

소형추진축계에서 스트레인 게이지를 이용한 휘둘림 진동에 대한 계측 및 평가

Measurement and Assessment of Whirling Vibration using Strain Gage in Small Propulsion Shafting System

김진희*·김준성*·김태언**·이돈출†

Jinhee Kim, Junesung Kim, Taeun Kim and Donchool Lee

Key Words: Whirling vibration, Strain gage, Bending stress.

ABSTRACT

Whirling vibration in severe cases may result in shaft cracking and typically gap sensors are utilized to confirm its values under the outside underwater of ship. The bending stress value causing whirling vibration on the propulsion shafting system of a 40-ton small vessel was verified by theoretical analysis and its vibration measurement. However, because of underwater condition, the accuracy for this measurement method is presumed low.

In this study, the strain gauge basic principle and the bending stress calculation method are considered. The relationships are then applied for obtaining the whirling vibration of the 40-ton small vessel. As a result, a new method in estimation of whirling vibration is reached and suggested.

기 호 설 명

- e : 출력 전압
- E : 탄성 계수
- K : 게이지 팩타
- R_1, R_4 : 휘트스톤(Wheatstone) 브리지 내
지점별 저항 값
- ϵ : 스트레인
- σ : 응력
- ϵ_i : 표시된 스트레인 값
- ϵ_b : 굽힘 스트레인 값

1. 서 론

감속기어와 함께 중·고속 디젤엔진을 주 기관으로 하는 중소형 선박의 추진 축계에서 발생하는 진동은 주로 비틀림 진동에 국한되어 왔다. 그러나 고속 엔진과 감속비가 적은 축의 회전 속도 1,000 rpm을 전후로 한 축계에서 베어링의 간격이 길고 베어링 지지구조물의 구조적인 강성이 낮은 경우 휘둘림 진동이 문제로 되는 사례가 종종 발생하고 있다.

이러한 추진 축계에서 휘둘림 진동은 프로펠러 축, 선미관 베어링, 선미관 밀봉장치 등의 사고 원인으로 되고 있으며, 베어링 이상 마멸 등의 사고가 발생 가능하고 경우에 따라 선체 진동의 원인이 되기도 한다.⁽¹⁾

휘둘림 진동에 관한 규정은 미 해군 규격에서⁽²⁾ 언급하고 있으며 여기서 해석 결과를 요구하고 있다. 또한 휘둘림 진동에 대한 임계속도는 최대 정격 회전수보다 115%이하에서 문제가 없음을 증명하도록 요구하고 있다. 따라서 고유진동수의 해석은 대부분은 축계 단독, 또는 선체구조와 결합한 계산 모델을 이용하고 컴퓨터를 사용해 자유진동해석에 의한 임

† 목포해양대학교
ldcvib@mmu.ac.kr
Tel:061-240-7219

* 목포해양대학교

** 선박안전기술공단

계회전수를 계산하며 계측에 의해 이를 확인하는 수준에서 수행되었고 계측이 쉽지 않아 대부분 생략되어 왔다.

이러한 휘둘림 진동을 계측하기 위해서는 깎 센서가 많이 이용되며 축의 변위가 가장 큰 프로펠러 부근 축에 지그와 함께 센서를 설치해야하는데 센서가 선박 외부에 노출되어 유체 저항이 커서 성공할 확률이 그다지 높지 않았다. 또한 이를 내부 중간축 부근에 설치할 경우 휘둘림 진동에 대한 상대진폭이 작고 축의 배치와 런아웃(Run-out) 등에 의한 영향으로 인하여 오차가 크고 분별이 쉽지 않았다. 이외에 축계 배치 계산에서 베어링의 하중을 확인하기 위하여 스트레인 게이지에 의해 정적인 굽힘 응력을 측정하고 확인하는 사례는 많았지만⁽²⁻⁵⁾, 원격측정 장치에 의해서 동적인 굽힘 응력을 확인한 사례는 찾기가 힘들었다.

본 연구에서 축 동력을 측정하기 위하여 설치한 원격측정장치(Telemetry)를 이용해 탄성커플링을 지나 비틀림 응력의 영향이 비교적 적은 중간축에서 축의 굽힘 응력을 확인하고 이를 통해 휘둘림 진동을 확인하고 평가하는 방법을 검토하였다.

