

대형 Ro-Ro Ferry의 진동 해석 및 방진 설계

Vibration Analysis & Prevention of Vibration for a Large Ro-Ro Ferry

°엄재광, 한성용, 권 혁, 이주현
삼성중공업(주) 조선플랜트연구소

J. K. Eom, Y. S. Han, H. Kwun, J. H. Lee
Shipbuilding & Plant R&D Research Institute of SHI

Abstract

Relatively high rotating speed propulsion shafting system of the large Ro-Ro Ferry has a greater risk of the resonance of the many wide local panels as well as the high frequency global vibratory modes. Therefore, from the initial design stage, it is necessary to control the vibration characteristics of the wide panels with detail so as not to be resonant with the blade number order excitation due to the propellers in the normal operating speed range. The procedure of the vibration analysis and the structural redesign for prevention of vibration is introduced.

1. 서론

Ro-Ro Ferry의 진동을 고려한 구조설계 시의 가장 큰 어려움은 장애물이 허용되지 않는 트레일러 갑판 등이 거주구 하부에 있어서 여객선의 기능을 갖춘 비교적 크고 넓은 거주구에 충분한 지지구조를 설치하기 어렵다는 점이다. 그리고 상선에 비하여 진동 허용기준이 낮게 적용된 것은 물론이다. 또한, 최고 선속 30 knot/h 이상의 고속 대형 Ro-Ro Ferry로서 일반 상선에 비하여는 고속회전 추진 축계가 장착된다. 따라서 상대적으로 높은 주파수의 큰 기진력을 발생시킨다. 그러나 선박의 무게 중심 높이와 자중의 제한으로 매우 제한된 양의 구조보강만이 가능하다.

이러한 Ro-Ro Ferry의 진동의 관점에서의 단점들을 극복하기 위해 설계 초기단계에서부터 진동 특성이 비교적 상세히 검토되어야만 한다. 그 이유는 거주구 내의 수많은 넓은 판넬들의 진동 특

성을 가장 효과적으로 제어할 수 있는 거주구 내의 격벽들의 설치 여부 및 위치 결정이 최적으로 이루어져야 하는 것은 물론 이것이 최우선적으로 초기에 결정되어야 하는 거주구 내의 실내 장식 설계가 맞물려 있기 때문이다. 그런데, 이러한 넓은 판넬들의 진동 특성은 그 위아래 층의 구조들과 연성되어 있어 개별적인 국부 진동 해석만으로는 정도 있게 예측하기 어렵다. 따라서 초기부터 비교적 상세한 진동 해석을 통하여 넓은 판넬들의 진동 특성이 조절되어야 한다. 물론, 거주구 전체에 사용된 판재의 두께, 보강재의 최소 크기 및 최대 간격 등 또한 국부적인 진동 해석을 통하여 결정된 것은 물론이다.

이 논문에서는 Ro-Ro Ferry의 특징인 거주구의 넓은 판넬들의 진동 제어를 위한 해석 과정을 중점으로 소개한다.

2. 본론

2.1 선박의 주요 제원

선박의 주요 제원과 주요 기진원의 특성은 각각 아래 표 Tab.2.1과 Tab.2.2와 같다.

Tab.2.1 선박의 주요 제원

Kind and type	Ro-Ro Ferry
LOA(m)	212.0
LBP(m)	198.0
Breadth moulded(m)	25.0
Depth moulded(m)	15.25
- Accommodation	- 2 tiers
- Tailer Deck	- 2 tiers
Draught(full load, m)	6.6
Displacement(full load, ton)	18,456
Dead Weight(full load, ton)	6,200
- passenger & crew	- 1080P
- Trailer(15.5 m)	- 116 Unit
- Car	- 100 Unit
Lightweight(ton)	12,256

Tab.2.2 주요 기진원의 특성

Main engines	
Built year	2000
Kind and type	Wartsila 12V46C
Power, kW	12600
Speed(rpm)	500 (Reduction Gear)
Propellers	
Number and type	2, CPP
No. of blades	4
Diameters(m)	4.6
Mean pitch ratio	1.46
Expanded area ratio	0.76
Thrust/Torque at MCR	1180 kN/ 1260 kNm 154 rpm(Fixed)
Major excitation frequency(Hz)	1st : 2.56 Hz 4th : 10.26 Hz

이선박의 정상적인 운전 조건은 축회전수를 154 rpm으로 고정하고 프로펠러의 피치를 조절하여 출력을 조절하는 방식을 기본으로 한다.

