

진동계측법과 허용한계의 최근동향*

藤井克哉(K. Fujii)

1. 서 언

배가 항주식에는 일반적으로 propeller와 diesel 주기판 등에 의한 기진력이 가해지기 때문에 양적인 차이는 있지마는 반듯이 진동이 발생하게 된다. 이때문에 각부의 진동이 설정된 허용치내에 들도록 방진 설계가 이루어지고, 배가 완성된 후에는 그 진동 특성을 조사하기 위하여 기진 시험을 하여 이를 시운전시의 진동 계측과 비교, 방진 설계의 평가를 하게 되는 것이 보통이다.

일본조선학회의 실문조사⁽¹⁾에 의하던 전 조선소에서 시운전시에 진동 계측이 행해지고, 그 진동 계측 기기, 계측 장소에 대한 사내 기준 및 보존용 기록 결과 용지를 보유하는 일도 많은 것으로 보아 진동 계측에 대한 관심이 높아지고 있음을 알 수가 있다.

선박의 진동에 관한 다점 동시계측 기진 시험은 1960년경 부터 각 조선소에서 본격적으로 실시하기 시작했고, 진동 허용 한계에 대해서도 1959년에 선체구조위원회⁽²⁾이 발표되고 있다.

이후 오랜 세월을 걸쳐서 다수의 연구와 계측이 행해지고, 경험이 축적되어 왔지마는 진동문제의 근본적인 어려움과 새로운 설계가 새로이 채용되기 때문에 진동 문제의 해결은 배의 설계상 중요한 사항의 하나로 남고 있다.

따라서, 진동 계측법과 허용 한계의 문제도 상식적인 사항으로 되어 있다고 생각되어지므로 여기서는 최근의 상황과 문제점을 중심으로 하여 실용적인 내용을 기술하기로 한다.

단, ISO(국제 표준화 기구)에 의해서 심의가 계속되고 있는 진동 계측code (ISO 4867⁽³⁾ 및 4868⁽⁴⁾)와 진동 평가 기준⁽⁵⁾(ISO 6954)이 1984년에 정식발표될 단계에 이르렀기에 앞으로는 실제로 응용되는 기회가 많아질 것으로 생각되므로, 이에 대해서는 상식적인 것이지만 설명을 하기로 한다.

위의 표준은 1972년부터 발족한 TC 108/SC 2/WG

2(배의 진동 작업위원회)에 의하여 심의가 시작되어 WG 참가 각국 대표에 의한 원안의 수정을 되풀이 하면서 성립되기에 이르렀다. ISO 6954의 심의 과정의 개요는 이미 보고⁽⁶⁾⁽⁷⁾되어 있으나, 본 표준의 문제점의 하나는 평가에 사용되고 있는 진동량의 peak값이다. 이 peak 값은 maximum repetitive amplitude라고 언급되고는 있으나 구체적으로 구하는 방법은 제시되지 않았다.

배의 진동을 이론적으로 취급하는 경우는 이를 주기적 현상으로 보고 있으나, 실선 운항시의 진동에는, 주로 정상적인 불규칙 현상으로 간주한 파의 영향에 의한 진동 진폭이 불규칙하게 변동하는 경우가 있어도 위의 peak값은 이 현상과 관계있다.

배의 진동 파형이 불규칙성을 나타내는 경우에도 어떠한 통계적 성격을 가진다고 생각되어지나, 그 실태는 아직 알려지지 않으므로 필자가 가진 data 범위 내에서 그 내용을 설명해 나가기로 한다. 진동 계측법과 진동 허용치에 관련하여 진동 상황의 조사, 원인의 판정, 진동 허용치의 비교, 대책의 수립 등의 단계를 포괄하는 진동 진단의 방법도 체계화하여 고려할 필요가 있다고 생각되어, 본론에서는 이에 관련된 내용으로서 계측되어진 진동을 판정하는 예를 보이는 것으로 한다. 진동 data의 처리 기술에 있어서의 최근의 진보는 눈부시게 발달되어 계측으로부터 data의 처리, 보존까지를 체계화한 장치를 용이하게 사용하도록 되어 있으나, 기진기 시험이나 진동 계측기기에 대해서는 장기간 사용되어온 상식적인 것이 많고, 잘 알려져 있는 것이라 생각된다. 이러한 것들의 특징이 있는 내용에 대하여 간단하게 설명하기로 한다.

2. 기진시험의 방법

진동 시험은 동 특성 시험과 환경 simulation 시험으로 크게 나눌 수 있다.

환경 simulation 시험은 박용 기기의 내진 성능을 확

* 翻譯 : 釜山大學校 金士洙 教授

** 工博, 日李 IHI技術研究所 部長

인 하기 위하여 행하여 지는 경우가 있다. 선박에 있어서의 기진 시험의 대부분은 동 특성을 조사 하는 시험이다. 기계식 기진기에 의한 주 선체의 진동 시험은 옛날부터 많이 행하여 왔으나, 이 밖에도 국부 구조, 기관, 축계에 대하여서도 각각의 동 특성을 조사할 필요가 있어서 시험을 하는 경우가 많다.

기진 시험은 시험 대상의 진동 특성을 명확히 파악할 수 있는 이외에, 배의 건조 중에서도 시험이 가능해지기 때문에 연구목적외에 시험 운전이 앞서 바른 시기에 진동특성을 알 수 있고, 필요한 경우에는 방진 대책을 수립하기 위하여 하는 경우도 있다.

충격 가진에 의한 진동 응답 특성을 구하는 방법은 소형 기기나 구조물에 대해서만 실용화되어 왔으나, 지금은 배와 같은 대형 구조물에도 적용하기 시작되고 있다. 또, 가진 시험에 의하여 주파수 응답 함수를 얻은 경우 curve fitting의 방법에 의하여 이것을 다 자유도계의 응답으로 근사시켜 modal parameter(고유 진동수, 진동결량, 감쇠 계수)를 구하는 방법이 있다. 이 방법도 실험실에서는 옛날부터 실용화되고 있었으나, 실선의 data 해석에 적용되도록 되었다. 이 두가지 종류의 방법은 매우 유용한 방법이므로 널리 보급되어 질 것으로 생각되어 지나, 양호한 결과를 얻기 위해서는 해석상의 연구와 경험이 필요하다.

더 간단하게 유사한 data를 얻는 방법으로서, 전자에 대하여는 항주중의 과도진동 또는 주요 시험시의 주 선체 진동의 계측에 의하여 고유 진동수와 감쇠 계수를 구할 수가 있다. 후자에 대하여서는 1자유도계 근사에 의한 modal parameter의 개략치를 구할 수가 있다. 이하 이와 같은 방법과 실선에 적용된 예를 기술하기로 한다.

2.1. 기진기 시험

항주 중의 선체 진동의 기진원으로서의 propeller 기진력, 주 기관의 기진력, 축계 진동 등에 의하여, 상하 좌우 및 전후 방향의 기진력이 동시에 가하여지고 있기 때문에 기진원과 응답과는 반드시 1대 1로 대응하지는 않는다. 따라서, 구조의 진동 응답 특성을 구하기 위해서 기진기에 의한 강제 진동 시험이 필요하고, 이를 실행 혹은 동형의 제 1선에 의하여 실시하는 경우가 많다.

시험에 임할때 검토해야 할 주된 사항은,

- (1) 시험선의 진동 특성의 사전 조사
- (2) 주요 계측 장소의 결정
- (3) 시험과 계측의 종류와 조건의 결정
- (4) 시험과 계측 장치의 선정

이다. 항주 중의 계측에 있어서도 거의 같고, 양자를 동시에 계획하여 두는 것이 바람직하다.

Table 1 Particulars to be considered in both underway and exciter tests

항목	항 주 중 시 험	기 진 기 시 험
목	항주 상태에 있어서의 배 전체의 진동특성, 기진력과 관련을 안다. 계측 시간을 충분히 잡고 미세한 회전수 간격으로 기록한다.	선체 진동의 정확한 진동특성, 단위 기진력 당의 진폭을 안다. 항주중 시험보다 더 정확한 결과를 얻을 수 있다.
시험기기(통상)	시운전시	시운전시기 중의 정박시
계 측 점	중요 계측점(선미부, 조타실, 축계등)은 가능한 동시에 계측한다.	항주 중 시험과 동일점을 포함, 비교할 수 있도록 한다.
계측, 기진방향	상하, 수평, 전후의 3방향으로 기진되어 있으므로 3방향의 계측을 행한다.	통상 선미단에서 기진하여 주 선체는 기진 방향을 계측한다. 연성진동(선체의 수평과 비틀림, 상부 구조와 선체 상하 진동의 연성 등)이 있는 경우는 각각의 방향을 계측한다.
변속 pitch	공진점 근방에서 1 rpm, 그 외는 2~5 rpm 정도로 한다.	공진점에서 2 rpm, 그 외는 3~5 rpm 정도로 한다.
측정조건, 기타	수심은 흘수의 5배 이상, 계측의 타 각은 2°이하로 하고, 가능한한 조타하지 않도록 한다. 계측은 sea-state: 3이하의 평온한 해상일 때를 선택해서 행한다. 운항 상태의 부하로는 propeller가 충분히 물에 잠기는 흘수로 한다.	수심은 흘수의 5배 이상으로 하는 것이 바람직하다. 항주중 시험과 비교하기 위해 동일한 ballast 상태로 한다. 기진기의 하부 구조는 충분한 강도로 보강한다.

Table 2 How to use vibration exciter

종별	항목	시험 대상	부착 위치
10 tf 형 기진기		20,000 DWT 이상의 선체	선미단 상감판 상
5 tf 형 기진기		20,000 DWT 이하의 선체상부구조	선미단 상감판 상 항해선교루 감판상
1 tf 형 기진기		bossing등의 국부구조	대상국부구조의 위치
0.1 tf 형 기진기		web frame	web frame 상

시험에 임할때의 주의 사항을 항주중 계측과 대응한 것을 Table. 1⁽⁸⁾에 표시하였다.

기진기는 시험 대상의 크기에 따라서 Table 2⁽⁸⁾를 참고로 하여 선정하는 것이 좋다. 통상 최대의 기진력이 10 ton~0.1 ton 정도의 기진기가 사용된다.

기진기 시험에서는 공진진폭을 항주중의 계측보다도 정도가 높게 계측할 수 있을 뿐 아니라, 기진력에 대한 응답의 위상을 정확하게 계측할 수 있다. 또, 진폭과 위상의 data로 부터 공진진동수, 공진진폭, 감쇠계수가 구해지고, modal parameter도 산출될 수 있다.

먼저, 주선체의 양단 자유보로서 진동 특성이 명

확히 계측된 중형 화물선의 선미 상하 기진 시험의 예를 보기로 한다.

Fig. 1은 선수, 미단의 상하 진동으로서, 보로서 진동, 국부 구조와의 연성, 선미 진동이 나타나고 있다.

5절 진동까지는 선수, 선미단의 공진 진폭이 거의 같은 정도이고 위상차는 선미에서는 $\pi \rightarrow 2\pi \rightarrow \pi \rightarrow 2\pi$ 로 변화하고 선수에서는 $\pi \rightarrow 2\pi \rightarrow 3\pi$ 로 변화하고 있어서 보의 강제 진동 이론에 있어서의 기진단과 반대단의 위상과 일치한다.

4절 진동의 336 cpm과 400 cpm의 2개의 공진점은 일부의 선창 이중저와 선체의 연성에 의한 것이라고 생각되고 위상에서도 작은 교란이 계측되고 있다. 800 cpm 이상의 고차진동수에서는 선수의 진동이 작은 명확한 선미 진동형이다.

선미단의 위상차가 700 cpm 이상에 있어서 약 $\pi/2$ 의 범위내에서 변동하고 있는 이유는 고차진동수 영역에 있어서 감쇠력이 증가하기 때문이라고 생각되어 진다. 역 공진진폭은 선미단에서는 그 진동수의 선미 진동 영역을 제외하고는 0에 가깝지만 선수단에서는 0으로 되지 않는다.

이 현상도 보의 강제 진동에 있어서의 기진단과 반대단의 성질과 같다.

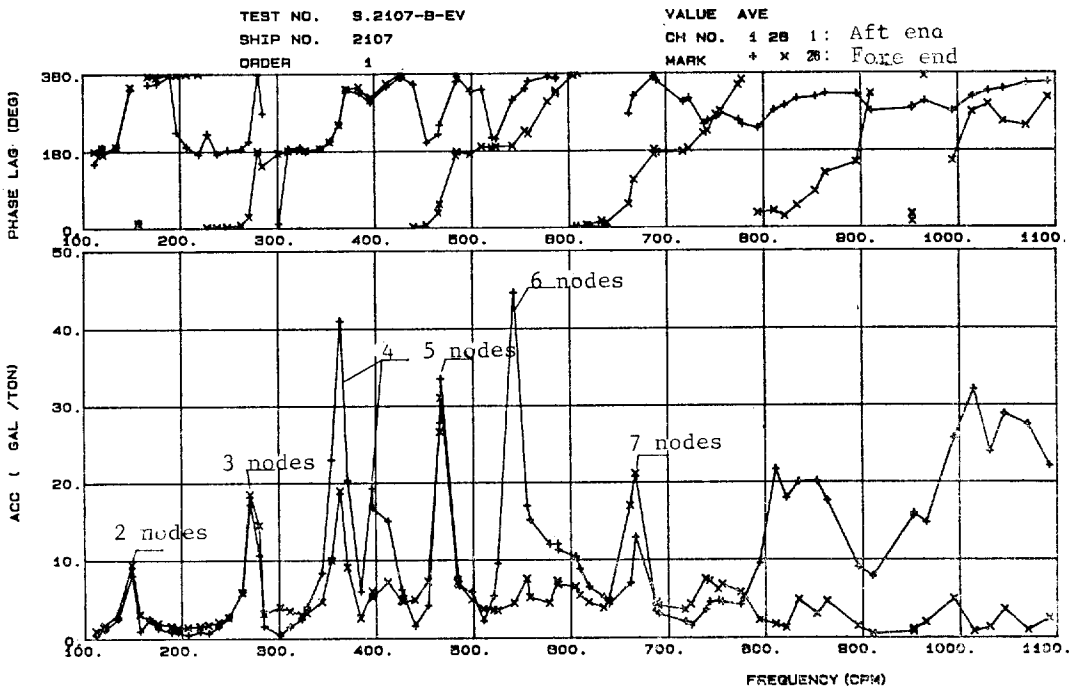


Fig. 1 Response curve of vertical vibration at aft end of cargo ship ($d=7,700$ ton)

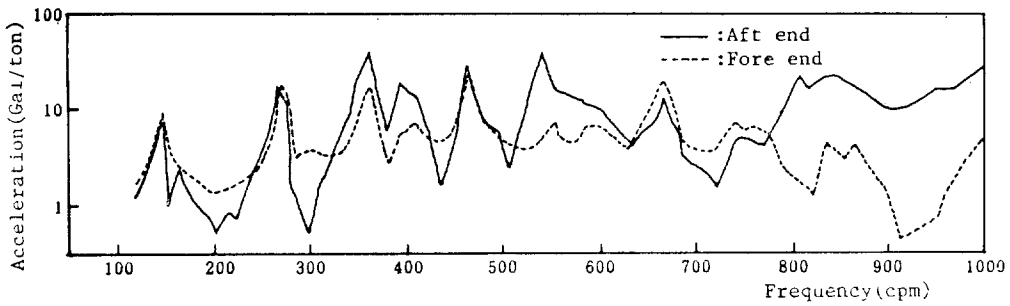


Fig. 2 Logarithmic expression of Fig. 1

Table 3 Experiment of RO/RO ships

선명	실험번호	실험방법	장소	목적	기진방법	계측시 상태				계측점	비고
						df (m)	da (m)	dm (m)	A (t)		
선	I	기진기	해상	항주기와 같은 상태에서의 진동 특성 연구	선미단을 상하 가진	6.39	7.41	6.9	29.521	주선체 19점 선저상부구조 9점 post 12점	실험 II, III과의 비교로서 주선체의 영향을 판단한다.
	II	기진기	dock 내	1. ramp post의 상황 2. 상부구조 상태	1. post의 정부가진 2. 상부구조의 정부가진	0	0	0	0	post 12점 상부구조 12점	ramp way을 눌힌 상태
	III	기진기	dock 내	1. ramp post의 상황 2. 상부구조 상태	1. post의 정부가진 2. 상부구조의 정부가진 3. 선미단 상하 가진	0	0	0	0	post 12점 상부구조 12점	ramp way를 지지한 상태 실험 II와의 비교로부터 ram way의 기여도를 안다.
	IV	기진기	안벽	1, 2의 data를 가해서 어떻게 변하는가	선미단을 상하 가진	5.46	6.95	6.09	26,000	주선체 3점 상부구조 4점 post 4점	
선	V	기진기	해상	항주기와 동일 상태에서의 진동 특성을 확인	propeller 바로 위를 상하 가진	5.77	7.89	6.83	29,450	주선체 14점 상부구조 6점 post 3점	
	VI	항주중	해상	수압변동의 계측	항주중 주기회전속도 1 rpm/min마다 변화시켜 계측					상기이외에 9점 수압변동	실험 V와 VI의 비교로서 propeller기진력의 역산이 가능하다.

이상에서 서술한 주 선체의 진동 성질은 선종이 달라도 거의 공통적으로 나타나는 기본적인 성질이다. 동일한 data를 대수 표시로써 나타내면 Fig. 2와 같고, 기진단의 공진, 역 공진 진폭으로부터 진동 감쇠에 대응하는 dynamic range의 대강의 값을 알 수 있다.