2. 스트레인 게이지에 의한 굽힘 응력 측정⁽⁶⁾

스트레인 게이지는 Fig. 1에서 보이는 휘트스톤 브리지 원리를 이용하며 기본 원리는 다음과 같다.

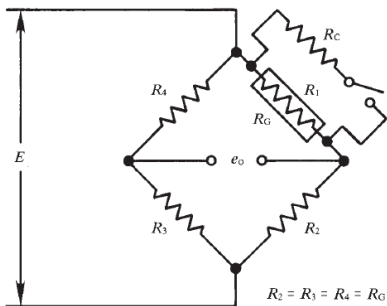


Fig. 1 Basic Wheatstone bridge circuit

스트레인 게이지를 통해 축에 발생하는 주 응력을 계측하기 위해 중간축 표면에 휘트스톤 브리지 회로를 구성하고 전원에 연결한다. 각각의 스트레인 게이지 위치에서 축 표면의 수직변형률에 비례해 스트레인 게이지의 저항 값이 변하는데 이 4개의 스트레

인 게이지에서 발생하는 저항 값의 변화는 그 절대 값이 모두 합해져 출력 단자에 전기 신호로 나타 내어 진다. 이때 축 중심선과 45°방향을 이루는 변형률의 성분 이외의 것은 브리지 회로에 의하여 각 스트레인 게이지에서 서로 상쇄되어 없어진다.

$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R1}{R1} - \frac{\Delta R2}{R2} + \frac{\Delta R3}{R3} - \frac{\Delta R4}{R4} \right) E \quad (1)$$

$$e = \frac{1}{4} \cdot K(e1 - e2 + e3 - e4) E \quad (2)$$

여기서 휘트스톤 브리지의 원리를 만족하기 위하여 4개의 저항을 동일하게 사용하면 $R1=R2=R3=R4$ 이고 따라서 $R1 \cdot R3 = R2 \cdot R4$ 이다.

축에 가해진 응력을 계산할 때 일반적으로 물체의 응력 해석은 변위와 스트레인을 먼저 구하고 변위에서 스트레인, 더 나아가 후크(Hooke)의 법칙에 의한 응력을 구한다.

구조물에 하중을 가하면 응력이 생겨서 이로 인해 변형이 생기고 구조물 내부에 나타나는 변형을 스트레인이라 하며 길이 l_0 의 선분이 변형하여 l 이 되었다 하면 그 늘어난 비율 $(l - l_0)/l_0$ 을 수직 스트레인이라 한다. 이 기호를 ϵ 으로 보통 사용하고 있다.

$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (3)$$

응력과 스트레인의 관계는 아래 식과 같다.

$$\epsilon = \frac{1}{E} \sigma \quad \text{또는} \quad \sigma = E \epsilon \quad (4)$$

위 식을 후크의 법칙(Hooke' law)이라 하고 비례상수 E 는 응력-스트레인도의 직선부의 경사를 표시하며, 종탄성계수, 영계수 또는 영률이라고도 한다.

또 응력 측정을 위해 사용한 스트레인 게이지가 풀 브리지(Full bridge)임을 감안하면 계측을 통해 나오는 스트레인 값은

$$\epsilon_i = 4\epsilon_b \quad (5)$$

이므로 실제로 1/4값의 수치를 얻게 된다. 또 스트

레인 게이지를 축에 부착할 때 축과의 각도도 고려의 대상이 된다.

Table 1. Circuit which can be used on the bending beam with a mirror-imaged cross-section

Bridge arm	R1	R2	R3	R4	Result
Bridge equation	$\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4 = \epsilon_i$				
Full bridge	SG1	SG2	SG3	SG4	$\epsilon_i = 4\epsilon_b$