2.2 진동 해석 및 방진 설계

2.2.1 초기설계 시의 선수 거주구의 고유진동해석과 방진 설계

구조적으로 하부지지기 취약한 부분에 대한 격벽 및 기둥 배치의 조기의 적절한 결정이 요구되어 선수 거주구에 대한 상세한 진동 해석을 수행하였다. 객실은 일반선과는 다르게 Unit Cabin이 설치되어 있으며, 부가물을 포함한 설계 질량분포는 100 kg/m^2 이다. 그 대략적인 구조의 특징은 Fig.2.1 ~ 3에 제시된 유한요소모델로부터 알 수가 있듯이 거주구 하부에 트레일러 갑판이 있고 이들의 회전 구간이 설정되어 있어서 지지구조가 거의 없음을 알 수가 있다. 그리고 공실(식당, 카페 등) 영역의 설계 질량분포는 $40 \sim 60 \text{ kg/m}^2$ 이고, 하부의 구조 역시 취약하다.

Fig.2.1 선수 거주구의 유한요소모델

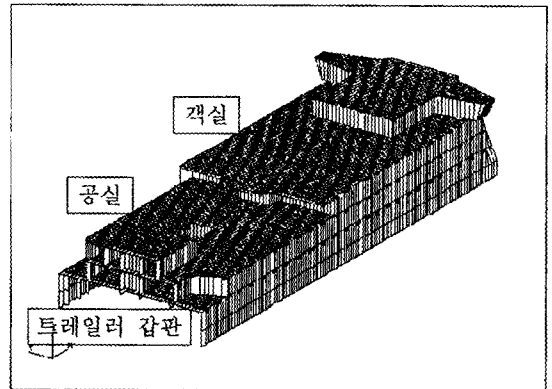


Fig.2.2 선수 객실부의 단면 형상(해석모델일부)

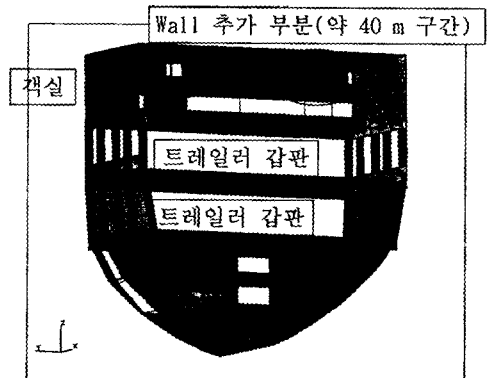
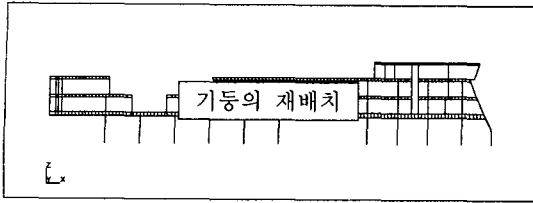


Fig.2.3 1600 OFF CL(P) 중단면(해석모델)
(선수 거주구 하부 중간의 유일한 지지구조)



이 부분에 대한 상세 국부진동해석을 통하여, 초기 설계에 대하여 Fig.2.2 과 같이 부분적인 격벽을 추가하고 기둥과 거더에 대한 진동관점에서의 재배치를 수행하여 날개수(4)차 기진주파수 (10.26 Hz)와 공진이 예상되는 고유모우드의 고유진동수를 상승시켰다. 거더의 크기는 공간상의 제한으로 크기의 변경이 어려울 뿐 아니라 넓은 판넬에 대하여는 효과가 적었다. 보강전후의 고유진동해석 결과는 Fig.2.4 ~ 5와 같다.