다음 시험에는 항주기의 기진력의 차력점을 기진시켜서 얻은 기진기 시험 data로 부터 항주기의 기진력 진폭을 구하기 위한 예이다. 공시선은 23,000 DWT의 RO/RO선이다. 본 선에서 실시된 주요한 실험을 Fig. 3⁽⁹⁾에 취급하고 있으나, 기진기시험의 요점은 주

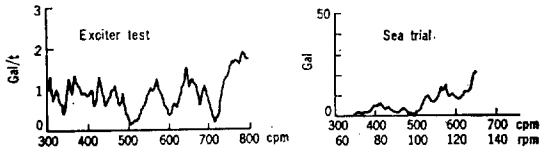


Fig. 3(a) Comparison of exciter test and sea trial at aft and vertical vibration (ship B)

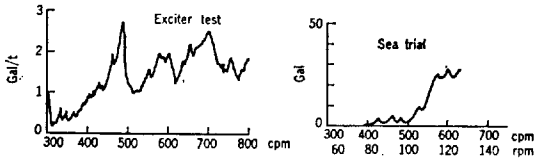
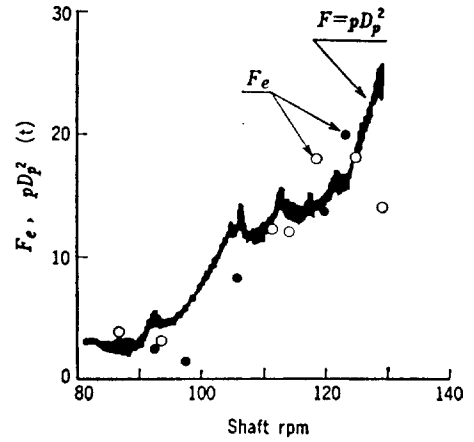


Fig. 3(b) Comparison of exciter test and sea trial at above of propeller tip vibration (ship B)



- : Acceleration (aft end)
- : Acceleration (above propeller)
- p: Water pressure (above propeller)
- D_p : Propeller diameter

Fig. 4 Equivalent propeller exciting force (ship B)

VALUE AVE
ORDER 1
MARK +

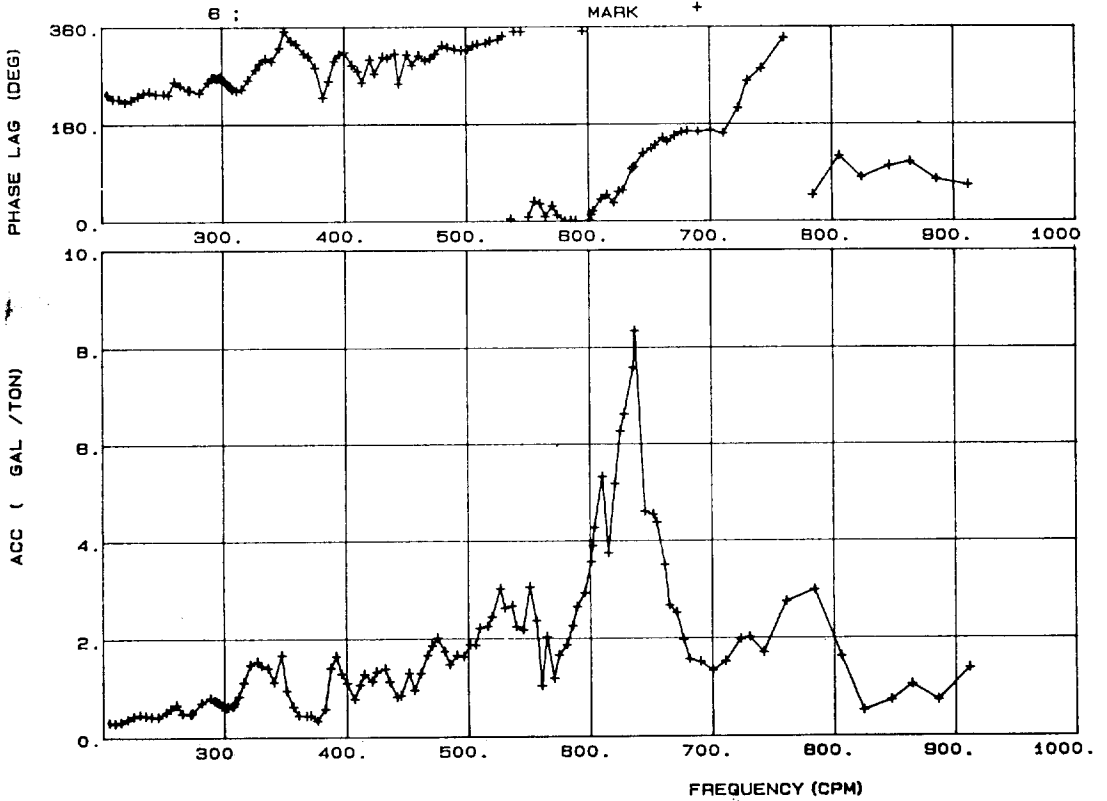


Fig. 5 Response curve of fore-aft vibration at nav. bridge (175,000 DWT oil tanker, exciter test)

선체의 진동 특성을 파악하기 위한 대형 기진기(800 rpm으로 기진력 20 ton)에 의한 선미상하 기진, 상부 구조 및 선미 구조 진동 특성의 파악을 위한 dock 내 및 안벽 계류시의 선미단과 각부 구조의 기진(1,200 rpm으로 기진력 4 ton)이다.

B선에 있어서의 기진기 시험(실험 V)과 항주 중(실험 W)의 것과의 비교는 Fig. 3에 표시한 바와 같이 어느 공진점에 있어서도 공진 진동수는 잘 일치하고 있다고 보고 되고 있다. 기진기 시험과 항주 중 계측은 같은 상태로 행하여 졌으므로 항주 중의 가속도/기진기 시험의 단위 기진력 당의 가속도는 기진 위치에서의 항주 중의 등가 기진력을 주는 것과 같다.

항주중의 등가 기진력 Fe를 각 회전수에서 구하면 Fig. 4⁽⁹⁾에 표시한 것과 같은 결과가 얻어진다. 상부 구조 기진 시험(최대 기진력 5 ton)에 대한 다른 배의 예를 Fig. 5에 나타낸다.

그 외의 기진기 시험 예로서 60,000 DWT bulk carrier에 탑재된 4기통 diesel종 기관의 거치 구조의 정부를 기진한 결과⁽¹⁰⁾를 Fig. 6⁽¹⁰⁾에 나타낸 것의 항주시와 비교하면 항주시의 공진 진동수가 5~10% 저하되었다

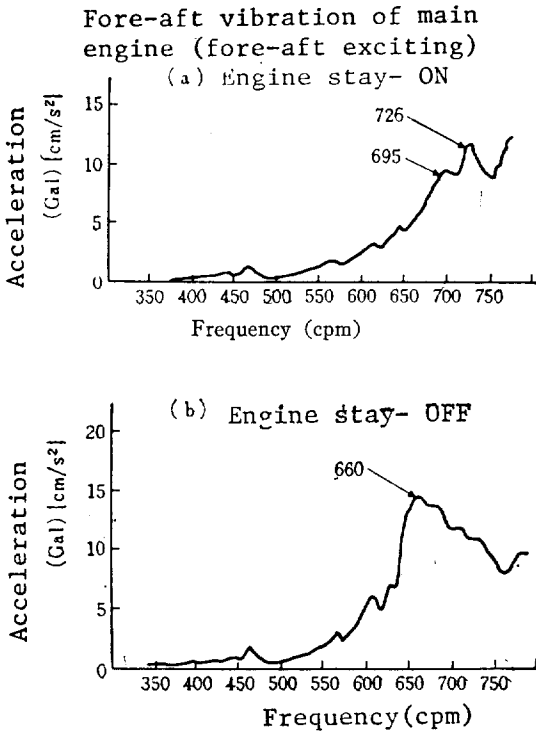


Fig. 6 Resonance curve of engine body top (engine's exciting test)

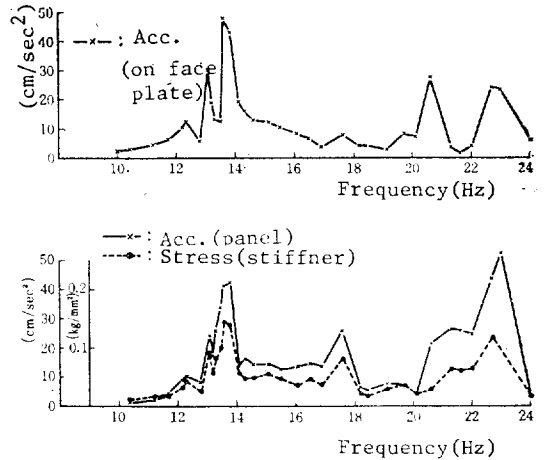


Fig. 7 Resonance curve of web frame

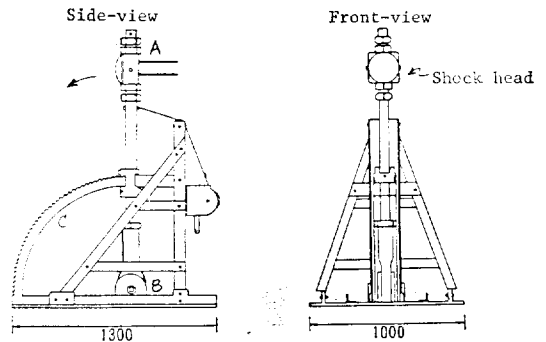


Fig. 8 Impulse hammer

加振機要目

最大 높이	1.2 m	
最大 폭	1.3 m × 1.0 m	
總重量	250 kg	
衝擊力(peak)	0~30 ton	낙하높이의 무게로 조정
衝擊持續時間	0~50 m·sec	head 고무 두께로 변화

고 보고되고 있다.

이 시험에서는 1 ton급 기진기를 사용하여 공진 진폭은 전후 좌우 기진에 있어서 24~32 gal/ton이었다. 극부구조의 기진 시험예⁽¹¹⁾로서 200,000 DWT 탱크의 wing tank내의 bottom transverse ring의 결과를 나타낸다(Fig. 7⁽¹¹⁾). face plate 상면에 0.1 ton급 기진기를 설치, 전후 방향으로 기진하고 수중과 공중에서의 시험을 행하여 이때 face plate의 공진 진폭은 1,000 gal/ton

이었다.

2.2. 충격 가진 시험법

충격시의 응답해석에 의하여 진동 응답 특성을 구할 수 있으므로, 이를 주 선체에도 적용되고 있다. (12) 이하에는 이 문헌의 내용을 언급하기로 한다.

충격가진법은 기계식 기진기에 의한 시험과 비교하면 계측의 정도와 신뢰성은 뒤떨어지지만 실험 공수를 줄여 끌낼수 있고, 또 간편하게 실시할 수 있다는 잇점이 있다.

사용된 충격 가진기의 의형도는 Fig. 8 (12)과 같다. hammer 머리부분이 지점 B를 중심으로 화살표 방향으로 떨어뜨리고 C는 그 guide이며, 이는 되풀이 매립 방지의 역할을 하고 있다. 기진력의 주파수 특징은 hammer 머리부분에 부착되어있는 고무의 두께와 경도에 따라서 변한다. 충격 파형의 주파수 특성의 예는 Fig. 9 (13)와 같다.

8,000 DWT 탱크의 상부 구조 실험에 (Fig. 10 (12))에 볼수 있는 것과 같이 응답의 정도는 충분하지는 않지만 가진기 시험 결과와 잘 대응하는 data를 얻을 수가 있다.

충격 가진 시험을 선체와 같은 거대한 구조물에 적용시키는 경우 충분히 큰 진동을 발생시킬 수 있는 충분한 충격력을 주기에 는 실제로 어려우므로 시험시의 잠

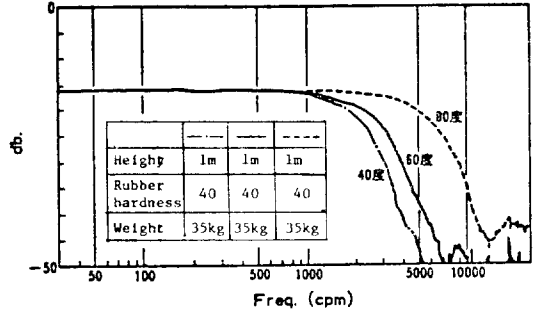
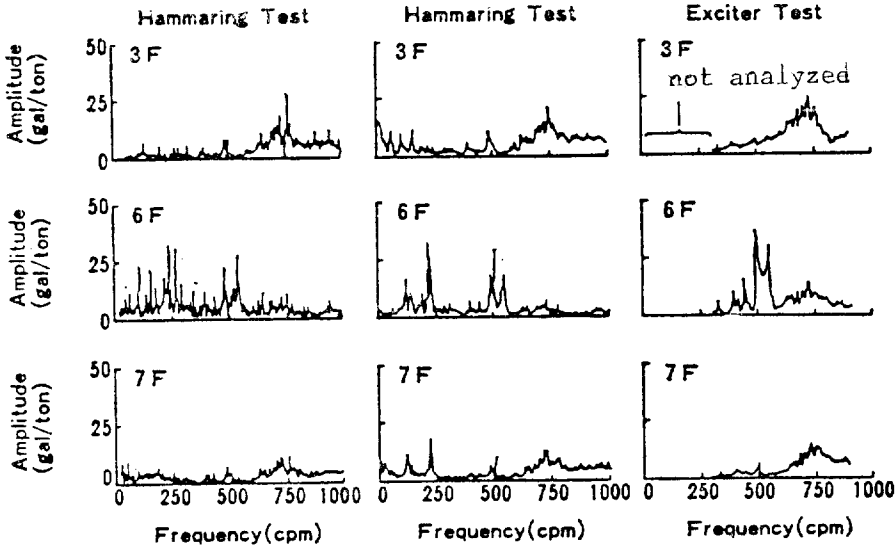


Fig. 9 Frequency characteristics of impulse wave form (rubber thickness is 150 mm)

음 진동 및 data recorder의 잡음은 무시할 수 없다. 이 때문에 해석된 응답 함수의 가산평균 (Fig. 10의 종래법)이 아니고, 기진력을 trigger로 한 time history 파형의 가산 평균을 한 후, 응답 함수를 구하는 방법 (Fig. 10의 새로운 방법)에 의하여 총괄적인 정도가 개선되고 있다. 충격가진법으로는 충격력 파형과 응답 진동 파형을 Fourier 변환하여 각각의 주파수 응답을 구함으로써, 피 시험체의 진동 응답 함수를 산출할 수가 있다. 따라서 이와 같은 연산을 수행하는 장치가 필요하다.

다른 예로서 중량 2 ton이고, 두께 200 mm 정도 30



(a) old method (b) new method (c) exciter test

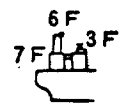


Fig. 10 Measured response curves by hammering and exciter test

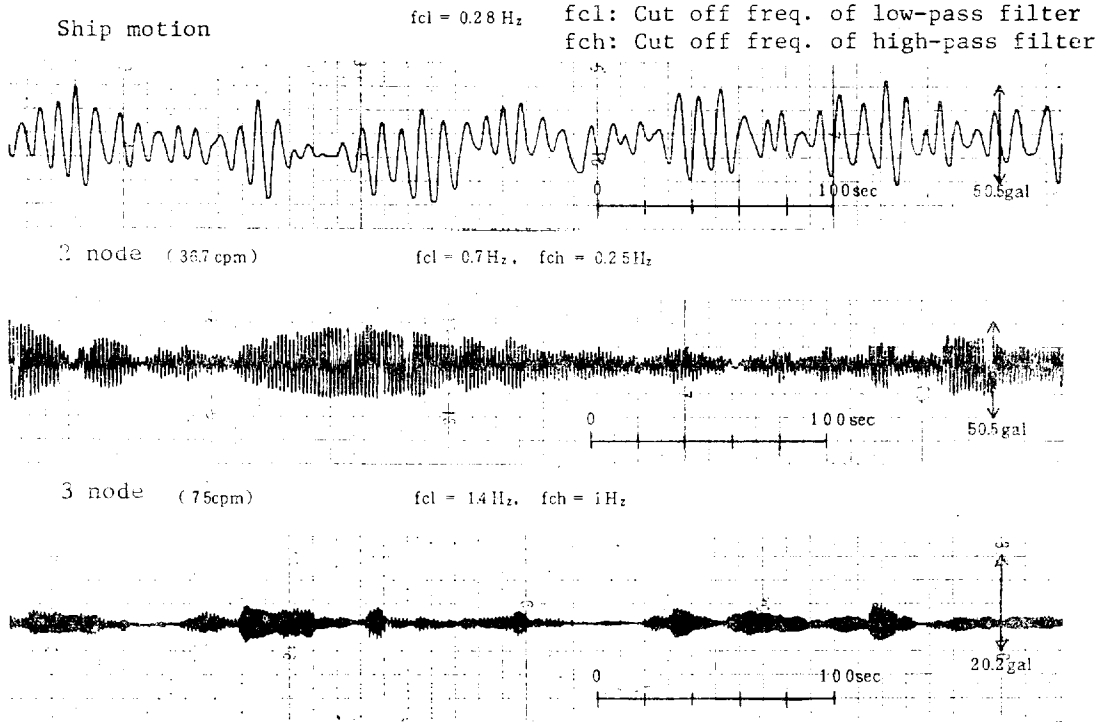


Fig. 11 Vertical vibration measured at fore end in sea trial

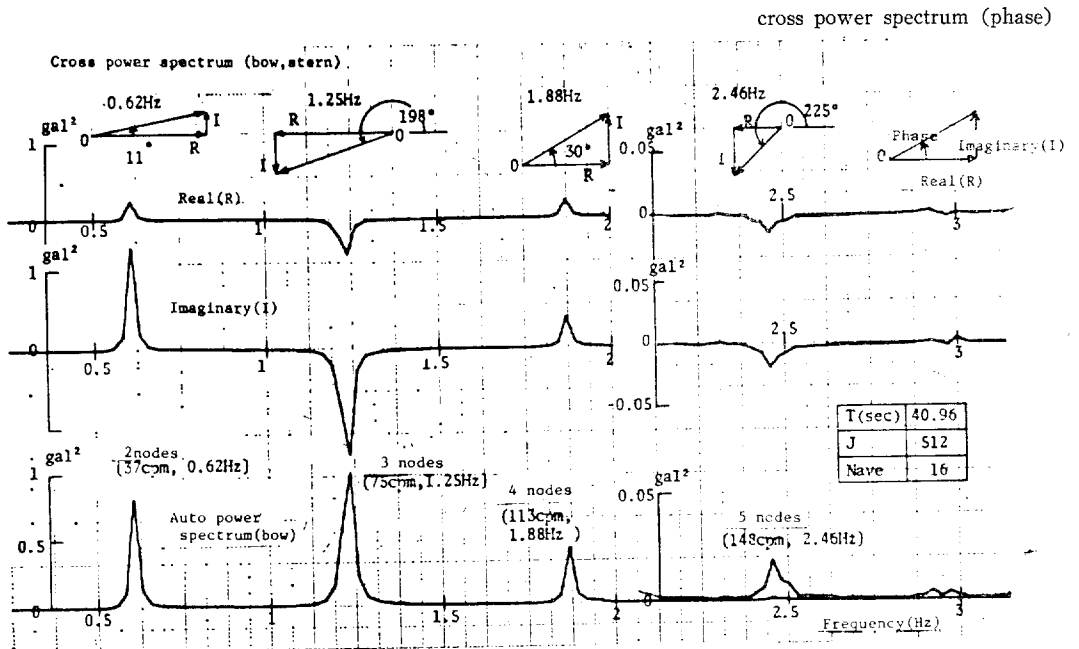


Fig. 12 Power spectrum of the vertical vibration measured at fore end of ship in sea trial

인 고무를 사용한 impact hammer를 사용하여 상부 구조 정부를 가진하는 예이다. 이 경우는 impact hammer를 치켜 올려서 수평 방향으로 충격시키는 것이다.

