

1000인승 대형 Ro-Ro Ferry의 축계 whirling 진동 해석 및 계측/분석

권 혁, 한성용, 엄재광
삼성중공업(주) 조선플랜트연구소

Whirling Vibration Analysis & Measurement of the propulsion shafting system of 1000P Ro-Ro Ferry

H. Kwun, Y. S. Han, J. K. Eom

Abstract

Relatively high rotating speed propulsion shafting system of the large Ro-Ro Ferry has a great risk of the resonance of the whirling vibration within the operating speed range. Therefore, it is necessary to control the whirling vibration characteristics of the shafting system in the initial design stage so as not to be resonant with the blade number order excitation in the normal operating speed range. The results of the whirling vibration analysis for 1000P Ro-Ro Ferry with SHI's in-house program and the measured results during the sea trial are introduced. Additionally the outline of the program and the calculation method of the major properties are presented.

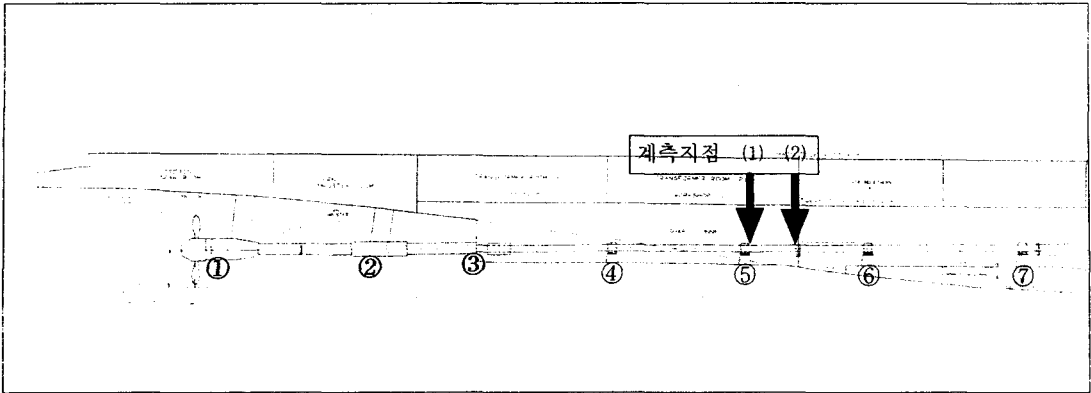
1. 서론

여객선을 포함한 상용 선박의 whirling 진동 공진에 의한 축계의 문제는, 일반 회전 기기에 비하여는 그 회전 속도가 매우 적은 편이고 주 기진력이 추진기(프로펠러)로부터 발생하는 유체력이므로, 축 자체의 피로파괴 보다는 베어링이나 Sealing에 이상을 일으키기 쉬운 것으로 보인다. 작은 부분에 이상이 발생하지만 그 문제가 축계 전체로부터 발생된 경우에는 그 해결 방법을 얻기가 매우 힘들다. 다행히 축계 자체에는 문제가 없을 경우에도, 축계로부터 베어링을 통하여 선체에 예상치 못한 과도한 기진력이 전달될 수 있다. 최근에는 선박의 대형화 추세가 특히 컨테이너 선박 부분에서 이루어지고 있다. 추진기의 크기와 무게가 증가하게 됨으로 인하여 whirling 진동의 공진점이 낮아지고 발생하는 기진력의 크기는 증가할 것이므로 whirling 진동에 대한 대비가 더욱 철저히 이루어져야 할 것이다.

본 발표의 대상 선박은 최고 속도 30 knot 이상이 요구되는 고속 대형 Ro-Ro Ferry로서 일반 상선에 비하여는 고속회전 고추력의 추진기를 필요로 한다. 이러한 고속회전 고추력의 프로펠러에는 상당히 큰 날개수차 성분의 기진력이 발생되며, 이로 인한 축계의 whirling 진동은 공진 시 축계에 문제를 일으키기에 충분하다. 이차적으로는 진동 허용 기준이 상대적으로 엄격한 여객선에 과도한 선체 진동을 유발할 수 있다. 따라서, 축계 설계 시 주요 운항 영역(154 rpm)에서의 공진 여부를 확인하기 위하여 수행된 해석 과정과 결과 그리고 최종 확인된 계측 결과를 소개한다.