휘둘림 진동을 가진하는 굽힘 응력을 계산하는 방법으로 스트레인 게이지에 의한 외팔보(Cantilever)의 계산 방법은 Fig. 2와 같이 A게이지 1매, D 게이지 1매를 별도로 온도보상용 게이지로서 사용할 경우

$$\sigma = \epsilon_0 \cdot E \quad (6)$$

위 식에 의해 한쪽에 하중 W를 가한 것에 대한 응력을 계산하면

$$\sigma_b = \frac{W}{Z_b} = \frac{32W}{\pi d^3} \quad (7)$$

Z_b : 단면 계수

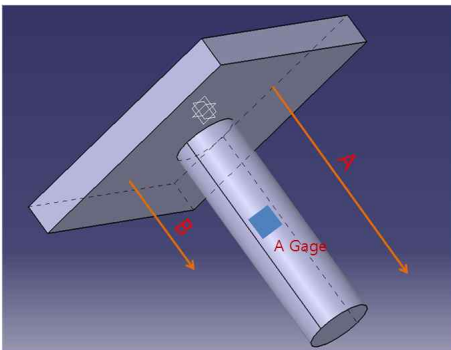


Fig. 2 Bending stress measurement of cantilever

3. 실선의 휘둘림 진동 측정

실선은 Fig. 3과 Table 2와 같이 2기-2축을 갖는 총 톤수 40톤의 소형 순찰선이다. 축은 원가를 절약하기 위하여 프로펠러와 중간축의 일체형으로 제작되었다. Fig. 4는 추진시스템을 보이며 축과 선체구조는 서로 약 12°의 경사각을 가지고 있다. 후미 베어링은 스트럿(Strut)에 의해 지지되어 있고 중간

베어링은 별도로 없는 대신에 경사지게 설치된 스텐 튜브 내부의 양 끝에 2개의 실링 베어링이 설치되어 있고 감속기 내부에 베어링이 설치되어 있다. 여기서 스텐 튜브 내부에 설치된 베어링은 이를 지지하고 있는 구조가 취약하기 때문에 베어링 강성을 크게 기대할 수 없을 뿐 아니라 베어링이 마모되면 스텐 튜브와 베어링사이의 갭이 증가하여 강성이 더욱 저하된다.

Table 2. Specification of the propulsion shaft

Engine	Type	Caterpillar 3412E Ditta
	Cyl.bore×stroke	137mm×152mm
	Power at MCR	1,100ps × 2,300 rpm
Reduction Gear	Type	Hitachi-Nico MGN 90-3
	Reduction ratio	2.44
Shaft	Dia×length	99×5,785 mm
Propeller	Number of blade	3 ea
	Moment of Inertia	8.0 kg·m ²
	Weight	92.2kg

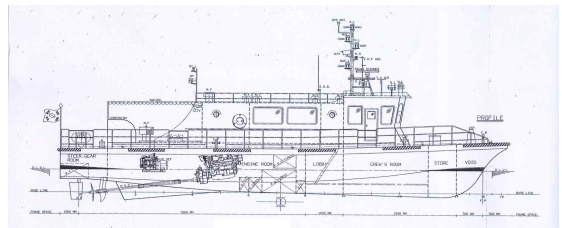


Fig. 3 General arrangement of the 40ton small patrol vessel

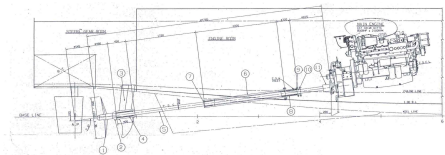


Fig. 4 Propulsion system of gross tonnage 40 ton small vessel



Fig. 5 Strain gage on the intermediate shaft

Table 3. Specification of the strain gage

Manufacturer	VISHAY MICRO-MEASUREMENT
Grid Resistance in Ohms	350.0±0.4%
Gage Factor@24°C	2.08±1.0%
Transverse Sensitivity	(+0.5±0.2)%

실선의 양측에 동력을 측정하기 위하여 Fig. 5와 같이 풀 브리지 스트레인 게이지를 설치하였고 실선 계측 전 션트(Shunt) 저항을 통해 교정을 하였으며 그 과정은 다음과 같다.