Fig.2.4 선수 거주구의 보강전 고유진동해석 결과

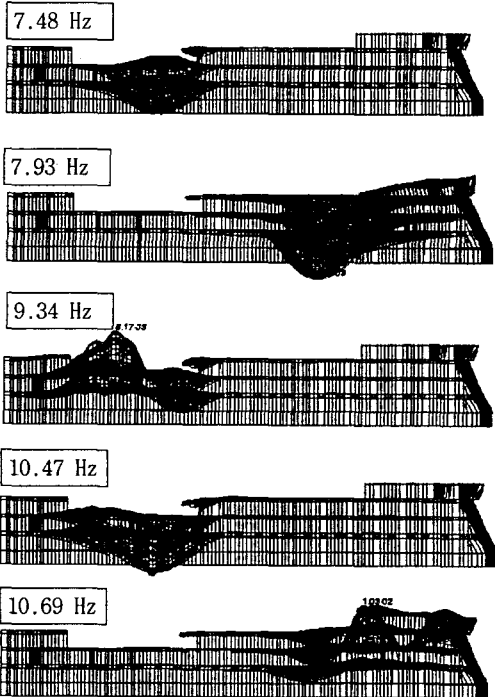
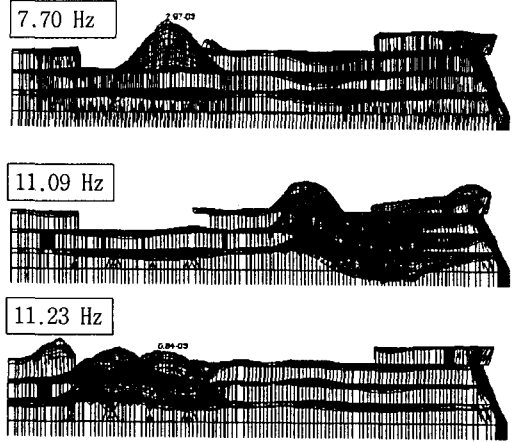


Fig.2.5 선수 거주구의 보강후 고유진동해석 결과



이 과정에서의 해석을 통한 방진 설계의 주목적은 향후 상세 설계시 변경할 수 없는 최소한의 구조적인 기틀을 마련하는 것이었다. 따라서 충분한 공진회피가 완전히 이루어지지는 않았다.

2.2.2 국부 판넬의 진동해석 : Critical Length의 개념 도입

상세 구조의 설계 시 전역에 걸친 국부진동해석을 수행하고, 각 부분에 해당하는 주요 기진원들(프로펠러, 스텐 또는 바우 트러스터)에 대하여 공진회피 설계를 실시하였다. 이때 각 탱크들에 대하여는 접수효과를 고려하였다. 상세한 해석은 자체 개발 국부판넬 진동해석 프로그램인 SSPAN을 이용하였는데, 수많은 판넬들에 대한 진동해석의 효율을 증대시키기 위하여 목표 고유진동수에 대한 판재와 보강재의 Critical Length 개념을 도입하였다. 그 사용예는 Fig.2.6에 제시하였다.

Fig.2.6 판재와 보강재의 Critical Length

(1) 개념

*** CRITICAL FREQUENCY *** 23.4 HZ

PLATE: FRAMESPACING = 600.0 MM, THICKNESS = 9.0 MM
STIFFENER: WEB 125.0 X 10.0, FLANGE 75.0 X 10.0,

CRIT. LENGTH (MM)

CONDITION	ADDED MASS (KG/M**2)	PLATE STIFFENER
A-IN AIR:	0.00	99999.0 3872.7
A-IN AIR:	20.00	99999.0 3695.1
A-IN AIR:	40.00	99999.0 3551.9
A-IN AIR:	80.00	99999.0 3331.3
B-ONE SIDE FLUID:	0.00	99999.0 2259.4
B-ONE SIDE FLUID:	20.00	99999.0 2248.2
B-ONE SIDE FLUID:	40.00	99999.0 2237.2
B-ONE SIDE FLUID:	80.00	99999.0 2215.9
C-BOTH SIDES FLUID:	0.00	99999.0 1983.7