2.3. 과도진동계측

시운전시의 투모시험시에는 충격력이 선체에 가해지므로 자유 진동이 발생하여 그 기록으로부터 저차 고유 진동수와 감쇠율의 계측이 가능하다. 이 외에 시운전시의 속력 시험등의 항속시의 진동으로 부터도 같은 계측이 가능하다. 비교적 해상이 평온한 시운전시에서도 springing과 whipping이 나타난다. Fig. 11은 230,000 DWT 탱커의 시운전시의 선수 상하 진동에 band pass filter를 건 2절, 3절 진동의 형태이다. 3절 진동에는 충격을 받은 후 감쇠하는 파형이 포함되어 있어서 보다 고차의 진동도 발생하고 있음을 짐작할 수 있다.

측정된 진동 파형의 power spectrum 및 선수와 진동의 cross power spectrum을 구하면 Fig. 12를 얻을 수 있다. 40초간 data의 16회 평균으로 부터 깨끗한 spectrum peak가 얻을 수가 있어서 주 선체의 상하 5절까지의 peak를 확인할 수 있다. 또, cross power spectrum의 위상에 의하여 절수가 우수인가, 기수인가를 판별할 수가 있다. 이 방법에 의한 계측을 계속 실시하여 상하 6절 혹은 5절까지의 고유 진동수의 실적 chart가 작성되고 있다.⁽¹⁴⁾

2.4. 진동응답 data의 해석

선체 진동의 실측 결과로부터 진동응답 특성을 높은 정도로 구할 수가 있으면, 실측 결과의 수치화, 이론 계산의 결과와를 비교하는데 유용하다. 공진 곡선의 band 폭으로부터 대수 감쇠율을 구하는 방법은 실선에 적용되어 왔지만 이외에 진동응답 특성을 계측하여 최소 자승법에 의하여, 이를 다자유도계의 응답 양식으로 수치화하는 수법이 있다. 이 방법은 실측의 응답 곡선을 다음 식의 꼴로 표시할 수 있는 것으로 하여, M_n, ν_n, α_n 을 구하는 방법으로서 진동시험 data의 해석

system에 넣어 사용되고 있는 경우도 많다.⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾

$$\frac{y}{F} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{M_n \nu_n^2 (1 - \eta_n^2 + i \alpha_n \eta_n)} \quad (1)$$

여기서 M_n : 진동질량, ν_n : 고유 원진동수,
 C_n : 감쇠계수, $\alpha_n = C_n / (M_n \cdot \nu_n)$,
 F : 기진력 진폭, y : 변위진폭
 f : 기진력의 원진동수, $\eta_n = f / \nu_n$

(1)식에 의하여 실측 data를 재현하는 curve-fit법에 는 실험결과 같이 정도가 높은 data를 구하는 것과 같은 경우에 적용할때는 신뢰도 높은 해석을 행하지만 선체 진동의 경우에는 실험 방법에 제약이 있으므로 반드시 양호한 결과가 얻어질 것이라고는 말할수 없다. 즉 실선의 기진기 시험에 있어서는 무거운 추를 기계적으로 회전시키는 기진 방식이기 때문에 기진력에 약간의 불균일이 남아서 완전히 안정된 공진점의 기록을 얻기 어렵다. 또, 실선시험에서는 역 공진 진폭은 미소하기 때문에 정도가 높은 계측값은 얻을 수 없다.

이와 같은 실험상의 어려움을 잘 처리해서 modal parameter를 산출하고 선미단 상하 기진에 의한 진동 응답 곡선을 다자유도계에 근사하게 구할 예를 보이기 로 한다.

Fig. 13⁽⁹⁾은 RO/RO 선의 예⁽⁹⁾이고 Fig. 14⁽¹⁴⁾는 container선의 예이다(Fig. 15⁽¹³⁾).

모형선의 진동 실험에 적용한 예⁽¹⁷⁾로는 대단히 양호한 결과가 얻어지고 있다(Fig. 15). 실측 data를 전산기로 처리하는 curve-fit법을 보다 간편하게 실선시험 data에 적용하자면 하나의 공진점 근방의 data를 1 자유도계의 응답으로 보고 그의 실수부와 허수부 혹은 진폭과 위상에 의해서 결정되는 값을 복소 평면상에 plot하여 이 점들을 연결한 원을 compass로 그리면 진동 질량과 감쇠 계수를 구할 수 있다.

(1)식과 같은 기호를 사용하여 1자유도계의 진폭의 실수항을 y_r , 허수항을 y_i 로 표시하면 양자의 관계는

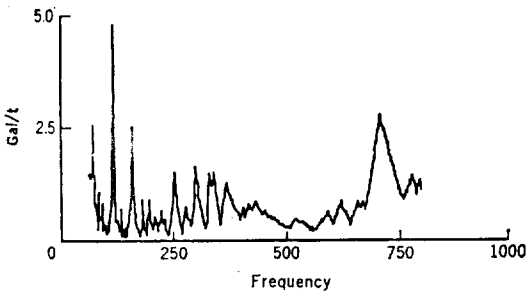


Fig. 13(a) Measured response curve of vertical vibration of aft end

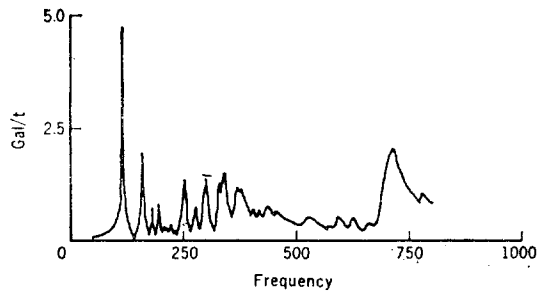


Fig. 13(b) Response curve of vertical vibration of aft end simulated by modal fitting method

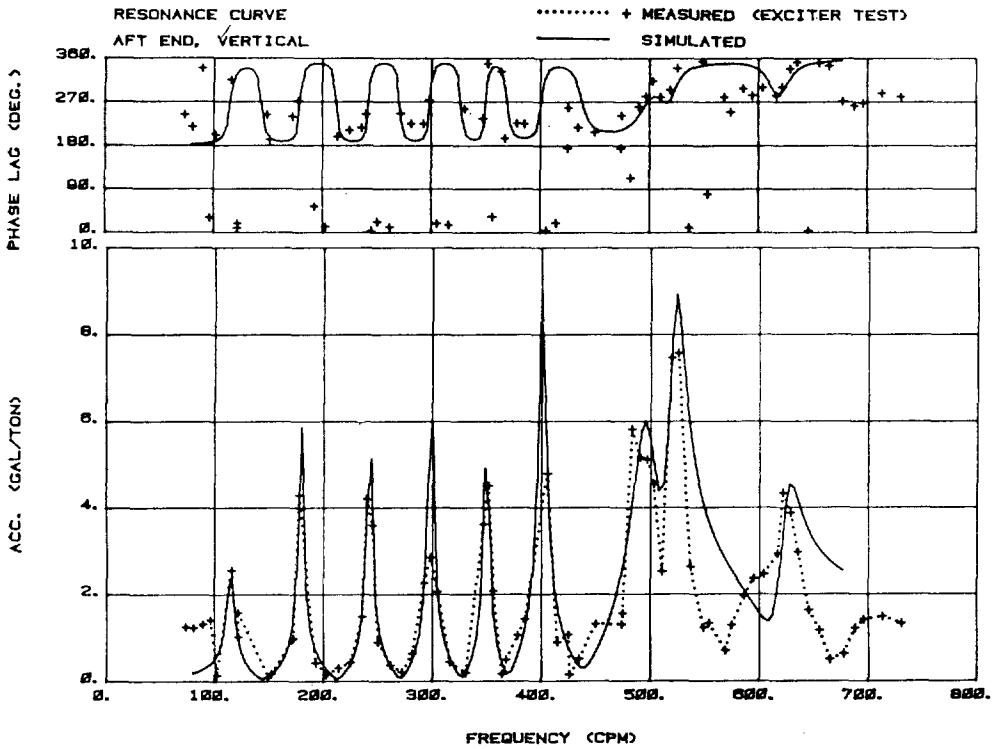


Fig. 14 Measured and simulated response curve of vertical vibration at aft end (container ship)

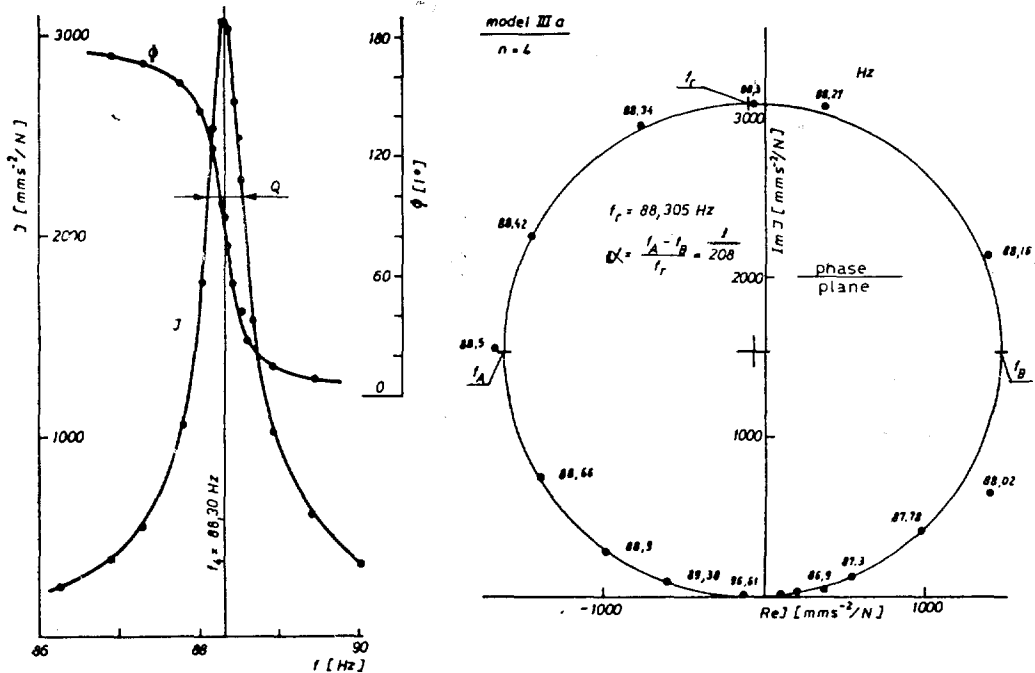


Fig. 15 Example of the measured vibration of four-noded response of model

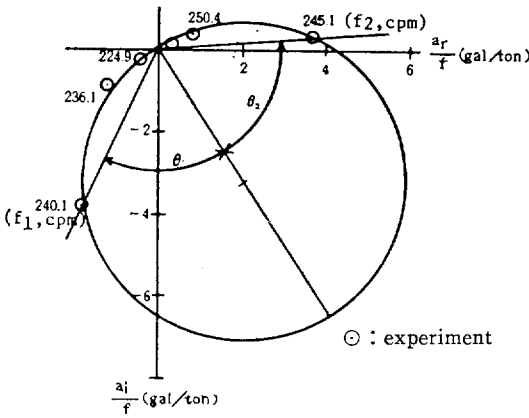


Fig. 16 Example of the measured vibration of five-noded resonance (container ship)

다음 식으로 표시된다.

$$\left(\frac{-y_r}{F} - \eta\right)^2 + \left(\frac{y_i}{F} - \eta + \frac{1}{2Cv}\right)^2 = \left(\frac{1}{2Cv}\right)^2 \quad (2)$$

Fig. 16의 예와 같이 공진점의 실측값을 구하지 못하더라도 공진점 근방의 속도 진동 data를 이용해서 원을 그릴 수 있다.

α 는 다음 식으로 주어진다.

$$\alpha = 2(\eta_2 - \eta_1) / (\tan \theta_2 + \tan \theta_1) \quad (3)$$

Fig. 15와 같이 f_r , f_a , f_b 가 구해지면,

$$\alpha = (f_a - f_b) / f_r \quad (4)$$

로 된다. 공진 진폭($1/C$)도 구해지고, C 가 결정되므로 진동 질량도 구할수가 있다.

$$M = C / (\alpha v) \quad (5)$$

실제로 이 원을 compass로 그려보면 계측점을 통과하는 원은 간단히 그릴 수 없다. 이것은 계측값에 진폭, 위상의 오차가 포함되어 있기 때문이고 특히 위상은 상대값이 정확하더라도, 절대값을 정확하게 계측하기는 쉽지 않다. 이 때문에 Fig. 16과 같이 원의 중심이 y 축상에 오지 않는 경우도 있다. 또 공진점 근방의 data만을 사용하게 되므로로 변위 혹은 가속도의 계측값에도 적용할 수 있다. 항주중 계측에도 정해진 값 F 를 가정하면 M 을 얻을 수 있다.

3. 항주중의 진동 계측법

최근에는 진동 계측이라고 하더라도 진동계를 제작한다는 것은 생각할 수 없는 이상 많은 우수한 진동 계측기가 시판되고 있으므로, 실용적인 적당한 기기를 선정, 목적에 부합되는 계측을 하는 것이 바람직하다. 특수한 기술을 필요로 하는 진동계측은 보통 시운

전시에는 거의 계측하지 않는다. 오히려 진동은 어렵다고 생각되기 때문에, 대규모적인 계측이 되어 data의 양이 많아지기 때문에 방대한 data로부터 유효한 정보를 끌어 내는 방법, 실적 data의 보존과 활용의 방법, 낮은 cost로 효율있게 실시하는 방법 등이 중요하다.

