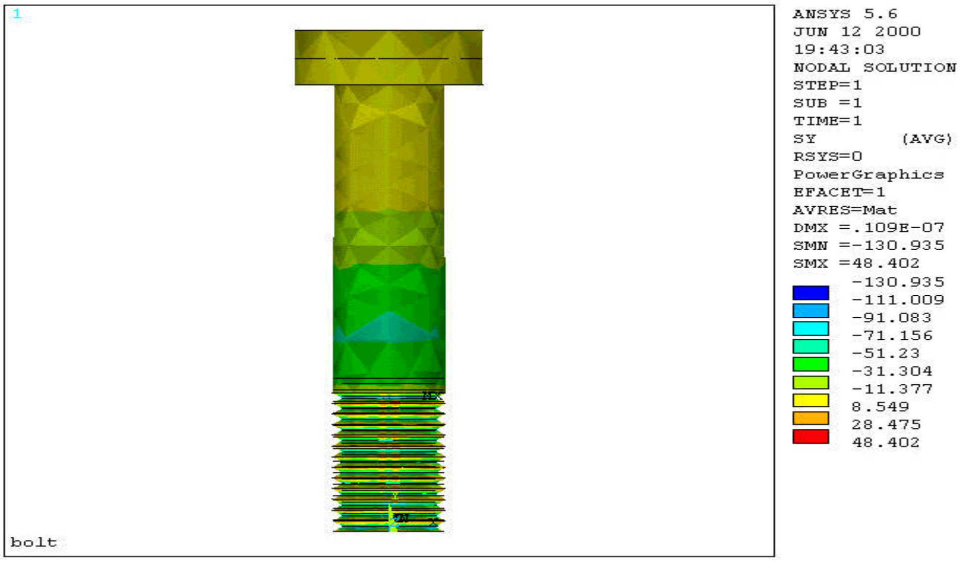

Fig.3.3 Stress distribution of compressor fixed bolt

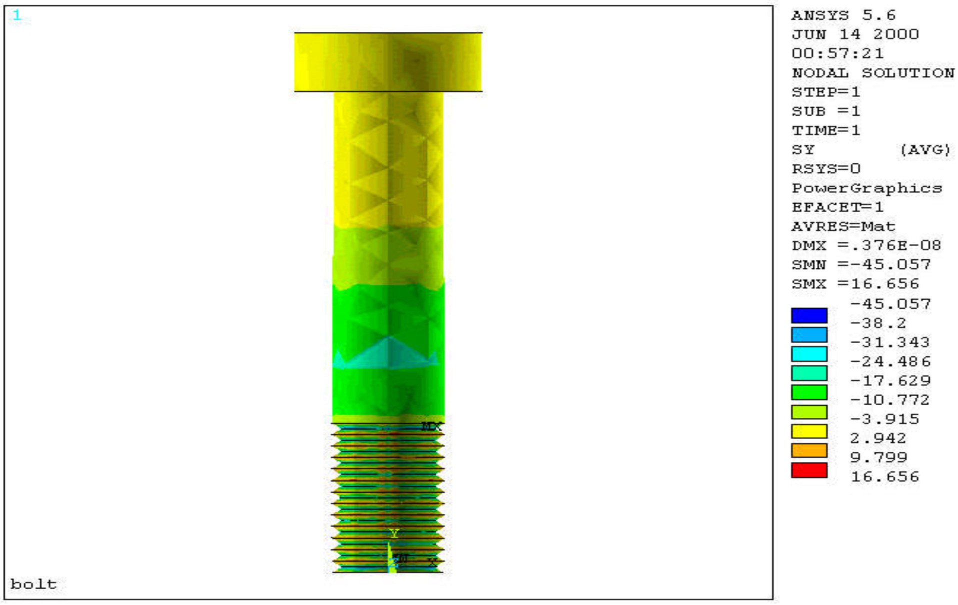

Fig.3.4 Stress distribution of motor fixed bolt

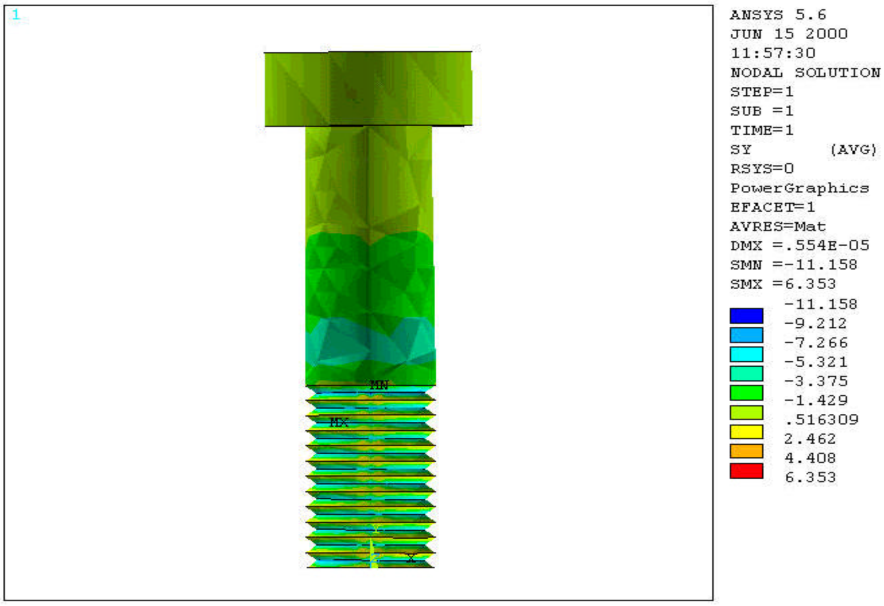

Fig.3.5 Stress distribution of separator fixed bolt

4. 실험적 방법에 의한 대상장비의 내충격성능 평가 결과

4.1 내충격 시험조건

시동공기 압축기에 대한 충격시험시 장비 작동조건은 무부하 운전상태로 하였다. 시동공기 압축기는 장비등급 “Class Ⅱ"로써, MIL-S-901에 의한 충격시험 조건은 장비가 실제 탑재되어 운용되는 실제 함정에서의 조건을 최대한 재현토록 규정하고 있으나, 시동공기 압축기의 최대부하 운전조건(40 bar)을 구현한다는 것이 현실적으로 불가능하여 무부하 가동상태에서 충격시험을 실시하였다.

충격시험 결과에 대한 수락기준은 충격시험 결과로 인하여 피시험체의 깨어짐(crack), 분리 등 구조적 손상을 일으키지 않아야 하며, 충격시험후의 성능시험 결과가 규정된 요구조건을 만족해야 하는 것으로 설정하였다. Table 4.1 은 시험 대상장비인 시동공기 압축기에 대한 충격시험 분류를 나타내며 이는 미 해군 규정(MIL-SPEC)에 따른 것이다.