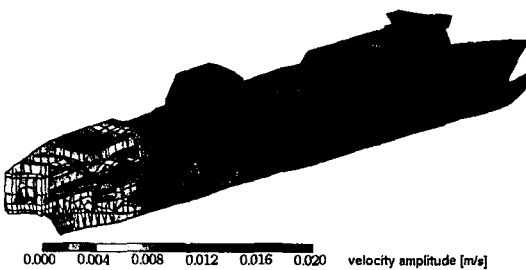
(2) SSPAN에 추가된 Critical Length 계산 기능

Steel	Stiff. DB	Exit
Calculation of Critical Length		
Target Frequency	23.4	Hz
Plate Thickness	9	mm
Frame Spacing	700	mm
Added Mass	0	Kg/mm ²
Date of Stiffener		
Thickness of Flange	14	mm
Breadth of Flange	90	mm
Thickness of Web	9	mm
Height of Web	186	mm
No. of Support Stiffeners	0	
Status of Fluid Content		
<input type="radio"/> Non-Contact	<input type="radio"/> Sea Water	
<input checked="" type="radio"/> One Side	<input checked="" type="radio"/> Fresh Water	
<input type="radio"/> Both Sides	<input type="radio"/> Oil	
Results of Critical Length		
Calculation	Plate Field	3287.0 mm
	Stiffener Field	2990.0 mm

2.2.3 전선진동해석

선수 거주구의 초기 상세진동해석과 각 부분의 국부진동해석을 통하여 설계된 구조에 대하여 전선진동해석을 수행하여 주선체와 넓은 판넬들의 고유진동특성 및 강제진동특성을 분석하였다. 넓은 판넬들의 진동모우들이 국부진동해석 시와는 다르게 주선체 진동모우드들과 연성되어 좀더 복잡하게 나타났다. 따라서 넓은 판넬들의 진동량을 제어하는데 어려움이 따랐다.

Fig.2.7 초기 전선진동해석 시 발견된 공진문제



초기 전선진동해석 결과 Fig.2.7에 보인 것과 같이 선미 공실(Air Seat Room)에 공진 모우드가

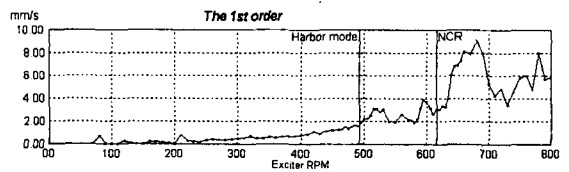
발생하였다. 공실 하부가 역시 자동차 갑판이라서 충분한 지지구조를 설치하기는 어려웠다. 결국 내부에 국부적인 격벽을 설치하고 연속되지 못하여 효과가 크지는 않았지만 하부에 기둥들을 추가하여 공진회피는 성공하였으나 지지가 충실하지 못한 점으로 인하여 충격 발생시 진동량이 크게 나타날 수 있는 문제가 남아 있었다.

2.3 가진기 시험

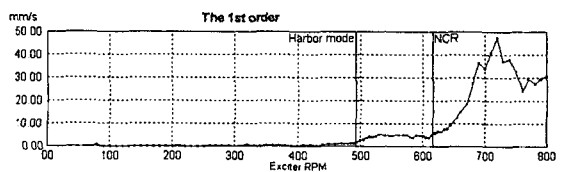
진수 후 실내 장식이 완료되기 직전 단계에서 여객선용으로 개발된 고속(1600 rpm) 가진기로 프로펠러 날개수 1차 성분과 2차 성분에 대한 진동 시험을 실시하였다. 날개수 2차 성분에 대한 진동 문제는 전혀 없는 것으로 확인되었고, 날개수 1차 성분의 추정된 기진력에 대하여 Fig.2.8과 같이 주요 위치에서의 진동량이 추정되었다. 진동허용 기준은 선수부 4 mm/s, 선미부 6 mm/s 이다.

Fig.2.8 가진기 시험의 주요 계측 결과

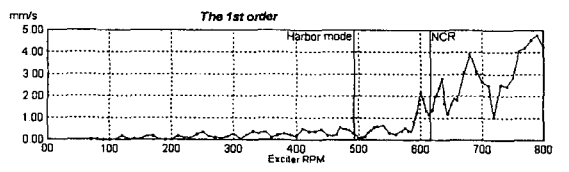
(1) 거주구 맨뒤쪽(주선체 진동)



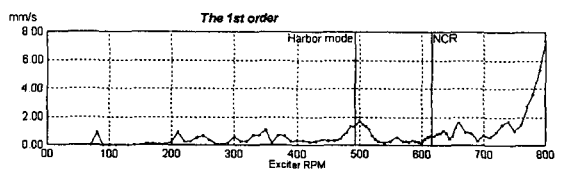
(2) Air Seat Room



(3) 선수 공실(식당)



(4) 선수 객실



Air Seat Room을 제외한 모든 판넬에서의 진동량이 충분히 허용기준을 만족할 것으로 예상되었고 Air Seat Room에 대하여는 추가보강의 가능성이 조금 있는 것으로 검토되었다.