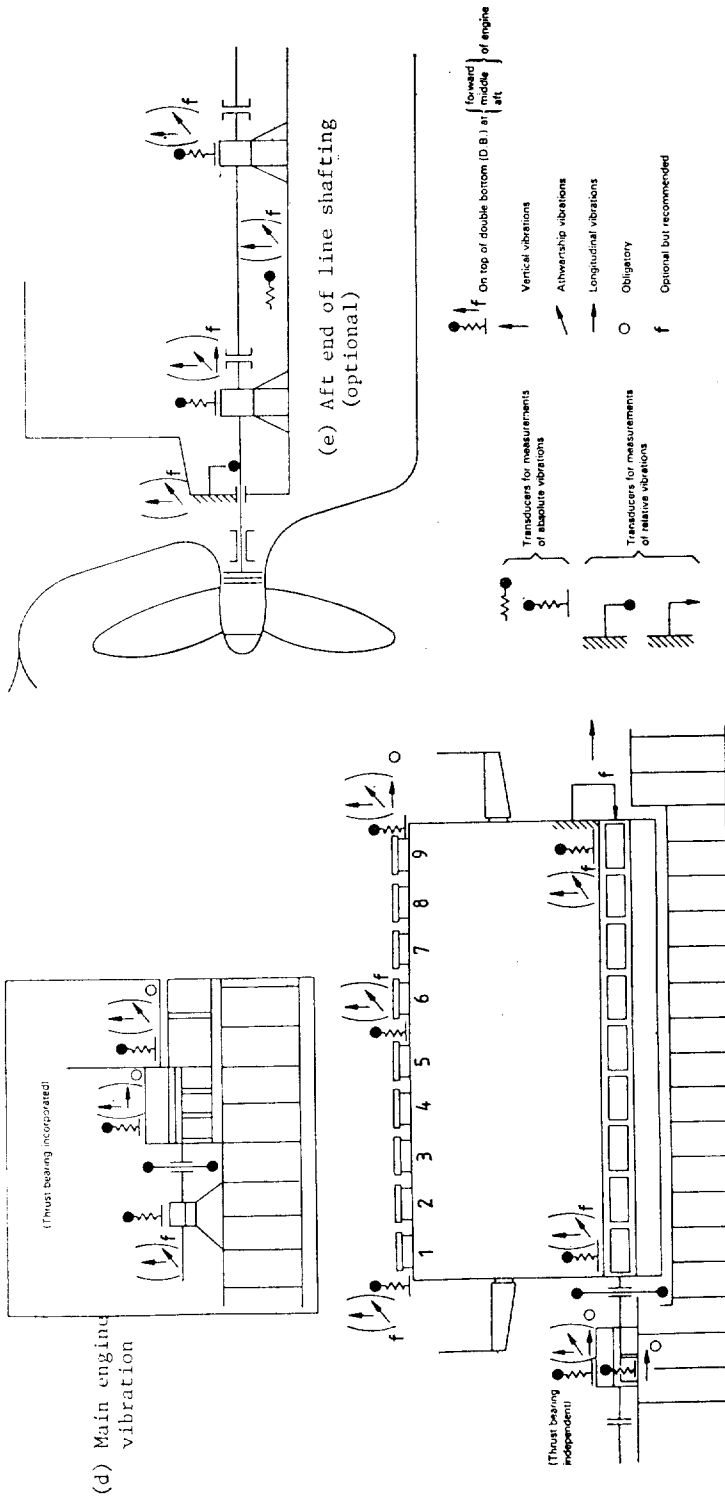
ISO에서도 1973년부터 계측의 조건, 방법, 보고 형식을 통일된 것으로 하여, data의 비교, 설계의 개량, 평가 기준의 설정 등에 유용하게 하기 위해서 SC 2/WG 2에서는 선체 진동과 국부 진동의 계측 code의 검토를 시작하여 1984년에 정식으로 발행되었다. 세계 각국에서의 방법, 의견을 집대성하여 총 망라한 것이기 때문에 일본의 실상에 맞지 않는 부분도 있지만 이것을 guidance로 해서 탄력성 있게 적용해 나가기에 충분한 내용이 포함되어 있다. 한편, ISO 표준은 정기적으로 수정하게 되어 있어서 실태에 맞지 않는 불합리한 내용은 개정할 수 있도록 제의할 수 있어서 내용에 대한 논의를 언급해 두는 것이 바람직하다.

또, 비선형 진동, 자력 진동의 계측 관점에는 이것에 적합한 내용이 필요하지만 흔히 발생하는 것이라고 생각될 수 없으므로, 여기서 언급하지 않기로 한다.

3.1. 진동 계측 code(ISO 4867⁽³⁾, 4868⁽⁴⁾)의 개요

ISO 4867은 선체 진동의 계측법과 보고 양식의 code이고, ISO 4868은 구조의 국부 진동과 기기 진동의 계측법의 code이다. 두 code에 규정되어 있는 보고 양식은 거의 동일하고 배의 시험시의 조건, 용어의 정의 등 중복된 곳도 많으므로 이하에서는 ISO 4867에 대해서 간단히 설명하기로 한다. 이 표준은 주기관, 축계, propeller에 의한 기진력과 이 기진력에 의한 주선체와 상부 구조의 진동에 관한 것으로서 모든 장소에서 행해진 진동 계측의 data를 비교할 수 있게 하기 위해서 시험의 상태, 계측의 방법, 계측점, 해석하는 내용, 보고의 양식등을 규정한 것이다. 따라서, 계측점에 관해서는 주선체 각부의에 주기관, 축계진동, propeller 상부의 변동 수압력의 계측이 권장되어 있어서 현재는 보통 상선에 있어서 그 기술적 문제점에 관한 data는 충분히 얻을 수 있게끔 설정되어 있다.

계측점은 Fig. 17⁽³⁾에 보인바와 같이 "필수적인 것"(obligatory), "선택가능한 것"(optional)으로 구분되어 있어서 어느 쪽도 이 표준에 제시되고 있는 계측점 수는 매우 많다. 이런 이유로 일본이 찬성 투표때의 의견으로서 '이 표준은 배의 진동을 개량하기 위한 진동 계측의 일반적인 원칙을 주는 것으로서, 모든 배의



(a) Stern(triaxial), (b) Wheel house(triaxial), (c) Main deck at front of deck house(triaxial)
 (d) Main engine, (e) Aft end of line shafting(optional), (f) Torsional shaft vibration
 (g) Local structures(optional), (h) Deck traverse(optional), (i) Hull pressure(optional)

Fig. 17 Location of transducers (ISO 4867)

진동 계측의 목적에 상응하는 계측 내용을 선택 또는 추가할 수 있다'라는 것을 추가하였기 때문에 그와 같은 취지가 본문에 기재되어 있다. 시험 방법등에 대해서는 상세히 설명되어 있으므로 미경험인 경우에는 참고가 되는 점도 많을 것으로 생각된다. 보고서 등의 요목표 등은 종래부터 사용되어 있는 것과 거의 유사하나, 축계의 상세한 요목표가 첨가되어 있다. 취급하는 진동량은 진동 강도(severity of vibration, peak₃=maximum repetitive amplitude, 정의의 항에 설명문이 있음)로서 ISO 4868과 같이 주로 진동량의 평가를 하기 위해 계측하는 경우는 좋지마는 설계의 개량등 계산과 대응시키는 경우에는 문제가 있다고 생각된다.

peak값과 평균치가 항주 중 진동에서 어떻게 대응시키는 가는 앞으로의 과제이다. 또, 보고서의 내용에 선미 현상을 나타내는 선도(a line plan of the configuration)가 포함되어 있는 점에 있어서는 WG 2회

의에서 configuration은 개략적인 배치도 정도의 것으로 양해되고 있다.

선택하는 시험 조건으로서, 수심은 흘수의 5배 이상, 해상 상태는 sea-state 3이하, 배의 상태는 가능한 한 실제 항해 상태에 가까운 것과 선미 흘수는 propeller가 침수되게 하고 조타는 가능한 한 작은 것이 바람직하며 약 2°이하로 하고 있다. 이 조건으로부터 벗어나는 경우는 계측 조건표에 기재하도록 되어 있다. 계측의 종류로서는 통상 3~10 rpm 간격으로 누진 test, 공진점을 찾아내기 위한 연속 변속 test (5 rpm/min)가 있고, 선회시, crashback시, 투묘시의 계측은 optional로서 표시되어 있다.

한편, ISO 표준이므로 SI unit로는 질량의 ton, 힘의 N, power의 kw가 사용되고 있으나, 보조 단위로 는 종래의 관습에 유사한 것을 사용하고 있다.

3.2. 진동 계측의 방법

항주중 진동 계측은 일반적으로 ISO 4867에 준하여

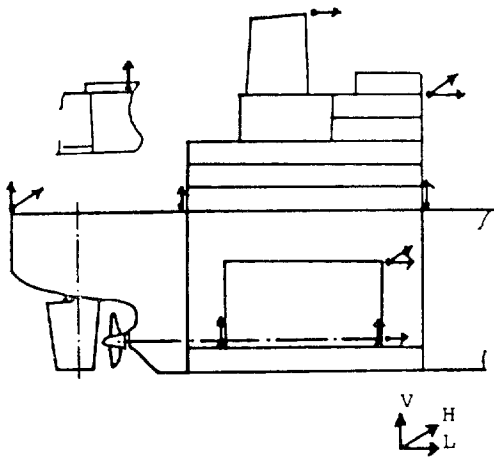


Fig. 18 Important measuring point

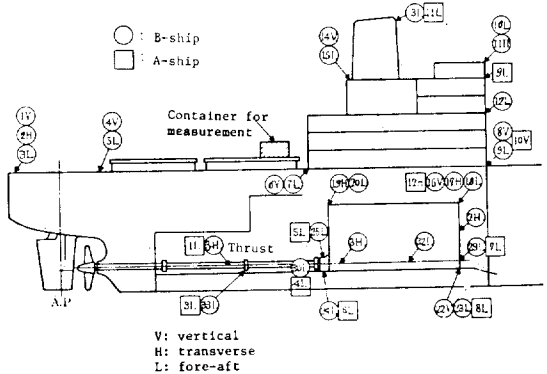


Fig. 19 Measuring points of A-and B-ship (container ship)

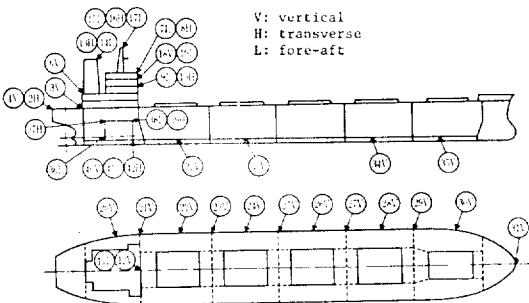


Fig. 20 Measuring points of bulk carrier

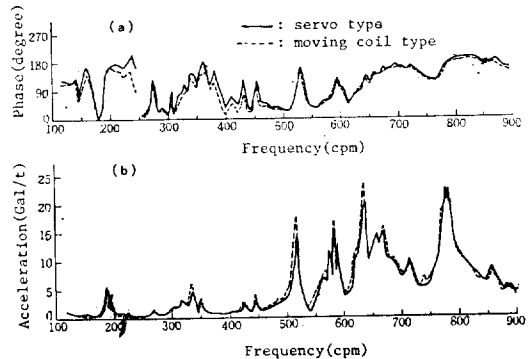


Fig. 21 Measured vibration by using servo type transducer and moving coil type at same location

Table 4 Vibration transducer

형식	특징
동전형	<ul style="list-style-type: none"> 출력 impedance가 낮은 noise를 제측하기가 어렵다. 계의 고유 진동수가 낮기 때문에 낮은 영역에서의 위상 특성이 나쁘다. 최고 주파수 1,000 Hz 정도
압전형	<ul style="list-style-type: none"> 0.1~20 KHz, 10^{-3}~10^{-4} G 정도의 가속도를 검출할 수 있다. 출력 impedance가 높아서 cable 등으로 부터 noise를 제측하기가 용이하다.
strain cage형	<ul style="list-style-type: none"> 0 Hz로부터 가속도가 측정 가능 온도 특성이 나쁘다.
surbo형	<ul style="list-style-type: none"> 측정 정도가 좋다. 통상의 측정 범위 0.5~100G 최고 주파수 30~250Hz 정도

점측형(seismic식)

행하는 것이 좋으나 실시사항의 한 예를 Table 1에 보이고 있다. 우선 계측점으로서는 data를 축적하여, 이를 통일 해석하기 위한 목적으로 모든 선박에 공통된 계측점을 결정해 두는 방법이 좋다. 이 예를 Fig. 18에 보이고 있으나 축의 회전 신호를 포함한다면 14점으로 되는 중간 규모의 계측이 된다.

Fig. 19⁽⁸⁾는 container 선의 주선체, 상부구조, 주기관 및 축계의 진동을 목적으로한 계측점의 예이다. 동

형의 A선에서는 계측점의 수를 11점으로 줄이고 있다.

Fig. 20⁽⁸⁾은 주선체, 선창 2중저 및 상부 구조의 계측을 주 목적으로 한 bulk carrier의 한 예⁽⁸⁾이다. 선체 각 부와 기관부의 관계 및 정확한 mode 곡선을 구하자면, 이와 같이 30~40점 정도의 계측이 필요하게 되므로, 목적을 명확히 하여 계측점을 신중히 설정해 줄 필요가 있다. 선박에서 사용되고 있는 다점동시 계측용의 진동계의 특징을 Table. 4에 보인다.

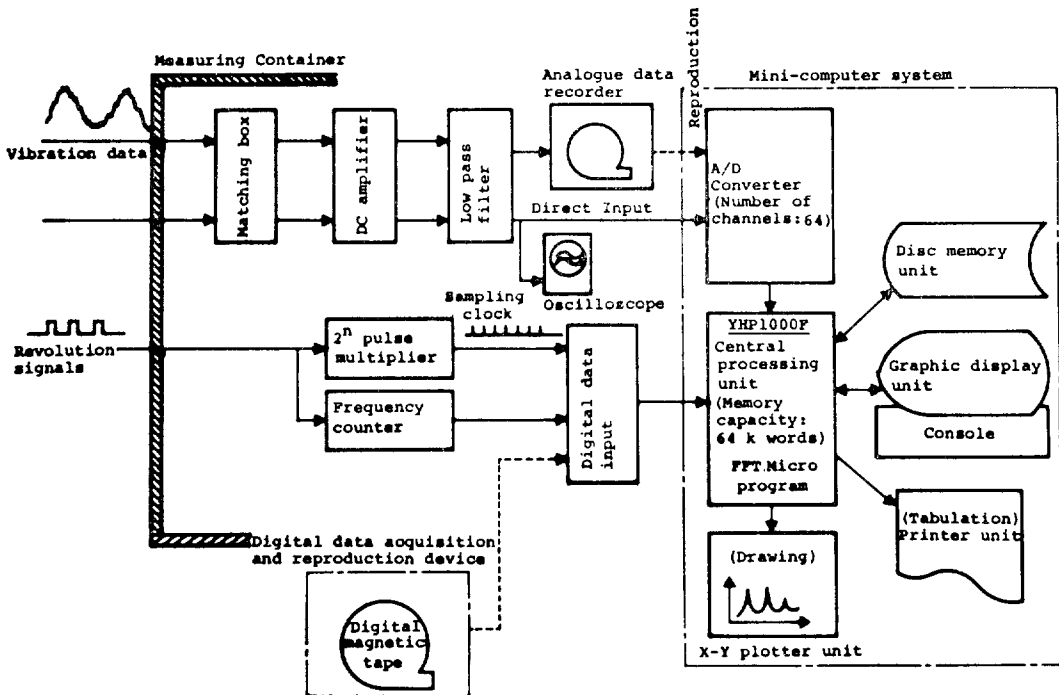


Fig. 22 Block diagram of on-board data acquisition and processing system

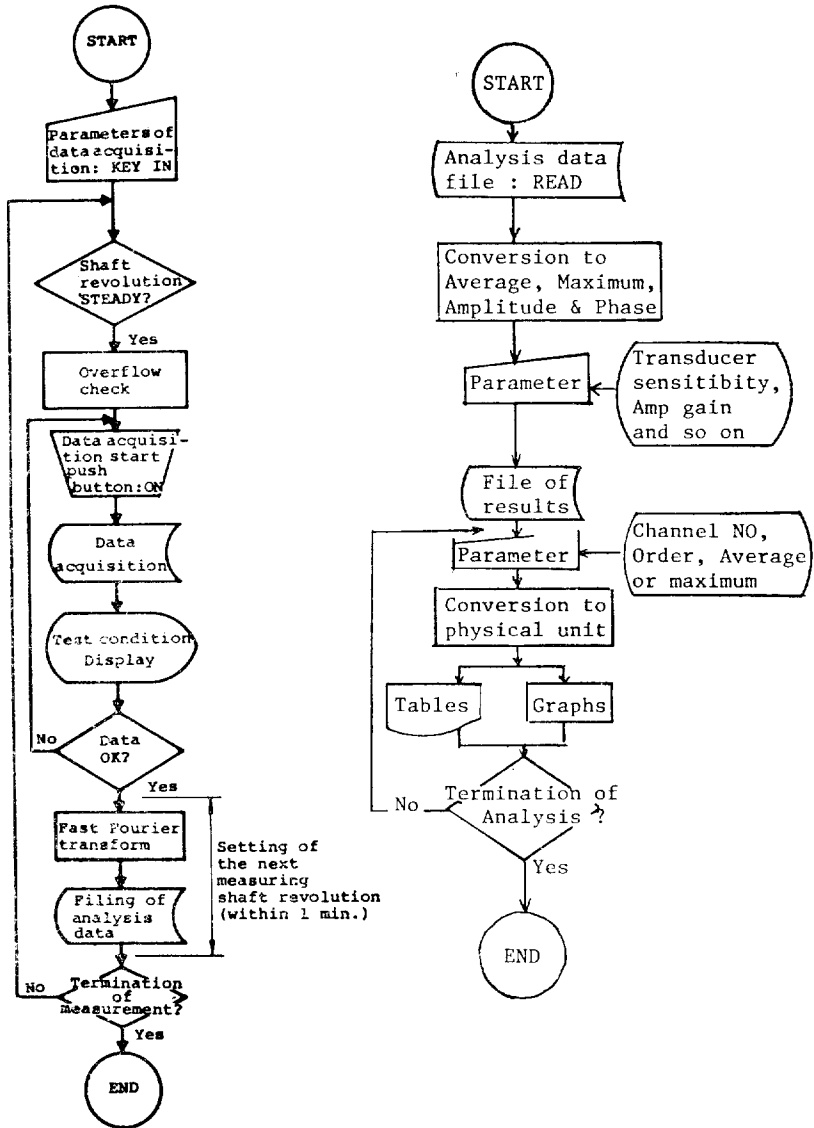


Fig. 23 Flow chart of data acquisition and processing

0 Hz 근방까지 평탄한 특성을 가지는 가속도계인 경우는 동요성분을 cut하는 filter가 필요한 경우도 있다.

두 종류 이상의 진동계를 사용할 경우에는 특성이 같은지의 여부를 check하기 위해 동일점에 대한 기록을 취하여 두는 방법도 있다.