Table 4.1 Shock trial specification of starting air compressor

Classification	Grade	Note
Shock grade	A	Necessity equipment
Equipment class	Ⅰ/Ⅱ	Used the resilient mount
Shock test type	A	Main machinery on test
Mounting location	H	Hull mounted
Test category	Medium weight	266 [kg]

4.2 내충격 시험 방법

본 논문의 시험에 사용된 대상장비인 시동공기 압축기의 중량이 중간판, 압축기 및 모터를 포함 약 260 [kg] 정도이므로 MIL-SPEC규정에 따라 중간중량 충격시험을 실시하였다. 시험에 사용된 중간중량 충격시험기의 형태는 그림 Fig .4.1 과 같으며, 시험을 위해서 시동공기압축기를 시험기의 엔빌테이블(anvil table) 위에 수직방향 및 30° 경사방향으로 Fig. 4.2 와 같이 시험치구를 사용하여 부착 후 충격시험을 실시하였다. 또한 Table 4.2 는 타격방향에 따른 햄머의 높이, 엔빌테이블의 이동거리 및 타격횟수를 나타내었다. 충격 시험중에는 대상 공기압축기의 기능에 치명적 손상을 가하는 구조적 결함 발생여부를 확인하였으며 중간중량 충격시험기의 엔빌테이블 및 공기압축기 2개소에 가속도센서를 부착하여 엔빌테이블과 장비에 작용하는 충격가속도를 시간이력에 따라 계측하였다.