Whirling 진동의 해석은 삼성중공업(주)의 자체 개발 프로그램(SSWhirl)을 이용하였다. 이 프로그램의 주요 특성은 다음과 같다. Timoshenko의 보 이론을 적용한 유한요소법을 이용하여 고유 및 강제 진동 해석을 수행하고, Bearing의 강성 및 점성 계산은 Lund & Thomsen의 방법 및 실험 결과를 이용하여 계산할 수 있고, 추진기(프로펠러)의 접

Fig.2.1 1000 인승 Ro-Ro Ferry의 축계 배치도 및 계측 위치



수 효과와 점성은 H. Schwaneche의 근사식을 이용하여 계산할 수 있도록 구성되어 있다.

Whirling 진동의 계측은 축의 각 지점에서 수평과 수직 두 방향의 축과 선체의 상대 진동을 계측하는 것으로 시작된다. 이러한 계측은 운항 가능한 축계의 회전수 영역에서 임의의 간격으로 정해진 회전수들에서 진동 상태가 최대한 정상화된 상황에서 이루어진다. 계측된 각 방향 진동의 스펙트럼으로부터 차수별 진동량 및 위상 정보를 얻어 날개수차 진동 궤적(orbit)을 구한다. 이렇게 얻어진 진동 궤적으로부터 반경방향 최대 진폭 및 whirling 진동 회전 방향을 확인하여 backward whirl인가 forward whirl인가를 결정한다. 이들 반경 방향 최대진폭 및 진동 회전방향의 축 회전수에 따른 경향을 판단하여 고유진동수를 결정한다.

일반적으로 축계의 진동 허용기준은 베어링의 하우징에서의 진동량에 대하여 규정한다. DNV의 guide line에 의하면 2 Hz 이하의 성분에 대하여는 0.4 ~ 0.8 mm 이하, 2 Hz 이상의 성분에 대하여는 5 ~ 10 mm/s 이하로 규정된다. 따라서, 축의 베어링과의 상대 진동량으로 허용 평가를 하기는 어렵다. 단, DNV로부터 베어링에 seal의 위치에서 축의 상대 진폭이 0.5 mm를 넘지 않을 것을 제안 받은 경험이 있다.

2. 본문

2.1 축계의 주요 제원

추진 축계의 주요 제원은 아래와 같다. 아래 Fig.2.1 참조.

- 1) 추진 축계의 개수 : 2열
- 2) 프로펠러 중심으로부터 gear box내의 thrust bearing까지의 길이 : 약 60 m
- 3) Thrust bearing의 위치 : gear box 내
- 4) Main engine 및 gear box 외부에 설치되는 베어링의 개수 : 7개
 - 중간베어링 4개, stern tube내 3개
- 5) 프로펠러 축의 직경 : 574 mm
- 6) 중간 축의 직경 : 500 mm
- 7) Main engine과 축의 회전수비 = 500 : 154 rpm
- 8) 프로펠러(CPP)의 특성
 - 지름 : 5400 mm
 - 최대 pitch 비 : 1.46
 - 최대 pitch 일 때의 날개 전개면적비 : 0.76
- 9) 계측 시 프로펠러의 pitch는 combination mode 상태로 rpm에 따라 자동적으로 변화되었으며, 110 rpm에서 최대 pitch 비의 80%, 154 rpm에서 97 % 이었다.