한편, low pass filter가 잘 사용되나, filter에 의한 위상지연은 무시할 수가 없는 경우가 많으므로 주의를 요한다.

기록은 oscillo-paper 상에 취할 경우도 있으나 지금은 data recorder가 널리 사용되고 있어서 이 경우에는

예상보다 큰 진동에 의한 scale out를 항상 check해 둘 필요가 있다.

진동 계측 및 data 처리의 system화는 여러곳에서 사용되고 있어서, 각각의 특징이 있으나 선상에서 data recorder에 기록하여 육상에서 해석을 하게 되던 범용의 진동 해석 system⁽¹⁵⁾ ⁽¹⁶⁾이 유효하게 사용된다. 진동계로부터 mini-computer까지의 전 장치를 운반할 수 있는 container에 넣어 배에 탑재, 선상에서 도표의 작성까지 완료하는 system도 있다⁽¹⁸⁾.

이 system의 구성을 Fig. 22⁽¹⁸⁾, 23⁽¹⁸⁾에 보인다. 어느

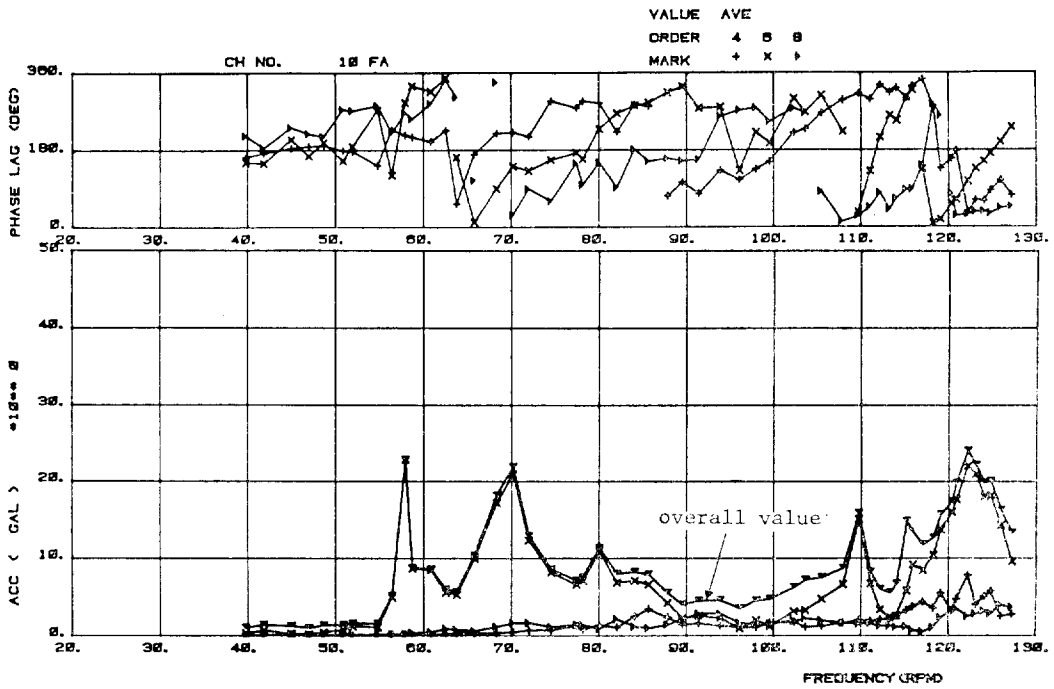


Fig. 24 Resonance curve for fore-aft vibration at navigation bridge
(39,000 DWT product carrier)

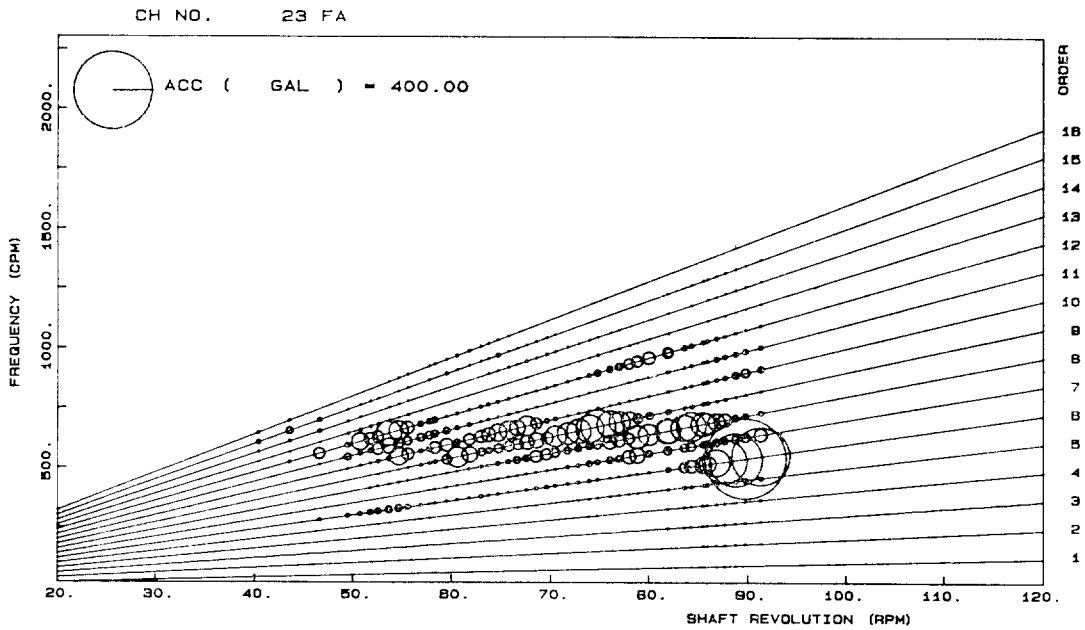


Fig. 25 Example of cambell diagram

경우도 제측, 해석 작업의 간이화, 성력화 및 정도의 향상이 도모되고 있다. 특히, 위상 data를 modal parameter 산출등의 해석에 사용할 때에는 어떤 전산 처리에 의해서 정도를 올린다는 것은 불가능할 것이라 생각된다. 자동화의 다른 잇점은 출력 형식을 자유로와 진다는 것으로서, 다른 차수와 계측점이나 증첩법에 의한 비교, 대수표시, 2점 vector의 나뉜셈에 의한 전달 함수의 표시등을 용이하게 할 수 있다. 작도 예를 Fig. 24⁽¹⁸⁾, 25에 보인다. 국부진동의 계측은 통상 최대, 상용회전 등으로 계속 항주할 때에, 거주구에 증첩을 두고 선체 각부에 대하여 행해진다. 이것은 완성시의 진동 check라는 의미가 있고, 제측 장소도 일정하지 않으므로 potable 진동계가 사용 되는 경우가 많다. 전기적인 해석인 것과 기계적인 아스카니아 진동계가 사용되고 있다. data recorder의 기록을 가지고 해석하는 경우도 많지만, 어느 경우에도 data 처리의 방법에는 일정한 기준이 필요할 것이다.

3.3. data 처리의 방법

배의 진동 data 처리로는 springing의 기록 등 특별한 경우를 제외하고, 주기적 data로 보고, 진동수 spectrum의 진폭과 위상이 해석된다. 현재는 digital 연산으로 Fourier spectrum을 구할 수 있는 고속 Fourier 변환(F.F.T.)이 적용되는 경우가 많다. digital화된 파형 x 와 Frourier 변환 X 의 관계는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$X(1) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x(k) e^{-i2\pi k/N} \quad (6)$$

$$x(k) = \frac{1}{N} \sum_{1=0}^{N-1} X(1) e^{i2\pi 1k/N} \quad (7)$$

여기에, $1, k=0, 1, 2, 3, \dots, N-1, N$ 은 data수이다.

이것은 적분에 의한 Fourier 계수의 산출과 같고 F.F.T. 해석기로는 이 연산이 효율적으로 수행된다. F.F.T.로는 Δt 간격으로 sampling을 하기 위하여 $1/2 \Delta t$ 이상의 진동수 성분을 필터로 cut할 것, data길이를 T 로 하면 T 의 양단에서는 불연속이 되므로 이를 보정하기 위한 window를 붙일 것, T 를 축회전 주기의 정수배로 하면 불연속으로 되지 않으므로 window는 불필요하다는 것, 시판의 analyzer를 사용할 경우 data 입력과 F.F.T. 수행의 시간 관계를 조사하여 바른 해석치를 얻을 수 있도록 사용할 것, 발생 오차의 평가 등을 주의할 필요가 있다.

F.F.T.에서는 $T(\text{sec}), \Delta t(\text{sec}), N$, 분석을 할 수 있는 최고 주파수 f_{\max} , 분할 가능 주파수 Δf 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$T = N \Delta t, f_{\max} = \frac{1}{2 \Delta t}, \Delta f = \frac{1}{T}$$

N 은 512 또는 1024가 보통이므로, 2개의 차수 성분이 증첩되지 않는다는 조건으로 Δf 를 결정하면, T 와 f_{\max} 가 결정된다. 예를 들면 Δf 를 축회전수(1~2Hz)의 $1/2 \sim 1/4$ 로 하면, T 는 1~4로 되고 선택의 폭은 좁다.

F.F.T.이외에 tracking-filter의 사용과 시각 분석이 일반적으로 사용되고 있다. 시각 분석에 의하여 단일 주파수 성분을 구하는 때는 포락선을 그려 해석하는 방법이 취해진다. 파형의 진폭은 변화하는 것이 많으므로, ISO 6954의 peak값이 해당하는 높이의 평균값을 구하기 위해서는 일정한 방법(예를 들면, 기록을 n 개의 구간으로 나누어, 각각의 구간내의 최대치의 평균을 잡는다.)을 결정하여 두면 좋다.

4. 항주중의 선체진동의 불규칙성

선체 진동은, 이론상으로는 정상 진동으로 취급하지만, 취항시의 진동에는 꽤 많은 불규칙성이 내포되고 있다. 즉, 해상, 기진력의 종류, 구조부위, 진동차수 등에 의하여 진폭의 변동상황이 다르고, 정상진동과 narrow band 영역 불규칙 진동이 혼재한 진동이라고 생각할 수 있다. 한편, 진동 평가에 관해서는, ISO에서는 인체 감각상의 rms치⁽¹⁹⁾가, 배의 진동상의 종합 성능 평가에는 peak치⁽⁶⁾가 평가대상으로 되고 있다. 따라서 항주시의 선체 진동의 거동을 알기 위해서는 실선의 진동을 평가하는 데는 꽤 중요하다. 그러나, 이 문제에 관한 수집 정리된 보고가 없으므로 저자가 조사한 내용을 참고로 하여 언급하기로 한다.

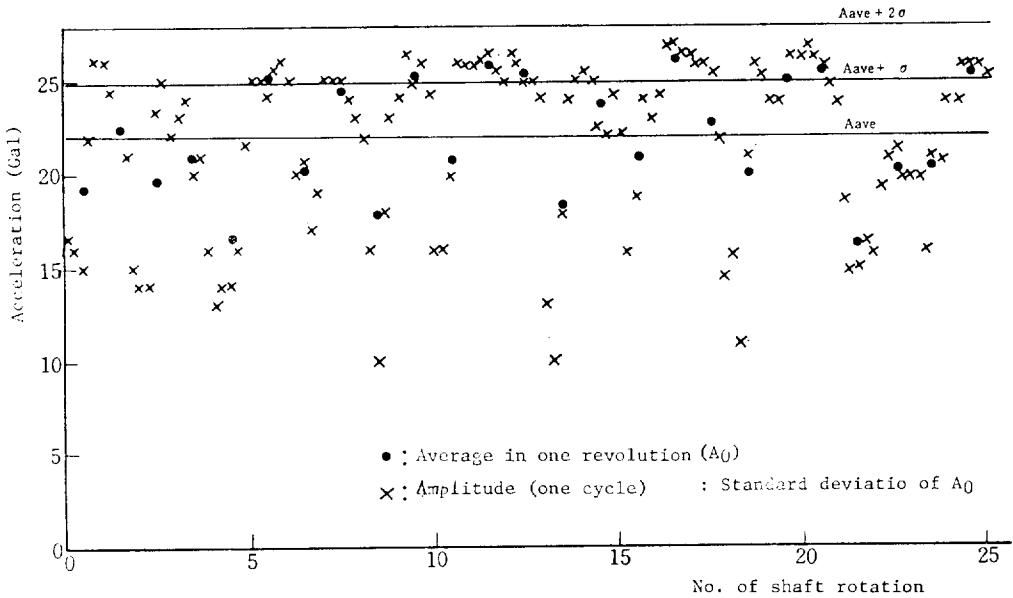
우선 항주중의 선체 진동의 불규칙성에 대하여 고찰하고, 실측 data를 해석하여 진폭 빈도 분포, 진폭의 변동을 지배하는 인자에 대하여 검토하였다. 위에서 언급한 바와 같이, 지금까지 peak치와 rms치가 모두 진동 평가에 이용되고 있어서 양자의 비로서 정의된 파고율이 실무상 중요하기 때문에, 실선에 있어서는 peak치 및 파고율 값에 대하여도 검토하였다.

4.1. 항행중 진동의 불규칙성

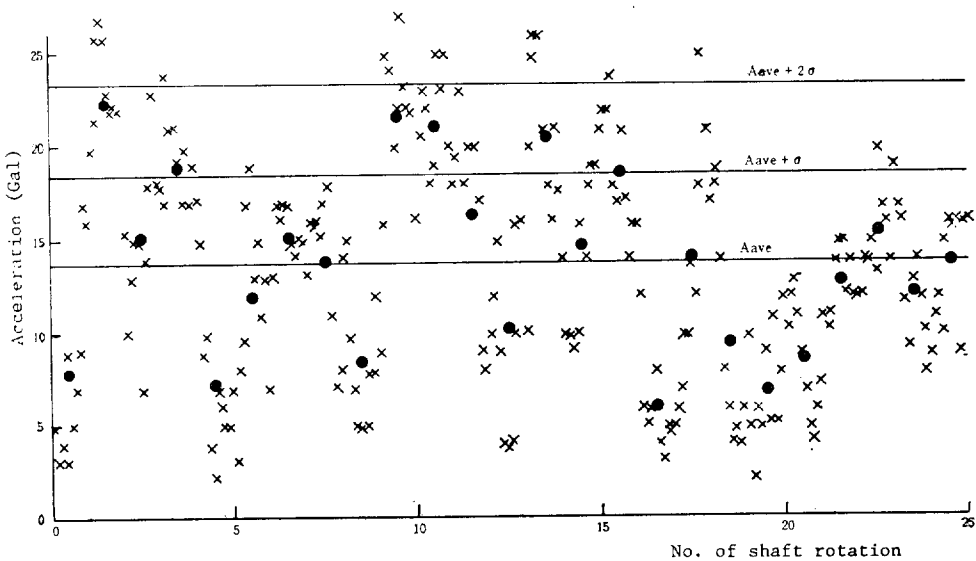
우선 일정회전수로 항행중인 배의 성질에 대하여 생각해 본다. 배는 파랑중 선체운동을 수반하여 항행하게 되므로 propeller의 부하는 보통 변동하여 선체 주위의 물의 흐름도 정상적은 아니다. 이 때문에 추축의 회전 속도 변동이 일어나고, 또 propeller면의 흐름이 비정상적이기 때문에 propeller 기진력 진폭이 변동한다. 구조

의 응답특성은, 기본적으로는 정상적이지만 유체의 영향을 받을 수 있다. 즉, 주선체의 구조 응답에는 홀수의 변화에 의한 부가수의 변화가 있어서, tank 내의 물의 운동에 의하여 tank 벽이나 보강재의 부가수도 변화한다. 또, 기진력의 전달 경로의 국부 구조에는 고진동수 영역에서 강한 공진이 발생되기 때문에 기진

진동수의 약간의 변동있어도 안정된 거동을 기대할 수는 없다. 예를 들면 격벽, 갑판 web frame 등의 국부 구조는 주요한 기진 차수에 대한 공진을 회피하도록 설계되고, pannel이나 작은 보강재는 대개 20 Hz 보다도 높은 고유 진동수를 가지도록 설계되므로, 이 정도의 고진동수역에 가깝게 되면 많은 극부적인 공진



(a) 5th order vibration



(b) 10th order vibration

Fig. 26 Fore and aft vibration amplitude at navigation bridge induced by propeller

이 나타나기 때문에 기진 진동수의 작은 변동에도 진폭이 크게 변화하게 된다.

이들의 항주중 진동의 불규칙성에 관한 인자중 중요한 것은 회전수 변동과 propeller기진력 진폭의 변화라고 생각된다. 회전수의 변동은 기진력의 진동수에 직접적인 관계가 되기 때문에 진동 응답은 주파수 변조라 할 수 있다. propeller 기진력은 propeller 면의 유속에 대한 시간적 변동의 영향을 받고, propeller cavitation 발생현상도, 미시적으로는 날개마다 변하는 것이라 생각되므로, 날개 하나를 통과 할 때마다 기진력이 변화하여 진동 진폭의 변화가 나타난다.

항주 중의 배의 진동은 기진력의 정상성이 강하므로, 기진 진동수를 중심주파수로 하는 narrow band 영역의 진동이고, 진폭은 약간 불규칙하게 변화한다. 진폭의 불규칙성은 기진력의 종류, 진동수, 진동차수, 진동부위에 따라 그 정도가 변한다고 생각할 수 있으므로, 이하는 실선 계측 data에 대하여 검토를 하기로 한다. 230,000 DWT tanker의 5차, 10차(blade frequency의 1차, 2차) 진동의 20초 사이의 진폭 변화를 Fig. 26⁽¹⁸⁾에 나타낸다. 5, 10차 모두 1파 마다 진폭이 변화하되, 10차 진동의 변화가 더 크다. 이 진폭을 2 gal 등간격으로 계산한 경우의 빈도 분포를 Fig. 27에 나타낸다.