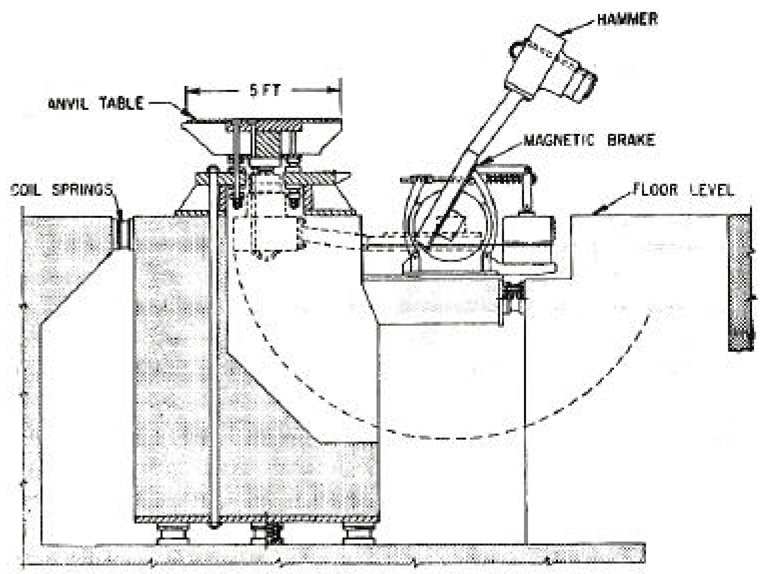

Fig .4.1 MIL-S-901 high-impact shock machine for medium weight equipment

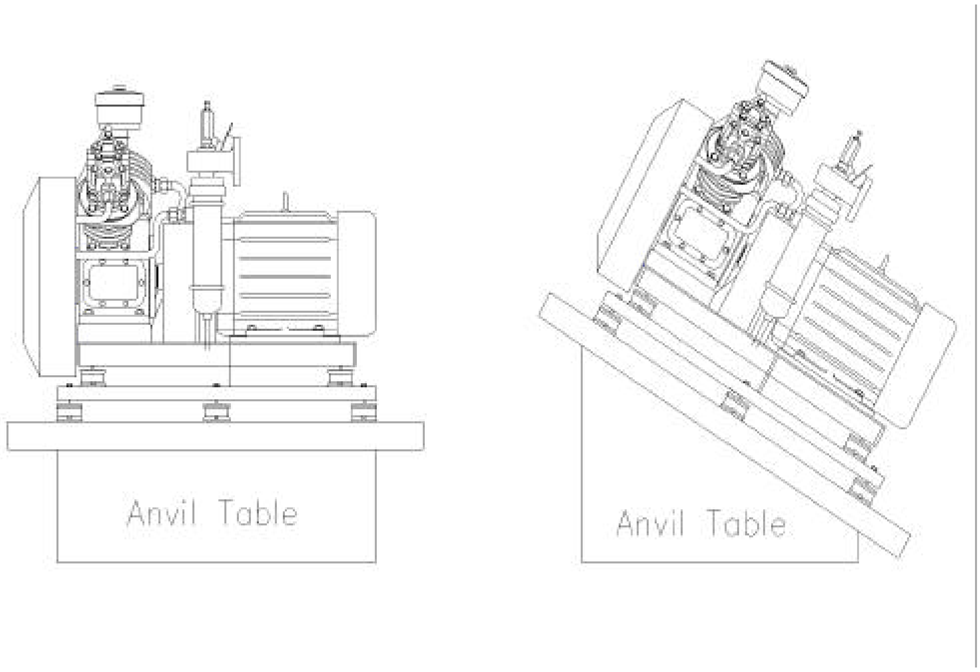

Fig. 4.2 Setting diagram for shock test

Table 4.2 Height and shot direction of hammer

Shot direction	Total weight on anvil table (kg)	Height of hammer drop (feet)	Anvil table travel (inch)	Shot number
30 ° inclined	906 kg (with anvil table)	1.25	3	Respectively one shot
		2.25	3	
		2.25	1.5	
Vertical	1,360 kg (with anvil table)	1.0	3	
		2.0	3	
		2.0	1.5	

4.3 내충격 성능시험 결과

MIL-S-901에 의한 중간중량 충격시험 수행 후 시동공기 압축기에 대한 성능시험을 실시하였으며 성능시험 결과 MIL-S-901 중간중량 충격시험기에 의한 시동공기 압축기 충격시험 결과 장비는 어떠한 구조적인 손상도 발견되지 않았으며 MIL-S-901의 충격요구조건을 만족하였다.

Table 4.3 으로부터 알 수 있듯이 타격방향, 햄머 높이 및 엔빌 테이블의 이동거리에 따른 각각의 타격시 엔빌 테이블 및 장비가 받는 충격가속는 30° 경사방향, 햄머높이 2.25 feet 및 엔빌테이블 이동거리 3 inch 에서의 타격시 최대 충격가속도 값이 계측되었으며, 계측결과 엔빌 테이블 1,318 g 및 장비 34.18 g의 충격가속도 값을 보임으로써 내충격 성능 및 마운트의 감쇠효과가 우수한 것으로 나타났다.