2.2 Whirling 진동 해석

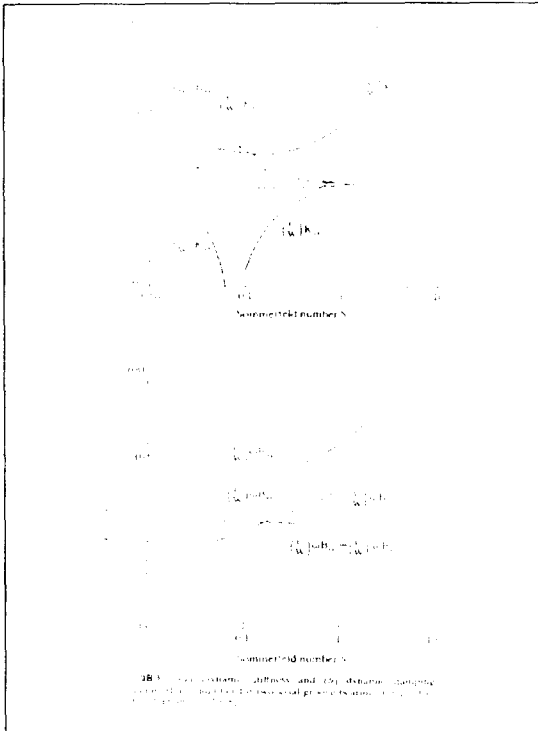
2.2.1 베어링의 강성 계산

Thrust 베어링을 포함하여 총 9개의 베어링에 대하여 Lund & Thomsen의 방법에 따라서 계산을 수행하였다. Lund & Thomsen은 무차원 수인

Table.2.1 저널 베어링의 동적 강성과 감쇠 그리고 주요 입력값 (N = 2.167 rps, $\mu = 0.0892 \text{ Pa} \cdot \text{s}$)

종류 \ 번호	1	2	3	4	5	6	7	8	9
W; 정적 반력(kN)	423.0	57.7	176.0	129.0	118.0	108.0	151.0	100.0	106.0
D(2R); 지름(mm)	620.0	585.0	580.0	510.0	510.0	510.0	510.0	560.0	560.0
L; 길이 (mm)	1240.0	460.0	460.0	400.0	400.0	400.0	400.0	300.0	300.0
c; clearance(mm)	0.5	0.45	0.45	0.25	0.25	0.25	0.25	0.1	0.1
S; Sommerfeld 수	0.17	0.48	0.154	0.40	0.438	0.479	0.377	3.20	3.02
k; 강성(MN/m)	1630.0	211.0	832.0	844.0	762.0	689.0	991.0	1470.0	1540.0
C; 감쇠(MNs/m)	39.3	7.68	18.0	29.2	27.3	25.8	33.6	421.0	406.0

Fig.2.2 Lund & Thomsen의 동적 베어링 강성 및 감쇠계수



Sommerfeld 수 $(S = \frac{\mu NDL}{W} (\frac{R}{c})^2)$ 에 대하여 유유했을 저널 베어링의 동적 강성 계수 및 동적 감쇠 계수를 계산할 수 있도록 Fig.2.2에 보인 것과 같은 자료를 제공하였다. 이 그래프에 따라 계산된 베어링들의 강성 및 감쇠는 Table.2.1과 같다. 정적 베어링 반력(W)은 축계의 alignment 계산 결과이다. 모든 베어링의 재질은 화이트 메탈이다. N은 축의 회전속도로 공진점에 부근인 130 rpm을 이용하였고, 베어링 강성과 감쇠 계수는 방향성을 무시한 반경방향으로 합성된 값을 이용하였다. Fig.2.1에는 보이지 않는 thrust 베어링의 입력값들은 Table.2.1의 8, 9 번에 제시되었다.

Fig.2.3 축계의 입력 모델

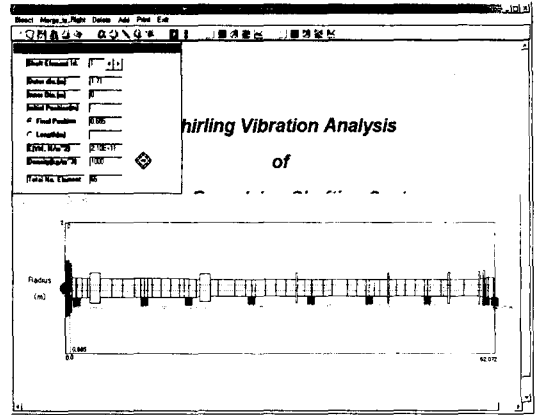
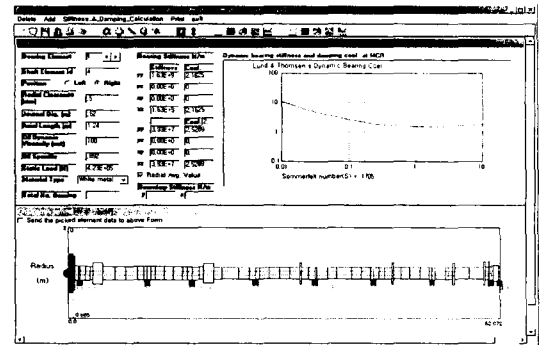