5차 진동은 24~26 gal의 빈도가 크고 정상 진동에 약간의 불규칙성이 가해져 있다고 볼 수 있고, 10차 진동의 진폭은 넓은 범위에 분포하고 불규칙성이 강하다.

한편, 참고로 Fig. 27에 표시한 파랑에 의한 2절 진동은 Rayleigh 분포에 가깝다. 이와같이 정상성과 불

규칙성의 정도에 따라 진폭 빈도 분포가 다르다. 또, 주축 1회전내의 평균 진폭(A_0)는 1파 마다의 진폭과 큰 차는 없고 전체파의 진폭 변동상황을 나타내고 있다고 생각된다. 다른 배의 예로는 6기통 기관을 탑재하고 4익 propeller를 장비한 32,000 DWT인 배의 A_0 치⁽¹⁸⁾을 Fig. 28⁽¹⁸⁾에 나타내었다. 2차 진동의 진폭은 급격하게 변화하고 있지 않고, 그 외의 차수의 진동은 Fig. 26과 동일하게 1회전마다 진폭이 크게 변화하고 있다. 고차수로 될수록 계측 구간내의 진폭의 최대값과 최소값의 비가 크고, 진폭 변동이 큰 경향이 있다고 말할 수 있다.

이상은 통상의 진동 계측 시간내의 단시간의 진폭 변동이지만 Fig. 28의 주축회전 주기와 2차 진동에서 볼 수 있는 비교적 긴 주기의 변동에 대해 조사하기 위하여 tracking filter를 이용하여 단일 주파수 성분을 추출하고, 그 진폭에 비례하는 전압을 해석하여, 장시간의 진동 기록에 포함되는 진동 변동의 spectrum을 조사하였다. 해석의 한 예로서, 19,000 DWT bulk carrier의 선미단 상하 진동의 경우를 Fig. 29에 보인다. Fig. 29(a)의 진폭 변동 기록에는 명확한 규칙성을 인정할 수는 없지만 명확한 진동수는 존재하는 것이라고 생각되므로 약 27분간의 진폭 변동에 대한 power spectrum(3.4분간의 8회 평균)을 Fig. 29(b)에 나타내었다.

본 선은 6기통 기관탑재의 4익 propeller선이고, 그 주요한 진동차수(2, 4, 6, 8, 12차)에 대한 power spectrum은, 차수에 의한 차이는 있지만 거의 동일한 진동수의 spectrum의 peak가 있다. 이들 peak중, 0.073Hz(주기

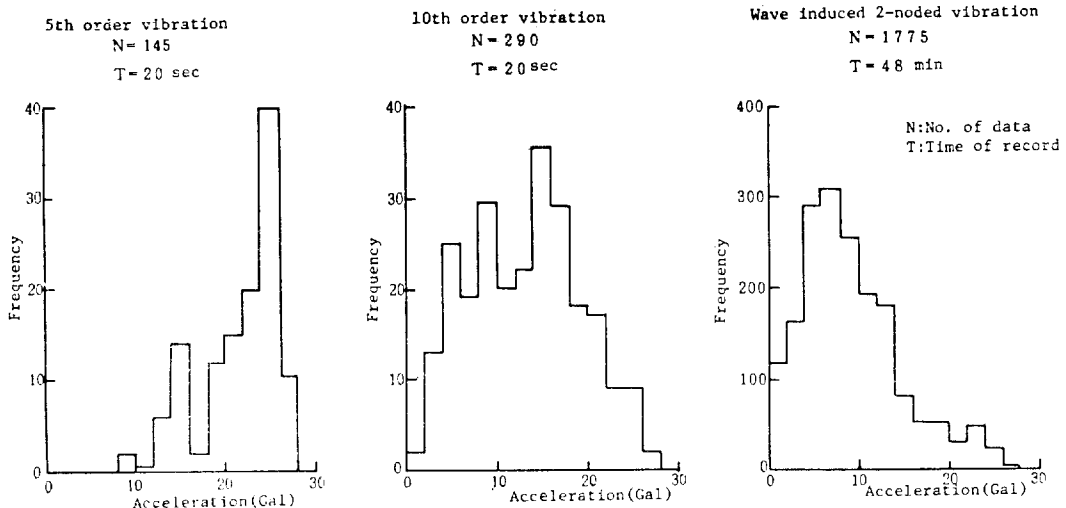


Fig. 27 Distribution of the data on Fig. 26

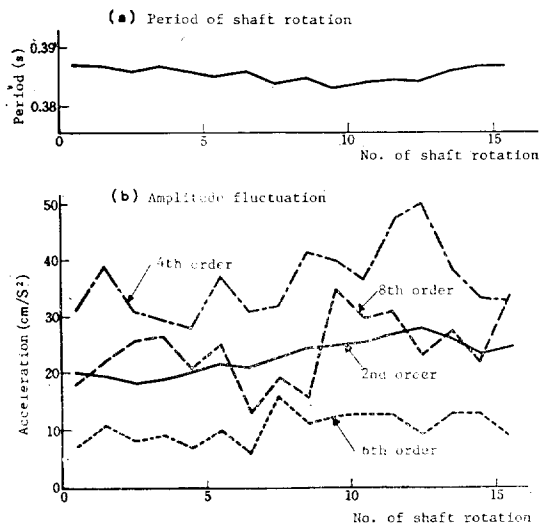
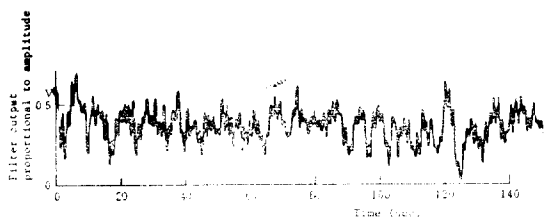
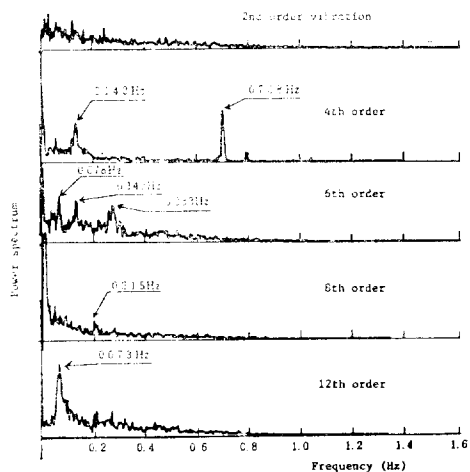


Fig. 28 Example of amplitude fluctuation (v. vibration of 32,000 DWT bulk carrier)



(a) Fluctuation of amplitude (4th order)



(b) Power spectrum of Fig. (a)

Fig. 29 Vertical vibration at aft end (19,000 DWT bulk carrier, 134 rpm)

13.7초), 0.142초(주기 7.0초)는 선체 운동의 영향에 의한 것이라고 생각 할 수 있다.

4.2. 진동량의 표시

단일 진동수 성분을 추출하는 방법으로서 시각 분석, tracking filter에 의한 방법, 추회전에 동기 또는 비동기의 Fourier 해석이 이용되고 있지만, 진폭이 변동하는 파형의 경우 해석의 시간, 시정수, 평균회수등에 의해 얻어지는 진폭은 다르다는 것은 명확하다.

단일 주파수 성분을 구하는 방법으로, 여기서는 주축의 1회전에 대한 Fourier 해석에 의하여, 차수 성분을 16~40회전에 대하여 계산하고, 그 구간내의 진폭의 최대치 A_{max} , 평균치 A_{ave} , 표준편차 σ 을 구한다.

표준편차에 대하여는 그 실측치를 Fig. 30에 나타낸 바와 같이, 진동수 또는 차수의 증가와 더불어 σ/A_{ave} 가 증가하고, 또, propeller 기진력에 의한 진동의 σ/A_{ave} 가 기관 기진력에 의한 값보다 큰 경향이 있다. $A_{max}-A_{ave}$ 와 σ 의 관계는 양자는 거의 비례관계에 있다고 볼 수 있으므로, 공진점만에 대한 양자의 관계를 구하여, Fig. 31에 보였다. 양자 간에 일정한 관계가 있으므로 maximum repetitive amplitude를 σ 를 사용, 나타냄으로써 진폭변동을 정량적으로 취급할 수 있다. Fig. 26에는 $A_{ave}+\sigma$, $A_{ave}+2\sigma$ 를 실측의 진폭과 비교하여 나타내고 있다. 선체진동 평가상의 maximum repetitive한 성질을 어떻게 정량화 할 것인가에 대하여 명확한 근거는 없지만, 확률분포가 80~90% 정도의 값이라는 것과 높은 평균인 것을 maximum repetitive의 조건이라 생각하면, 선체진동 평가상의 peak 값, 즉 maximum repetitive는 여기서 수행한 방법에 의한 $A_{ave}+\sigma$ 정도의 값에 상당하는 것으로 생각 할수 있다.

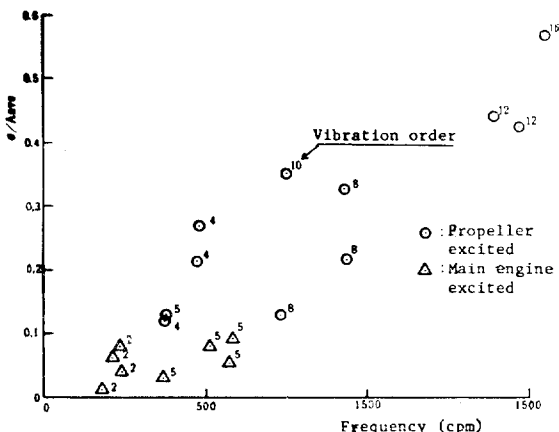


Fig. 30 Standard deviation σ of ship hull vibration

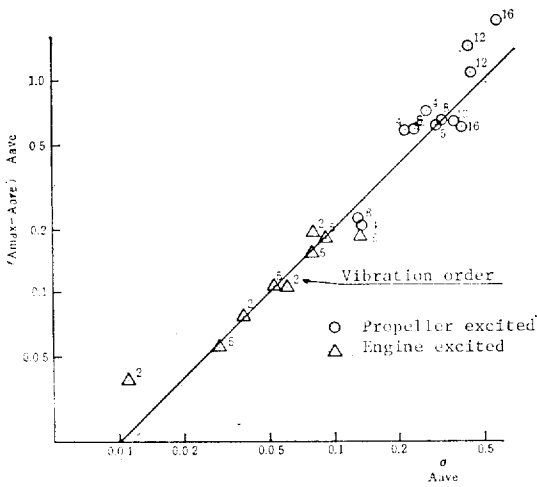


Fig. 31 Relation between $(A_{max}-A_{ave})$ and σ

peak값과 rms값의 비는 파고율(crest factor)이라고 불리는 파형의 변형율을 나타내는 값이고, ISO 6754 에도 기술되어 있으므로 항주중의 선체 진동의 평가상 중요하다.

A_{ave} 와 A_{rms} 는 거의 같은 값이므로 파고율의 개략치를 알기위하여 실선의 A_{max} 와 A_{ave} 의 계측을 Fig. 32(18)

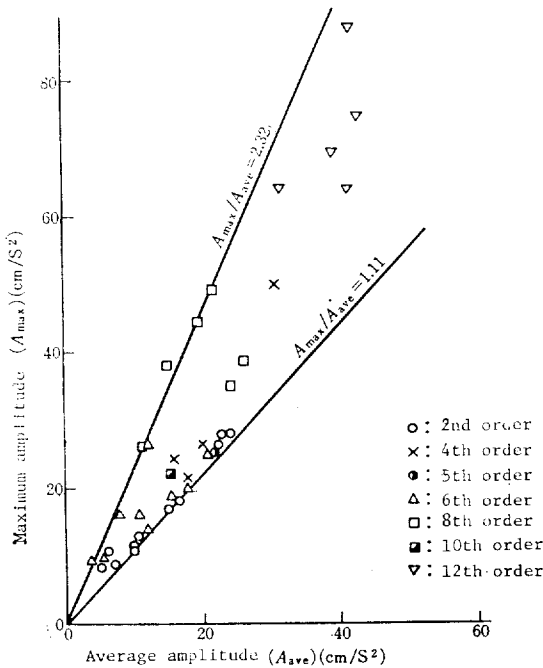


Fig. 32 Measured maximum amplitude and average amplitude

에 나타내었다. 3척의 실측치인데, 파고율은 진동차수에 따라 차가 있어서, 고차에서는 크다. 그 값은 1.6 ~ 3.3의 범위에 있다. 항주중의 선체 진동은 선체운동의 영향에 의한 주축 회전수의 변동, 비교적 단주기의 propeller 기진력의 변동 등이 있어서, 이 때문에 이 실측례에서 볼 수 있는 것과 같은 파고율이 나타나는 것이라고 생각할 수 있다. 실선의 파고율은 실측 결과에 볼 수 있듯이 꽤 넓은 범위의 값을 가지고 있어서 해상상태, 진동수, 기진력의 종류에 따라 그 값이 변하는 것이라 생각할 수 있다. 또, 기진력의 불규칙성에 기인하는 경우는, 그 정도를 통계적으로 명확하게 하지 않으면 정량적으로 취급할 수 없다. 따라서, 현재로서는 파고율을 주어 peak값과 rms값을 서로 변환하는 것은 용이하지 않다.

5. 진동의 허용치

배의 진동 허용 한계는, 인체 감각에서 본 거주성 및 작업성, 기기류의 내진성, 구조부재의 진동응력등을 고려하여 설정되는 것이지만, 허용치와 적용대상이 다르므로 별도로 취급하는 경우가 많다. 인체 감각상의 진동 허용 한계에 대하여는, 많은 제안이 있고, 일본에서는 1959년에 선체 구조 위원회 관동지구부회 안이 발표되고 있다. 그후, 선체진동은 배의 성능의 일부로 취급, 점차 관심을 갖게 되어 국제적인 평가 기준을 정할 필요가 되었기 때문에 ISO에서 조사가 진행되었다. ISO/TC108/SC2/WG(선체진동작업위원회)가 배의 진동 계측과 평가에 관한 사항을 담당하고, 참가국들로 부터의 선체진동 허용 한계안의 제안, 실선 data의 수집, 진동 평가법의 의논이 이루어지면서, 상선에 대한 진동의 종합평가 guide line(ISO 6954)이 결정되어 국제표준으로서 1984년에 발표되었다.

SC 2/WG 2에서는 구미와 일본등의 10개국 이상으로부터 선급 협회, 연구기관, 조선소, consultant등의 각 기관 specialist가 참가하여 상기 표준의 원안이 작성되고, 더욱 국가적 level의 투표에 의하여 부가된 의견을 받아들여 수정을 가하게 된 것이므로 ISO 6954는 충분히 국제적인 합의를 얻은 것이라고 말할 수 있다.

앞으로 선체 진동 평가에 넓히 적용될 조정이 있고, ISO 6954에서는 다음의 문제점이 제시되고 있다.

(1) 인체 감각을 취급하는 SC 4에 의하여, 배의 승무원에 대한 평가(문헌 19, 현재심의중)의 표준이 거의 동시에 진행되고 있기 때문에 거의 동일한 대상에 대하여 2종의 표준이 정해진다.

(2) 평가대상의 진동량은 peak값이지만, 그 peak값의 산출법이 명시되어 있지 않다.

상기의 (1)에 관해서는 SC2와 SC4의 협의에 의하여 ISO 6954를 만족하면 SC4의 평가(ISO 2631)를 만족한다는 것이 명기되어 있으므로, 실제 적용상 혼란을 일으킬 소지는 없다고 생각된다.

(2)에 관해서는 이것을 설명하는 자료를 발행하기 위한 작업이 SC 2/WG 2에 의하여 진행되고 있으므로 실제상의 불합리한 점은 비교적 단기간에 수정될 가망이 있다. ISO의 SC 2, SC 4의 심의 경과, 평가 기준의 골격등에 대하여서는 이미 자세히 보고되어 있지만^{(6) (7) (20)}, 표준안의 내용도 조금씩 수정되고 있으므로 여기서는 최근의 동향에 대하여 설명한다.

5.1. 승선 승무원에 대한 진동의 평가

ISO 2631은 guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration의 표제에 나타나고 있는 바와 같이 전신이 진동하는 듯한 환경에 있는 인간의 감각, 작업, 신체안정상의 평가요령을 나타낸 것이다. 따라서, 여러 기술분야에 관계되고 있는 것이고, 현재 심의중의 개정판인 DIS(Draft International Standard)는 다음의 4가지이다.

- (1) ISO 2631/1: Part 1 General requirements
- (2) ISO 2631/2: Part 2 Guide to the evaluation of human exposure to vibration and shock in buildings (1 Hz to 80 Hz)
- (3) ISO 2631/3: Part 3 Evaluation of exposure to whole-body Z-axis vertical vibration in the frequency range 0.1 to 1.0 Hz

(4) ISO 2631/4: Part 4 Evaluation of crew exposure to vibration on board sea going ships(1 Hz to 80 Hz)

이중에서, 선박에 관한 ISO 2631/4의 원안은 ISO 2631 Addendum 1로서, 1980년의 SC 4 회의에서 심의한 결과, 합의가 되어 투표에 부쳐진 것으로, 그 후 Addendum이 Part로 하게 되어, 상기의 Part 4로 되었다. Part 4에서는 침실에 관한 진동평가는 1980년 안과 같지만, 그 밖에 거실 등에서는 3방향으로 적용되어 왔던 평가 곡선이 Z 방향(머리, 발 방향, 상하진동에 상당), X 및 Y 방향(가슴, 등 방향 및 옆 방향, 수평진동에 상당)의 2종으로 나누어지도록 변경되었다.