2.4. 시운전 중 계측 결과

시운전중 진동계측 해상조건은 ISO-4867에 따르면 Sea State 3 이하(파고 1 m 이하)의 조건이 제안된다. 그러나, 인도된 2개 호선 모두 3 m 정도의 큰 파도의 해상조건에서 계측이 수행되었고, 계측은 일정시간 계측된 스펙트럼의 주성분의 대체적으로 반복되는 최대값을 취하는 방식이 이용되었다. 결과적으로 시운전 시에는 Air Seat Room 등 몇 부분의 선수미 공실의 진동량이 계약허용기준을 넘고 말았다. 앞서 보인 진동응답곡선 등을 통하여 알 수 있지만 공진에 의한 문제는 아님을 알 수 있다. 높은 파고와 낮은 홀수 이에 의한 프로펠러 변동 압력의 급격한 변화와 충격량 발생 등이 주원인인 것으로 판단되었다.

결국은 효과가 크지는 않을 것으로 예상되는 보강을 추가로 수행하고 현지 항해 중 계측을 수행하게 되었다. 항해중 계측시의 파고는 1 ~ 1.5 m 정도로 양호한 편이었다. 해상조건에 따른 계측 결과들을 비교하여 보면 아래 Tab.2.3과 같다.

Tab.2.3 해상상태에 따른 NCR(154 rpm)에서의 주요 진동응답 비교

위치	시운전	항해중	허용치
Pool area	5.5	3.1	4
Cafeteria	5.0	3.1	4
Area seat room	7.1	4.1	6

적당한 해상 조건에서의 계측을 통하여 결과적으로 모든 영역에서의 허용기준을 만족하는 것으로 확인되었다. 그리고, 이러한 해상 조건에 따른 진동량의 차이는 넓고, 주로 공간 기능상의 이유로, 지지구조가 주선체와 견고하게 연결되지 못한 판넬들에서 뚜렷하게 나타났음을 알 수 있다.

3. 결 론

대형 Ro-Ro Ferry의 진동해석 및 방진 설계 그리고 진동 계측 확인 과정을 통하여 다음과 같은 결론 또는 교훈을 얻을 수 있었다.

- 1) 넓은 판넬들은 주선체와 연성된 진동 모우드를 갖게 되므로 국부진동해석 시부터 상세전선진동해석 시까지 지속적인 관심하에 면밀히 진동 특성이 검토되어야 한다.
- 2) 구조 설계 시 되도록이면 주선체로부터의 지지 구조 간격이 넓은 판넬을 피하도록 하고, 부득이한 경우에는 내부에 국부적이라도 격벽을 설치하는 것이 유리한 것으로 판단된다.
- 3) 시운전 중 진동 계측 시 해상 조건에 따른 진동량의 차이가, 선형의 차이에 따라, 일반 상선에 비하여 크므로 ISO 4867-1984에 제시된 조건을 맞추는 것이 필요하다.
- 4) 본문에서는 언급하지 않은 것으로 장축의 축계를 갖고 있어 축의 회전수 성분(2.567 Hz at 154 rpm)의 기진력이 주선체의 비틀림 진동이나 상하 진동 모우드와 공진될 경우 그 진동량이 매우 커질 수 있음을 확인할 수 있었다.

References

- 1] ISO 6954-1984 (E), Mechanical vibration and shock - Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships
- 2] ISO 4867-1984 (E), Code for the measurement and reporting of shipboard vibration data
- 3] 한국선급, "선박 진동/소음 제어 지침", 1991
- 4] BV, "Building and Operation of Vibration-Free Propulsion Plants and Ships", 1987
- 5] DNV, "Vibration Control in Ships", 1985