Fig.2.4 베어링 강성 및 감쇠의 계산 예



2.2.2 프로펠러 기진력, 부가수 효과, 감쇠

프로펠러의 기진력은 선미의 형상에 따른 유체의 반류분포에 좌우된다. 당 선박에 대한 계산을 직접 수행하지 못하여 가장 유사한 경험선으로 2축선인 127k Shuttle Tanker의 계산 결과에 추력 및 토크 그리고 피치비의 차이를 이용하여 추정하였다. 부가수 효과 및 감쇠는 Schwaneche의 근사식을 이용하여 계산하였다. 결과는 Fig.2.5와 같다. 계산 기준인 축의 회전수는 130 rpm을 이용

하였다.

Schwaneche의 부가수 질량 및 감쇠의 근사식은 다음과 같다.

$$\Delta m_f = 0.6363 \frac{\rho_w D_p^3}{\pi Z_b} \left(\frac{H}{D_p} \right)^2 \left(\frac{F_a}{F} \right)^2 \quad (kg)$$

$$\Delta I_{zi} = 0.0123 \frac{\pi \rho_w D_p^5}{Z_b} \left(\frac{F_a}{F} \right)^2 \quad (kgm^2)$$

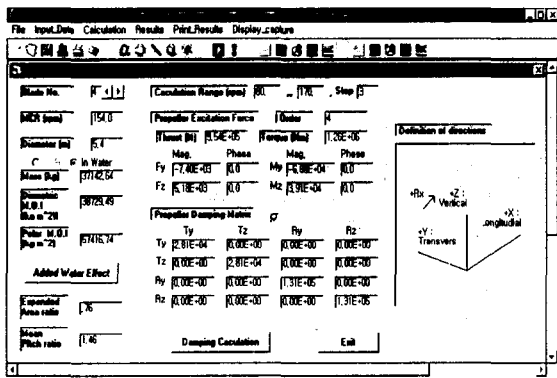
$$\Delta I_{yz} = 0.0703 \frac{\rho_w D_p^5}{\pi Z_b} \left(\frac{H}{D_p} \right)^2 \left(\frac{F_a}{F} \right)^2 \quad (kgm^2)$$

$$C_{xx} = 0.1536 \frac{\rho_w \alpha D_p^3}{\pi} \left(\frac{H}{D_p} \right)^2 \left(\frac{F_a}{F} \right) \quad (Ns/m)$$

$$C_{\theta\theta} = 0.0053 \pi \rho_w \alpha D_p^5 \left(\frac{F_a}{F} \right) \quad (Ns/rad)$$

Z_b = 날개수, $\frac{H}{D_p}$ = 평균피치비, $\frac{F_a}{F}$ = 날개전개면적비

Fig.2.5 프로펠러의 특성치 계산 결과



2.3 해석 과정 및 고유 및 강제 진동 해석 결과

Timoshenko 보이론을 이용한 유한요소법을 하기 위하여 아래와 같은 형상함수 및 행렬을 이용하였다. 좌표계는 오른손 법칙을 따르고 순서대로 u = {수평방향 변위, 수직방향 변위, 수평방향 각변위, 수직방향 각변위, 종방향 각변위} 이다.

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & -N_2 & 0 & 0 & 0 & N_3 & -N_4 & 0 & 0 \\ 0 & D_1 & -D_2 & 0 & 0 & 0 & D_3 & -D_4 & 0 & 0 \\ D_1 & 0 & 0 & D_2 & 0 & D_3 & 0 & 0 & D_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 - \xi & 0 & 0 & 0 & 0 & \xi \end{bmatrix}$$