한편, ISO 2631의 골자의 그 특징을 간추려 보면 다음과 같다.

- (1) 평가진동량을 rms 가속도(m/s²)로 한다.
- (2) 계측은 인간에게 진동을 전달하는 위치에서 행

한다.

(3) 인체 응답특성을 1 Hz로부터 80 Hz 사이에서, Z 방향 및 X, Y 방향에 대하여 정하고 있다.

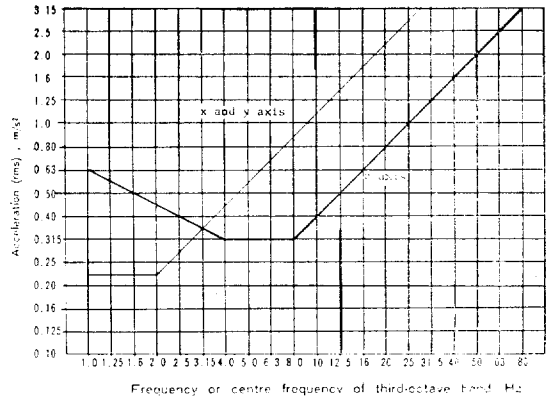
(4) 노출 시간의 영향을 고려한다.

(5) 평가 level을 노출한계(exposure limit boundary), 피로-능력감퇴한계(fatigue-decreased proficiency bound.) 및 쾌적도 감퇴한계(reduced comfort boundary)의 3단계로 분류하고 있다.

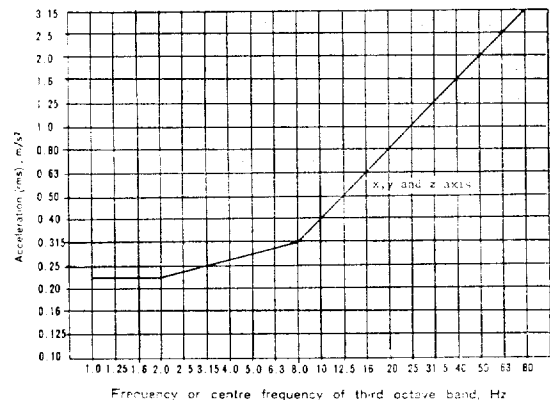
승선 승무원에 관한 ISO 2631/4도 이들의 일반적 규정을 바탕으로 내용을 정해두고 있어서 그 요점을 열거하면 다음과 같다.

(1) 평가진동량은, rms 가속도가 바람직하지만 rms 속도(mm/s)도 좋다.

주) 선체진동평가(ISO 6954)의 peak치는 파고율(통

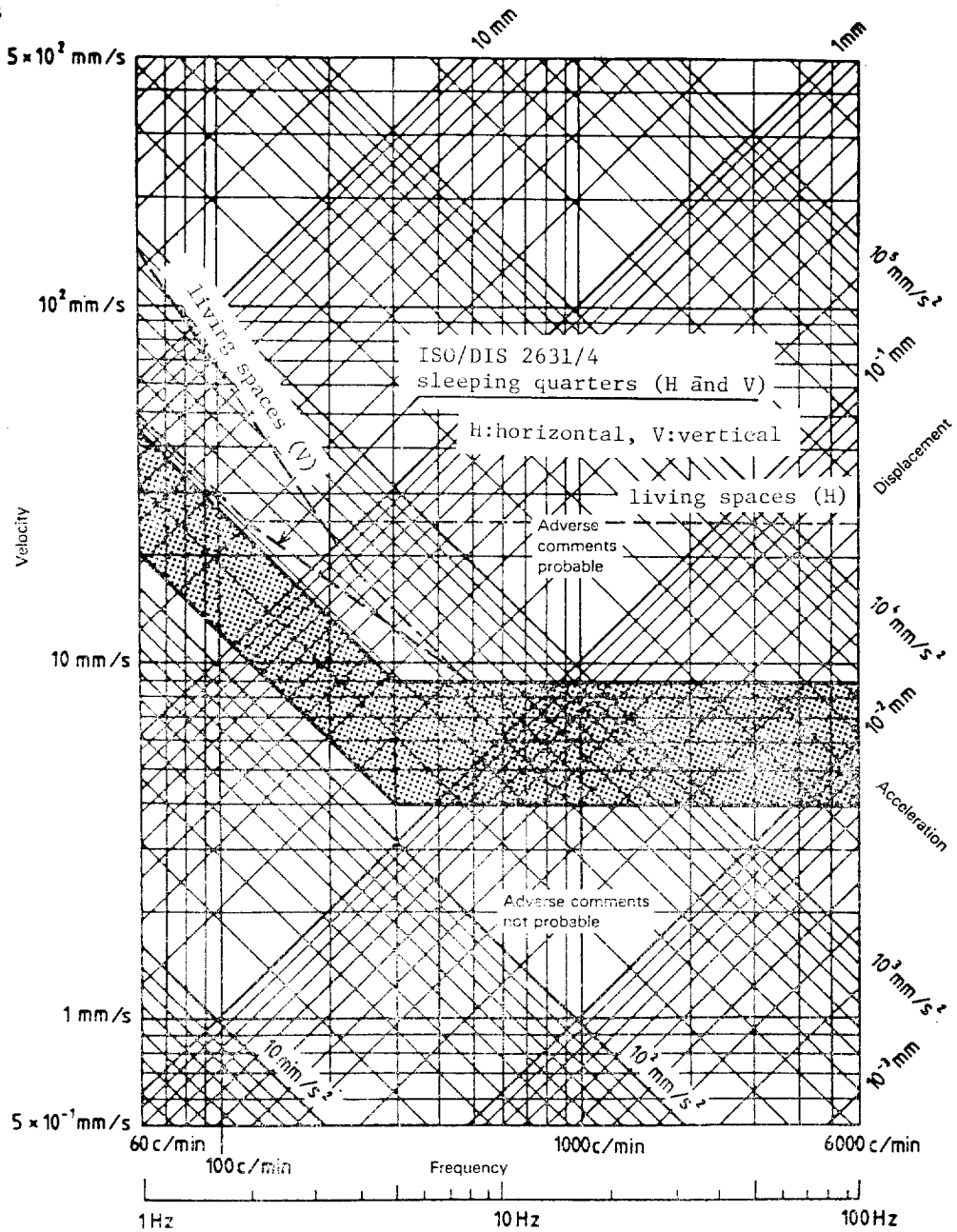


(a) Evaluation for living and normally attended places other than sleeping quarters, for use with rating method



(b) Evaluation curve for sleeping quarters for use with rating method

Fig. 33 Evaluation curves of ISO/DIS 2631/4



Curve	Frequency range	
	1 to 5 Hz	5 to 100 Hz
Upper	Peak acceleration ¹⁾ = 285 mm/s ²	Peak velocity ¹⁾ = 9 mm/s
Lower	Peak acceleration ¹⁾ = 126 mm/s ²	Peak velocity ¹⁾ = 4 mm/s

Fig. 34 Guidelines for the evaluation of vertical and horizontal vibration in merchant ships (peak values)*

* Peak value is the maximum repetitive value. see ISO 4867.

상 1.6~3)을 사용하여 rms치로 환산할 수 있다. 이 파괴율은 10~20초 사이의 계측에 의하여 결정해도 좋다.

(2) 단일값에 대한 평가는 각 방향의 평가 곡선을 이용한 weighting method에 의한다.

(3) 실제 목적상, 계측점은 바닥위의 적당한 장소로 하고, 방향은 3 방향으로 한다.

(4) rating method의 경우, 1 octave, 1/3 octave 또는 보다 narrow band 폭에 의한 해석치를 Fig. 33⁽¹⁶⁾에 표시된 진동방향과 평가 곡선에 의하여 평가한다. 그림중의 Z축은 상하진동에, X, Y축은 수평진동에 대응한다.

(5) Fig. 33의 값은 8시간노출의 피로능력 감퇴한계와 같고, 그 값은 very weak, weak, somewhat weak, indifferent, somewhat severe, severe, very severe의 7개의 category에 의한 평가중의 somewhat severe와 severe의 경계에 상당하고, 또, ISO 6954의 adverse comment probable zone 내에 있다.

5.2. 상선의 진동 종합평가 guide line(ISO 6954)

표제중의 종합평가는 기술적인 측면과 인체응답의 양면에 대한 진동을 수용할 수 있는 가의 여부를 종합적으로 판단하여, 현재의 기술수준을 반영시키는 평가임

을 나타내고 있다. 또, TC 108은 진동충격 일반의 기술위원회이므로, 평가척도로서의 기준으로 취급하고 있고, 허용한계는 다른 기관에서 결정해야 한다는 방침하에, 평가의 guide line으로 되어 있다.

선체진동의 평가는 Fig. 34에 나타난 바와 같이 다음 3종의 zone으로 분류 적용되고 있다.

(1) adverse comment probable 영역

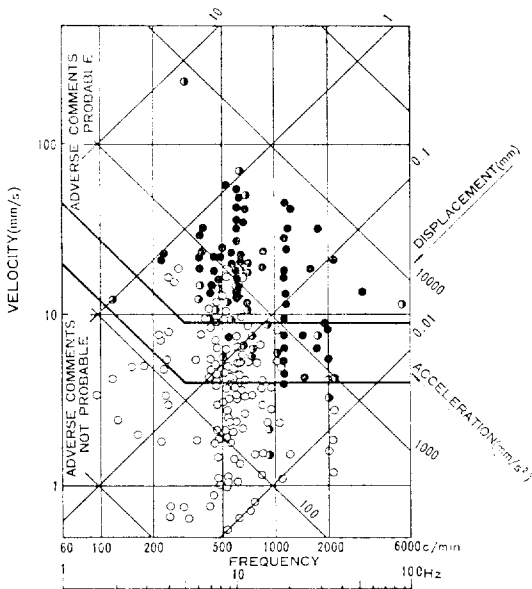
(2) 중간영역(보통 허용되고 있는 선상의 진동환경을 반영한 것이라고 설명되어 있다)

(3) adverse comments not probable 영역

60~6,000 cpm의 진동수 범위에서 평가곡선이 설정되고, 300 cpm 이하에서는 가속도 일정, 300 cpm 이상에서는 속도 일정으로 되어 있다.

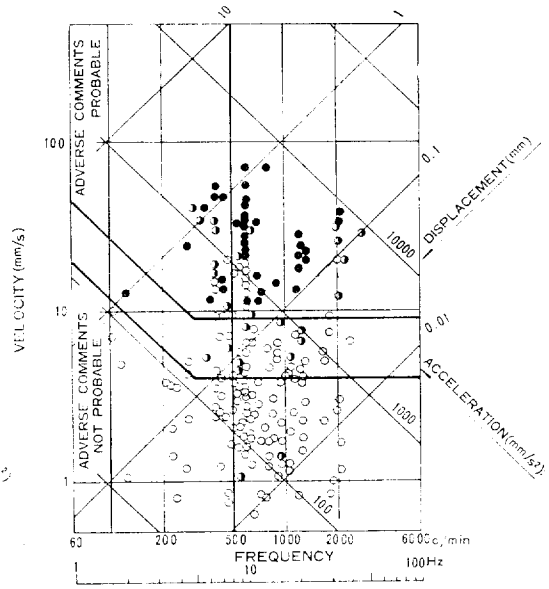
평가 물리량은 가속도, 속도 또는 변위의 peak치이고, 선체진동중에 포함되는 복수의 진동수 성분중에서 단일 성분을 평가의 대상으로 한다.

이 guide line은 Fig. 35⁽¹⁷⁾, Fig. 36⁽¹⁷⁾에 나타난, 실측 data를 base로 하여 결정하고, 승무원에 대한 SC 4 기준(5.1 참조)을 만족하도록 수정되었다. 이하에 이 양자를 비교하는데 ISO 6954는 peak치, SC 4 기준은 rms치가 사용되고 있고, 일반적으로 rms 값을 peak 값으로 환산할 수는 없으므로 sine량에 대한 파괴율



○ NO COMPLAINTS ◐ SLIGHT COMPLAINTS
● STRONG COMPLAINTS

Fig. 35 Horizontal vibration data collected by SC2/WG2



○ NO COMPLAINTS ◐ SLIGHT COMPLAINTS
● STRONG COMPLAINTS

Fig. 36 Vertical vibration data collected by SC2/WG2

$\sqrt{2}$ 를 사용하여, 양자를 비교하면 Fig. 24에 나타난 바와 같이 SC 2 기준이 약간 낮은 값으로 되고 있다. 선체진동과 같이 진폭이 시간적으로 변동하는 경우의 파고율은 $\sqrt{2}$ 보다 크므로, SC 4 기준을 peak치로 환산한 값은, 보통 ISO 6954의 9mm/s 선보다도 높게 된다. SC 4 기준으로는 그 평가곡선보다 위의 진동은 많은 사람이 severe grade vibration으로 느끼게 되므로 이 범위는 ISO 6954의 adverse comments probable 영역에 거의 상당한다고 생각해도 좋다. 또, ISO 6954는 ISO 2631을 만족한다고 되어있으므로, 선체진동의 종합평가에는 ISO 6954를 적용하여, 인체감각상의 평가만을 필요로 하는 경우에는 SC4 기준을 적용하는 것이 좋다고 말할 수 있다.

선체진동 평가의 대상으로서, 주선체와 상부구조의 평가에 적용해야만 한다는 의견도 있었지만, 근거가 되는 실측 data의 계측점에 의하여 판단, hull and superstructure vibration in normally occupied space이라 규정되었다. 또, 대상되는 배는 수선간 길이 100 m 이상의 turbine 또는 diesel 주기 탑재선이다.

3종의 zone으로서의 평가는 원안의 complaints이 인체의 응답에 관한 의미이므로, 종합적 평가의 설명으로서는 부적당하여 변경된 것이므로, adverse comments는 실질적으로는 광의의 complaints라 하여도 무관

하다. 3종의 계급별로 수집된 실측 data와 guide line의 3종의 zone과의 대응에 대해서는, Fig. 35, 36으로부터 근사한 data의 분포경향을 판단할 수 있지만, 보다 자세히 조사하기 위하여는 Fig. 37⁽⁷⁾에 보인 바와 같이 약 3.5 dB 폭으로 세분한 구간내의 상하 및 수평진동 data의 갯수를 구하여, 각각의 level 이하의 누적 data 갯수에 대하여 계급별로, 계급별 총합에 대한 백분율을 산정한 것이다.

SC 2/WG 2에 있어서의 논의 과정에는 guide line 9 mm/s의 선과 4 mm/s의 선은 각기 minimum requirement, design target이라 생각하고 있기 때문에, 이 선과 실측 data를 대응시켜 보기로 한다. 4 mm/s선 이하의 영역에서는 slight complaints가 9%, strong complaints가 0%이기 때문에 complaints는 거의 발생하지 않는다. 따라서, 4 mm/s 이하가 되도록 방진설계를 한다고 하는 의미의 목표값으로서는 충분한 선이지만, 정도가 높은 방진설계를 한다는 것은 곤란할 것이다. 9 mm/s 이하에서는 strong complaints가 9%, slight complaints가 46%, nocomplaints가 89%이기 때문에 9 mm/s선의 근방이 수용여부의 경계라고 생각된다.

이상에서 생각해 보면, 4, 9 mm/s 선의 중간 영역을 보통 허용되는 선상의 진동 환경이라고 규정하는 것은 거의 타당한 평가라고 말할 수 있을 것이다.

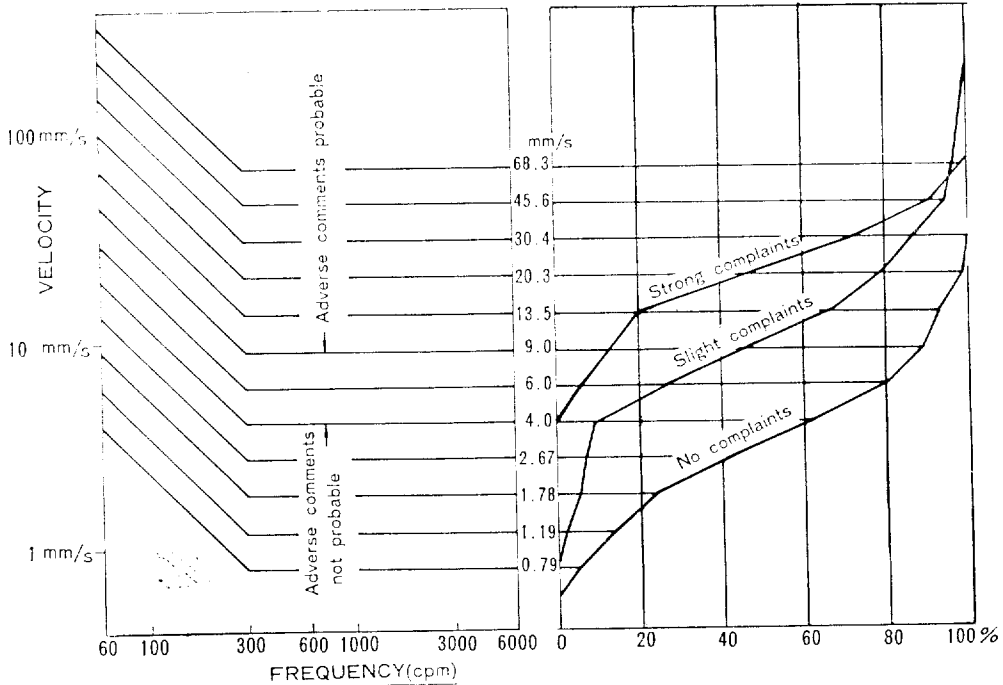


Fig. 37 Vertical and horizontal vibration data collected by SC2/WG2

이하는 peak값에 대하여 서술하기로 한다. guide line의 본문에서는 진동강도(severity of vibration: 진동의 강도를 포괄적으로 나타내는 량)를 평가하는 것으로 규정하고 있고, 배의 진동 계측 code ISO 4867, 4868에서는 진동 강도는 정상진동 구간내의 maximum repetitive한 거동을 나타내는 진동 진폭으로 정의되어 있다. 한편, guide line의 근거로 되고 있는 실선 data가 수집된 시기에는 진동 data의 자동 해석은 일반적으로 행해지지 않고, data의 대다수는 진동 파형의 시각분석에 의하여, 단일진동수를 추출, 그 높이의 평균으로서의 진폭이 구해진다. peak치는 여기에서 서술한 바와 같은 진동량에 대응되어야 한다.