Table 4.3 Measuring data in anvil table and compressor

Shot direction	Height of hammer drop (feet)	Anvil table travel (inch)	Anvil table		Equipment	
			Acc. (g)	Time. (sec)	Acc. (g)	Time. (sec)
30 ° inclined	1.25	3.00	556.6	3.572	9.766	3.579
	2.25	3.00	1318.0	3.857	34.18	3.927
	2.25	1.50	571.3	3.711	29.30	3.775
Vertical	1.00	3.00	942.4	4.069	34.18	4.185
	2.00	3.00	1177.0	3.914	24.41	3.919
	2.00	1.50	615.2	3.910	29.30	3.92

5. 결 론

본 논문에서는 내충격 안정성이 요구되는 함정용 탑재 장비 및 구조물의 내충격 안정성 확보를 위한 내충격 안정성 평가방법을 제시하였다. 또한, 실제 함정용 탑재 장비인 시동공기 압축기의 내충격 안정성을 시험적 평가방법과 DDAM을 이용하여 검토하여 보았다.

실제 시험을 통해 압축기 부분에서 계측된 가속도 값과 DDAM이론에 의해 경험식을 이용하여 계산한 가속도 값은 약 30 % 정도의 오차를 가지는데 이는 대상 장비의 이론 해석시 장비자체내의 연성효과 및 여러 가지 환경적 조건에 의해서 발생되는 문제점을 충분히 고려하지 않고 해석하기 때문인 것으로 판단된다. 앞으로 해석시 이와 같은 장비의 연성효과를 어떻게 고려하여 해석에 적용할 것인가에 대한 연구가 지속적으로 이루어져야 할 것으로 생각된다.

이상의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 함정용 탑재장비의 내충격 안정성 확보를 위해 현재 사용되고 있는 안정성 평가방법중 미해군에 의해 제시된 DDAM의 이론 및 해석방법을 검토하고 MIL-SPEC 에 규정하고 있는 충격시험 절차를 정리, 검토하여 제시하였다.

(2) 실제 함정용 탑재장비인 시동공기 압축기에 대해 DDAM을 이용하여 내충격 안정성 해석을 수행하고 동일한 공기압축기에 대해 충격시험을 실시하여 내충격 안정성을 확인하였다.

(3) 해석결과 및 시험결과를 비교 검토함으로서 내충격 안정성 해석(DDAM)의 신뢰성을 확인하였다.

참고문헌

[1] 정정훈, "함정용 탑재 장비의 내충격 성능 평가", 한국소음진동공학회지, VOL.8 / NO.1, pp21 28, 1998. 2

[2] 정정훈, 김병현, 정태영 "함정용 탑재장비의 내충격 평가 기술", 대한조선학회지, 제33권 제 2호, 1996.

[3] 손성완, 최수현, 김극수, "내충격 성능을 고려한 수중함 동적강도 설계에 관한 연구", 한국소음진동공학회 10주년 기념 소음진동학술대회 논문집 II, pp1185 1191, 2000. 6

[4] MIL-STD-901C, "Shock Tests, H.I.(High-Impact) Shipboard Machinery, Equipment , and Systems, Requirements for", 1963.

[5] MIL-STD-901D, "Shock Tests, H.I.(High-Impact) Shipboard Machinery, Equipment, and Systems, Requirements for", 1989.

[6] MIL-STD-167, "Mechanial Vibrations of Shipboard Equipment(Type I -Environmental, Type II-Internally Excited, III-Torsional, IV-Longitudinal, V-Lateral)", 1974.

[7] 정정훈, 김병현, 허영철, "MIL-S-901 중간중량 충격시험기의 하중특성에 관한 고찰", 한 국소음진동공학회 10주년 기념 소음진동학술대회 논문II, pp1149 1153, 2000.6

[8] 이종문, 이수목, "장비시스템의 내충격해석을 위한 동적설계해석법(DDAM)응용", 한 국소음진동공학회 10주년 기념 소음진동학술대회 논문집II, pp1180 1184, 2000.6

[9] Rao(김광식 역), "기계진동학", 보성문화사, pp256 317, 1988.

[10] 전효중, 김의간, "기계역학", 효성출판사, pp148 166, 1999.

[11] 한국선급, "선박진동 · 소음제어 지침서", 문원문화사, 1997.

[12] BV 043, "Shock Resistance Experimental and Mathematical Proof", 1985.

[13] NAVSEA 0908-LP-003-3010, "Shock Design Criteria for Surface Ships",

1976.

[14] NAVSEA 0908-LP-003-3010A, "Shock Design Criteria for Surface Ships(Draft)", 1994.

[15] NAVSEA 0908-LP-000-3010, "Shock Design Criteria for Surface Ships", 1976.

[16] George.J.O'Hara and Robert.O.Belsheim, "Interim Design Values for Shock Design of Shipboard Equipment", NRL Memorandum Report 1396, 1963.2

[17] **손창현**, “**유한요소해석 입문과 선형 해석**”, **도서출판계림**, **서울**, 1999.

[18] ANSYS, “Ansys theory manual", ansys, inc.