$$N_1 = (1 + \Psi - \Psi\xi - 3\xi^2 + 2\xi^3) / (1 + \Psi)$$

$$N_2 = L\xi(1 + \Psi/2 - 2\xi - \Psi\xi/2 + \xi^2) / (1 + \Psi)$$

$$N_3 = (\Psi\xi + 3\xi^2 - 2\xi^3) / (1 + \Psi)$$

$$N_4 = L\xi(-\Psi/2 - \xi + \Psi\xi/2 + \xi^2) / (1 + \Psi)$$

$$D_i = \partial N_i / \partial \alpha + (EI / kGA) \partial^2 N_i / \partial \alpha^2$$

$$\Psi = 12EI / kGAL^2$$

자이로스코프 효과와 베어링 및 프로펠러의 감쇠가 감쇠행렬에 포함된 진동방정식(1)의 고유치를 얻기 위해서 다음과 같은 Hamilton의 canonical 식(2)을 이용하고 QR 방법에 의하여 고유해를 얻도록 프로그램되어 있다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{Q\}$$

$$[D] = [G : \text{자이로스코프 효과}] + [C : \text{감쇠}] \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \{\dot{X}\} + \begin{bmatrix} D & K \\ -I & 0 \end{bmatrix} \{X\} = \begin{bmatrix} Q \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{u} \\ u \end{bmatrix} \quad (2)$$

식 (2)를 풀어 얻어진 고유진동해석 결과는 아래 Fig.2.6과 Fig.2.7과 같다.

Fig.2.6 공진 곡선표

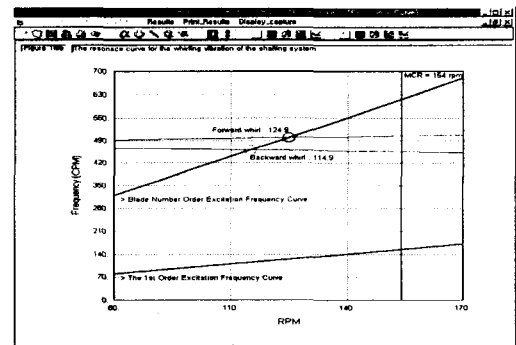
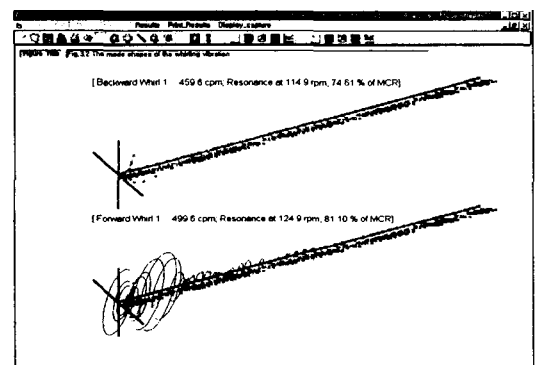


Fig.2.7 고유진동 모드 형상



강제진동해석은 식 (1)을 임피던스법으로 정상 상태의 응답만을 계산한다. 그 결과는 Fig.2.8과 계측위치 2 지점 및 베어링 ①의 뒤쪽 끝단에서의 응답 곡선은 Fig.2.9 ~ 11에 제시되었다.