5.3. ISO 6954 적용상의 문제점

ISO 6954를 실제로 적용하자면 여러가지 문제점이 있다고 생각되지만, 여기에서는 다음 3가지 점에 대하여, 얻은 자료를 근거로 하여 생각해보기로 한다.

- (1) 진동평가 guide line은 나타나 있지만, 허용치는 어떻게 정할 것인가.
- (2) 단일 주파수 성분 평가로서는 불충분하고, 복수 주파수 성분이 동시에 존재하는 경우 등의 평가법은 없다.
- (3) 평가대상으로 되고 있는 peak치의 산출 방법이 명확치 않다.

상기 (1)항에 대해서는 user와 maker는 모두 진동을 감소시키는 것을 바라면서도, 선상 환경에서 진동이 없는 환경을 바라는 것은 현단계로서는 불가능하기 때문에, maker가 고심하는 문제이다. 전 항에서는 ISO 6954의 진동 level에 대해서 몇 percent의 complaints가 발생하느냐 하는 형식으로 하였지만, 시대의 요구, 개인차, 기술 정도 등도 포괄한 형식으로 기준이 정해져야 할 것이다. 또, 감각적인 것들은 진동 level의 2~3dB의 변화에 대해서는, 평가에 명확한 차를 두기 힘든 것이라고 고려한다면 진동 평가에 있어서는 탄력적으로 적용하는 것이 바람직하다.

자동차, 선박 등의 진동 허용치는, 많이 발표되고 있지만, 배에 관한 수평진동의 최근의 평가를 ISO 6954와 비교한 것이 Fig. 38이다. 이 BV, DnV의 진동평가는 승무원에 대한 것으로, DnV는 ISO 6954의 평가를 하여, 7mm/s의 선을 넘으면 승무원으로부터 complaints가 나올 것으로 서술하고 있다.^{(21) (22)}

또 BV는 상하진동에 대해서는 그림의 수평진동의 2배 이상 높은 값을 인정하고 있다.⁽²³⁾ 선주가 합의한 예로서는, 중간영역이 7~12 mm/s인 선, 허용치가 5.8 mm/s인 선의 두 예⁽²⁴⁾가 발표되고 있다.

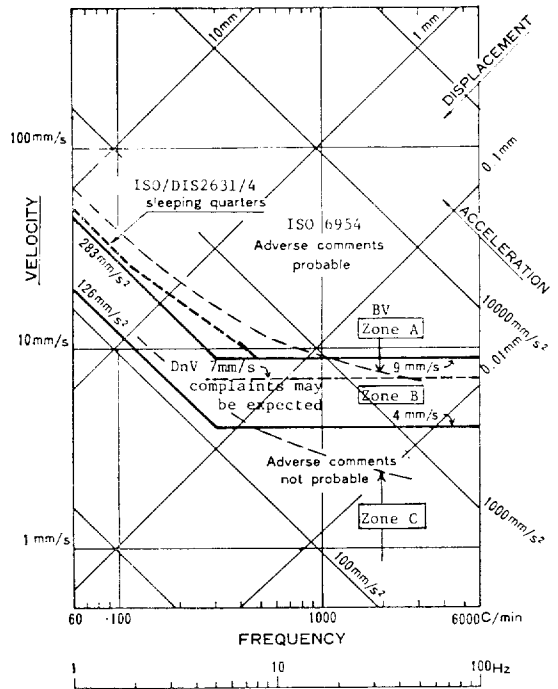


Fig. 38 Evaluation curves from ISO/6954, BV and DnV

(2)항에 대해서는, 우선 복수 주파수 성분의 평가에 관하여는, 현재의 ISO 2631에서는 단일 주파수 성분으로 평가하는 것으로 되어 있고, SC2/WG 2에서는 아직 연구적인 요소가 강하므로 표준화를 검토하는 단계에 이르지 않고 있다고 생각하고 있다. 그러나, 복수 성분의 평가 방법으로서, 평가곡선의 주파수 특성에 의한 weight를 고려한 2제품 합의제품 근 값을 사용한다는 제안이 SC 2/WG 2에 제출되어 있다. (Wereldsma, 白木) 또, 실선 진동을 이 방법에 의하여 해석한 예도 있다^{(24) (25)}.

Fig. 39⁽²⁴⁾는 propeller 기진력에 의한 날개수의 고차성분의 2제품합의 제품근으로서, 고차성분의 영향이 크다.⁽²⁴⁾ Fig. 40은 propeller 날개수의 2차 이하의 성분을 포함한 해석예이고, 주축회전수가 변화한 경우의 극대치와 극소치의 차가 작게 되어 있다. Fig. 24에 나타낸 것은 축회전수의 20차 까지의 합이지만, 이 경우는 6차 진동이 크고, 다른 차수의 영향은 작다.

일반적으로, 비교적 낮은 진동수(대략 15~20Hz 이하)에서는 동일 회전수로 동일 장소에서 진폭이 같은 정도의 공진이 발생할 확률은 낮지만, 높은 진동수에

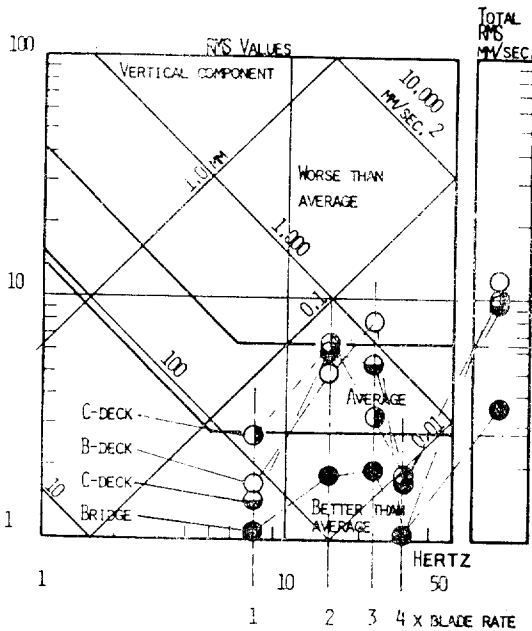


Fig. 39 Vibration levels in the accomodation of a 20,000 dwt cargo liner. Reference zones from ISO/TC108/SC2 19E are converted from peak values to RMS values

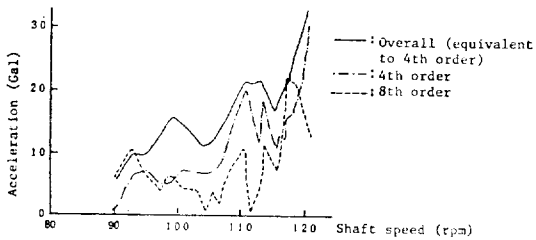


Fig. 40 Overall amplitude corresponding to 4th order vibration (19,600 DWT container ship)

서는, 국부적 진동이 증가되어, 그 확율은 높게 된다고 생각할 수 있다. 그러나, ISO 6954에서는 Fig. 35, 36에서 알 수 있듯이 30 Hz 이상의 진동의 실측예가 적고, 평가곡선이 주어져 있는 선상에서의 complaints와 진동량의 대응 관계는 검토되어 있지 않다. 또, ISO 6954 base로 되어있는 실선 data는, 실선에서 발생하고 있는 복수 성분중 현저한 단일 성분들, 그 진동의 대표값이라고 볼 수 있으므로, 복수성분의 평가도 포함 되어 있는 것이라 생각해도 좋을 것이다. 그러나, 단일성분과 복수성분이 있는 경우를 동일시하는 것은 분명히 모순이 있으므로 실제상, 복수성분의 평가가 필요한 경우에는 ISO 2631의 weighting법에 의한 평가를

적용하는 편이 무리가 적다.

다축진동에 대한 평가에 대해서는 새로운 DIS의 ISO 2631/1에, 평가법이 더 첨가되어 있으므로 참고가 된다고 생각된다. 또, 진동력과 소음의 관계는 앞으로의 과제가 되지만, 진동속도와 소음 level의 증감이 대응된다는 실측예가 있다.⁽²⁴⁾

(3)항은 peak값을 구하는 방법에 대한 문제이다. 여러가지 진동해석 장치가 널리 이용되고 있는 이때에, 단일진동수 성분을 추출하는 방법으로서, 시각분석의에 tracking filter에 의한 방법, 축회전에 동기 또는 비동기의 Fourier 해석이 채용되고 있지만, 진폭이 일정치 않고 변동하는 파형의 경우 해석장치를 이용한 분석으로는, 해석시의 설정조건에 따라 얻게 되는 진폭이, 다른 결과로 된다. ISO 4867의 진동강도의 정의에는, 전기적인 방법에 의한 해석인 경우, 기록길이, 시정수 및 평균회수 등을 주의하여 선택하도록 기술되어 있다.

이에 대한 구체적인 방법을 이후 ISO 6954 개정의 base로 되는 data의 수집법으로서, 1983년에 일본에 의하여 SC 2/WG 2의 제안을 했다. 이 안에서는 평균화 시간(즉, 1회의 F.F.T.의 시간)을 2~4초, 해석의

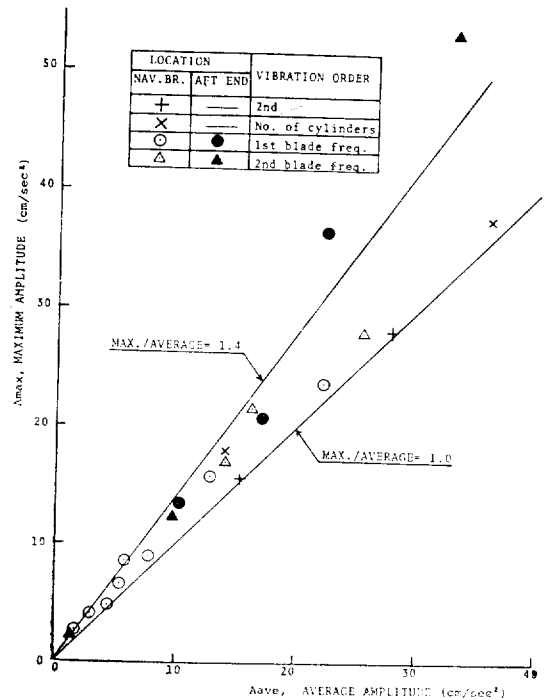


Fig. 41 Relation between maximum amplitude and average amplitude measured according to Japanese proposal

총 시간을 10~20초 또는 그 이상으로하여, 얻은 값의 최대치를 ISO 6954의 peak 값으로 하고 있다.

이 설정조건에 의한 해석예를 Fig. 41에 나타낸다.

5.4. 그 밖의 진동 허용치

선박에는 거주성 및 작업성 측면에서 본 허용치 외에 기기나 구조에 대한 진동 허용치도 필요하다. 기기에 관해서는 진동과 환경의 관계 즉, 기기진동의 환경에 대한 영향과 환경진동의 기기에 대한 영향에 관한 허용치가 필요하다. 이 점에 대하여는 왕복동 기관, 축계에 관한 BV의 허용치⁽²³⁾가 있고, 이것 이외에는 기계 maker와 조선소가 별도로 정해두고 있는 경우가 많다. 박용 전기부품에 대하여서는 선급협회, IEC 등의 규격이 있고, SC 2/WG 2에서는, (1) diesel기관, compressor 그 밖의 severe 한 환경에 있어 사용되는 제어 제장기기, (2) 통신 항해기기, 제어 제장기기, 기타기기, (3) mast에 탑재되는 기기의 3종의 category에 대한 내진시험조건을 표준화하기 위한 검토를 하고 있다. 구조의 손상에 대하여는 진동진폭과 응력의 관계가 일정하지 않기 때문에 각 조선소가 선체각부의 구조에 관한 경험에 의한 진동 허용기준을 가지고 있다. 선급협회에서는 BV가 변위와 속도의 진폭의 허용치를 주고 있다.⁽²³⁾ DnV는 after peak 부근의 손상에 대한 propeller변동 수압의 허용 진폭을 주고 있다.⁽²²⁾

6. 결 론

진동시험에 의하여 얻은 응답함수로부터, 진동계를 정하는 방법에 따라 modal parameter를 구하는 시도가 행해지고 있다. 지금까지의 해석에서는, 감쇠율을 과대 평가하고 있다고도 말하고 있다. 이 방법에 의하여, 정도가 높은 data가 수집되면, 계산과의 비교도 쉽게 되고, 진동응답 예측의 정도 개량에 큰 도움이 될 것으로 생각된다.

진동계측으로부터 계산치와의 비교까지를 system화하여 종합적으로 다루게 되면, 불명확한 점이 해명될 것으로 기대되고 있다. 현안의 ISO의 진동계측의 표준이 정식 발행되어, 앞으로 보다 합리적인 표준을 만들어갈 필요가 있다. 항주중의 진동의 불규칙성에 대하여는 아직 data가 부족하고, 기회를 박서 좀 더 검토되어야 할 것으로 생각하고 있다.

진동계측과 진동허용치의 문제는 정리된 형식으로 발표되어 있는 것이 적고, 여기서는 본 고에 직접 관제되는 것만을 취급하였다.

참 고 문 헌

- [1] 横強度小委員會船體振動對策ワーキンググループ: 船體振動對策に關するアンケート調査報告, 船誌, 628, (1981), p.22.
- [2] 造船協會船體構造委員會關東地區部會, 船體振動許容限界の提案, 船誌, 362, (1959), p.1.
- [3] ISO 4867-1984(E), Code for the measurement and reporting of shipboard vibration data, First edition-1984-12-01.
- [4] ISO 4868-1984(E), Code for the measurement and reporting of local vibration data of ship structures and equipment. First edition-1984-11-15.
- [5] ISO 6954-1984(E), Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships, First edition-1984-12-15.
- [6] 後藤大三, 振動許容限界の最近の動向, 船舶の振動および騒音に關するシンポジウム, (1975), p.77.
- [7] 後藤大三, 他, ISO/TC 108 における船體振動評價基準, 船誌, 619, (1981), p.37.
- [8] 藤井克哉, 他, IHIの船舶振動計測解析システムと應用例, 石川島播磨技報, 17, 4, (1977), p.371.
- [9] 原忠彦, 他, RO/RO船の振動實驗, 三菱重工技報, 16, 4, (1979), p.118.
- [10] 吉田靖夫, 他, 4氣筒主機塔載船の防振設計, 石川島播磨技報, 25, 1, (1985), p.25.
- [11] 藤井克哉, 他, タンク内ウェブフレームの振動, 石川島播磨技報, 12, 4, (1972) p.321.
- [12] 原忠彦, 他, 船體に關する函撃加振試驗法, 西船報, 66, (1983), p.101.
- [13] C.E.J. Leenaars, 他, An Approach to Vibration Problems at the Design Stage, RINA Symposium on propeller induced ship vibration, Paper No. 17, (1979).
- [14] 藤井克哉, 他, 船舶の振動診斷システム—第2報 振動應答解析と適用例, 石川島播磨技報, 22, 4, (1982), p.222.
- [15] 池内皎隆, モード解析システムとその應用, 日本鋼管技報, 97, (1983), p.57.
- [16] 古池治孝, 他, 振動テータの解析システム, 川崎重工技報, 77, (1981) p.9.

- [17] W. Ojak, Vibration Force Reducer and a New Approach to Ship Vibration, J.S.R, 28,2, (1984), p.118.
- [18] 藤井克哉, 他, 船舶の振動診断システム—第1報 振動データの集録解析とテータバンクー, 石川島播磨技報, 21,6, (1981), p.499.
- [19] Draft International Standard ISO/2631/4, "Guide for the evaluation of human exposure-body vibration: Part 4 Evaluation of crew exposure to vibration on board sea going ships (1Hz to 80 Hz)"
- [20] 後藤大三, 人體應答よりみた振動限界, 船誌, 583, 1978, p.10.
- [21] Det Norske Veritas, Prevention of Harmful Vibration in ships, (1980).
- [22] Helge Johannessen, 他, Guidelines for Prevention of Excessive Ship Vibration, SNAME, 88, (1980), p.319.
- [23] Bureau Veritas, Recommendations Designed to Limit the Effects of Vibrations on Board ships, Guidance Note NI 138A-RD3, (1979).
- [24] J.J. Kappel, An Owner's View on Propeller Induced Vibrations, RINA Symposium on propeller induced ship vibration, paper No. 1, (1979).
- [25] 野中, 他, 5氣筒主機搭載肥大船の船尾振動とその改善について, 西船報, 68, (1984), p.173.