Fig.2.8 축계의 반경방향 최대 진폭 계산 결과

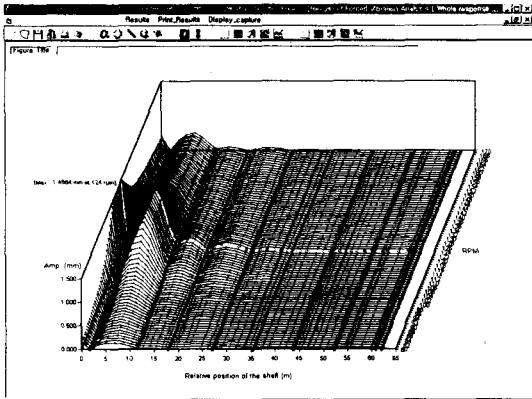


Fig.2.9 계측지점 (1)에서의 진폭 계산 결과

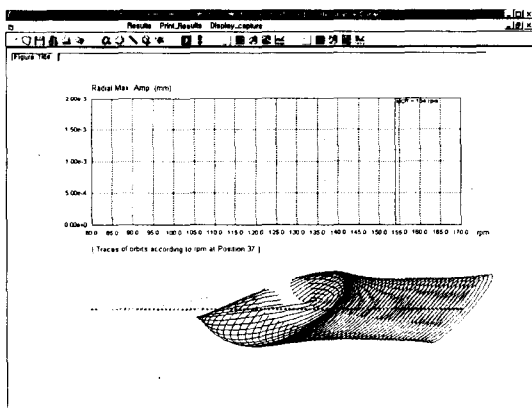


Fig.2.10 계측지점 (2)에서의 진폭 계산 결과

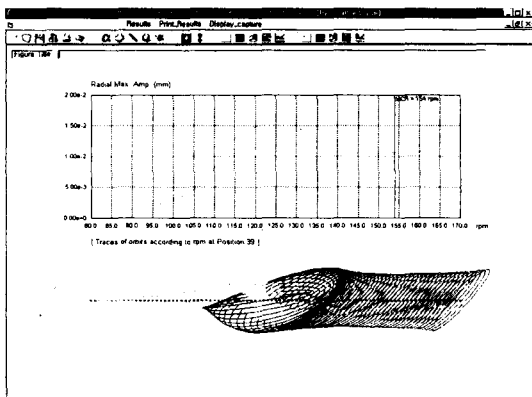
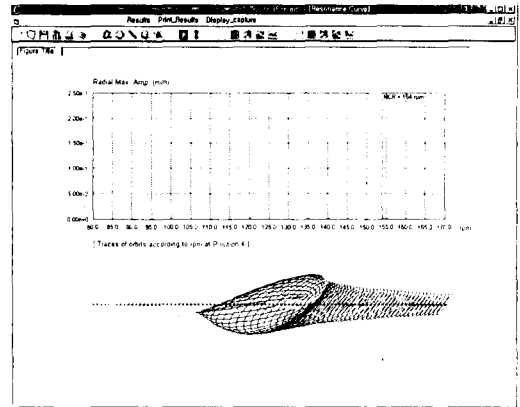


Fig.2.11 베어링 ① 끝단에서의 진폭 계산 결과



공진점인 근처인 124 rpm과 NCR인 154 rpm에서의 축계 날개수차 진동형 및 베어링 전달력은 Fig.2.12 ~ 13에 제시되었다.

Fig.2.12 124rpm에서의 진동형과 베어링 전달력

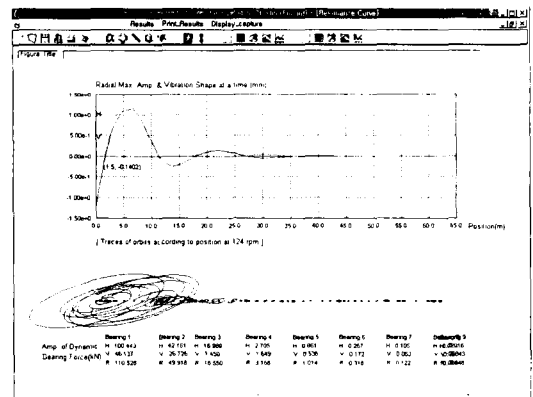
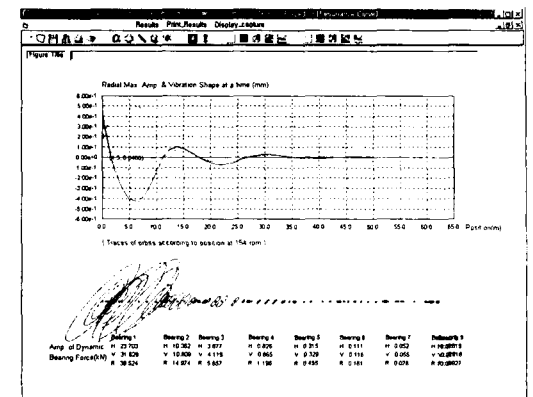


Fig.2.13 154rpm에서의 진동형과 베어링 전달력



2.3 Whirling 진동 계측 결과

계측 지점 (1)과 (2)에서의 선체에 대한 축계의 상대적인 날개수차 whirling 진동 계측의 최대 반경 계측 결과는 Fig.2.14 ~ 15에 제시되었다. 단, 얼은색 마크는 Backward whirl을 의미한다. 계측 결과로부터 131 rpm에서 forward whirl 공진이 일어난 것으로 판단된다.

Fig.2.14 계측지점 (1)에서의 계측 결과

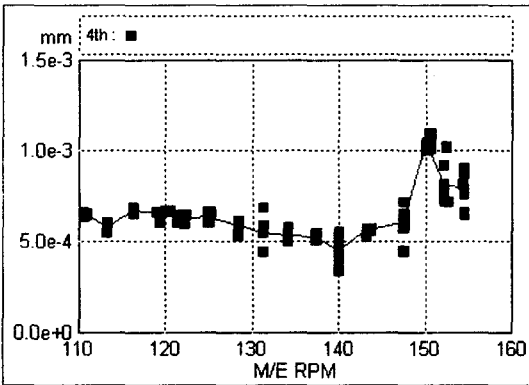
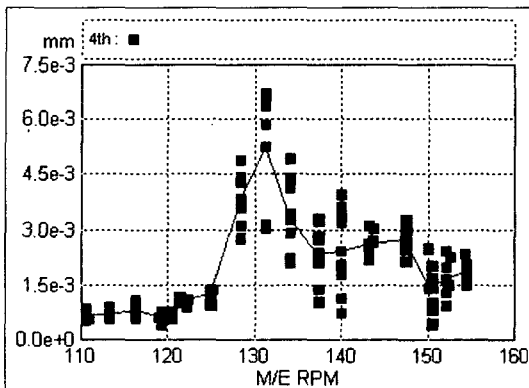


Fig.2.15 계측지점 (2)에서의 계측 결과



3. 결론

고유 진동 해석 결과는 계측 결과 대비 -5% 정도의 오차를 보였다. 강제 진동 응답은, 해석 결과가 계측 결과의 200% 정도인데, 선체와의 상대적인 축의 진동량을 계측한 것으로 선체의 진동 모드에 따라 그 차이가 발생할 수 있다. 또한, 진동 세차 방향 또한 마찬가지로 보인다.

본 논문에 제시되지는 않은 127k shuttle tanker의 경우에 비춰보면, 베어링 ①의 뒤쪽 끝단에서의 진동량은 유사하게 해석된 것으로 예상된다.

결론적으로 주요운항 영역에서의 공진회피가 성공적으로 이루어진 것으로 판단된다. 만일, 공진점이 주요운항에 있었다면, 축계로부터 베어링 ①에서만 대략 200 kN 정도의 날개수차 기진력을, 변동압력에 의한 기진력에, 추가로 받게된다. 현재, 운항속도인 154 rpm에서의 베어링 ①에서의 축 전달 기진력은 40 kN으로 양호한 편으로 예상된다.(Fig.2.12 ~ 13 참조)

References

- 1] Qing Hua Qin and Cheng Xiong Mao, "Coupled torsional-flexural vibration of shaft systems in mechanical engineering", Computers & Structures. Vol.58, No.4, pp.835-848, 1996.
- 2] Fredric F. Ehrich, "Handbook of Rotordynamics", McGRAW-HILL, 1992.
- 3] Dara Childs, "Turbomachinery Rotordynamics", WILEY, 1993.
- 4] L. Meirovitch, "Computational methods in structural dynamics", Sijthoff&Noordhoff, 1980.
- 5] F.S.Tse, I.E.Morse and R.T.Hinkle, "Mechanical Vibrations", Allyn and Bacon, 1978.
- 6] Bureau Veritas, "Building and operation of vibration-free propulsion plants and ships", ISTR, 1987.
- 7] Z.L.Qui and A.K.Tieu, "Misalignment Effect on the Static and Dynamic Characteristics of Hydrodynamic Journal Bearings", Journal of Tribology, Vol.117, pp.717-722, 1995.
- 8] 선박진동소음제어지침연구위원회, "선박 진동소음 제어지침", 한국 선급, 1991.
- 9] T.Someya, "Journal Bearing Databook", Springer-Verlag, 1989.
- 10] 한성용, 엄재광, 권혁, 서용성, "Report on the Whirling Vibration Measurement of the Propulsion Shaft for 127k Shuttle Tanker, HN1189", 1997