션트 교정 통해 얻고자 하는 \mathcal{E} 값을 위해 Fig. 1을 이용하면

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_1} \quad (8)$$

$$R = \frac{R_1 R_C}{R_1 + R_C} \quad (9)$$

여기서 $\Delta R = \frac{R_1 R_C}{R_1 + R_C} - R_1$ 이고,

$R_2 = R_3 = R_4 = R_G$ 이면

$$\Delta R = \frac{R_G R_C}{R_G + R_C} - R_G \quad (10)$$

게이지 팩타(Gage factor)값에 의해 ΔR 값을 정의하면 식(11)과 같다.

$$\frac{\Delta R}{R_G} = F_G \epsilon \quad \text{또는} \quad \Delta R = F_G R_G \epsilon \quad (11)$$

여기서 식(10)과 식(11)을 정리하면 식(12), 식(13)을 구할 수 있다.

$$F_G R_G \epsilon = \frac{R_G R_C}{R_G + R_C} - R_G \quad (12)$$

$$F_G \epsilon = \frac{R_C}{R_G + R_C} - 1 = \frac{-R_G}{R_G + R_C} \quad (13)$$

따라서 스트레인 \mathcal{E} 는 식(14)와 같다.

$$\epsilon = \frac{1}{F_G} \cdot \frac{-R_G}{R_G + R_C} \quad (14)$$

종합적인 진동을 측정하기 위한 장비 배치도는 Fig. 6에 보인다. 특히 굽힘 응력을 측정하기 위하여 축의 휨 정도가 큰 좌현(Portside)에 스트레인 게이지를 부착하였으며 원격측정장치에서 받은 응력신호를 A/D 컨버터 NI 9174 및 데이터 수집을 위한 랩톱 PC에 저장하였다. 진동 신호 저장과 분석은 자체 개발한 S/W EVAMOS(엔진/회전체 진동분석 및 모니터링 시스템)에서 그리고 추가적으로 동력 및 선속의 분석은 EDiMS(선박 에너지 효율 설계 지수/운전지표 모니터링 시스템)를 이용하였다.

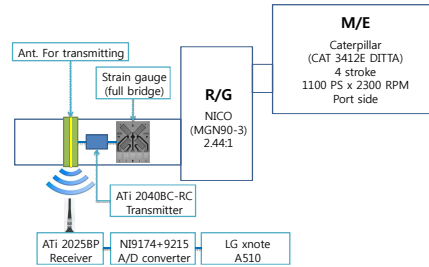


Fig. 6 Schematic diagram for vibration measurement

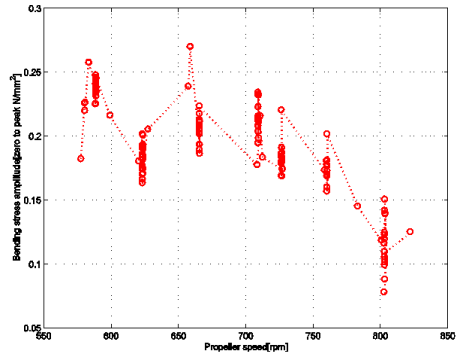


Fig. 7 1st order bending stress in intermediate shaft

Fig. 6에서 분석한 결과는 비틀림 진동이 포함되어 있으며 서로 분리하여야 한다. 여기서 받은 신호는 단성 커플링을 통과된 신호로 비틀림 진동이 이 커플링에 의해서 현저하게 절연/감쇠된 상태로 축의 휘둘림에 의한 굽힘 응력을 주 진동으로 가정/판단하였다. 이를 뒷받침한 근거로 선체후미의 상하 구조 진동은 Fig. 8과 같이 발생하였으며 650 rpm 근처에서 피크점을 보인다. 물론 이론 상 베어링의 강성이 충분히 높다면 횡진동의 공진점은 엔진의 운전 범위보다 높다. 그러나 앞에서 언급한 바와 같이 베어링의 지지 강성은 스텐 튜브가 좌우하며 ANSYS를 이용해 FEM 모델링을 하였고, 그 결과 핵심이 되는 스텐 튜브와 선체의 연결부위는 Fig. 9에 보인다. 여기에 스텐 튜브가 완벽하게 용접되었다고 가정하고 베어링의 강성을 구하기 위하여 10 kN의 힘을 스텐 튜브의 양 끝에 가한 결과를 Fig. 10에 보인다. 이 결과로부터 통상적인 베어링의 역할을 할 수 없음을 확인하였고 여기서 추론된 강성계수와 수막의 영향을 고려한 경험에 의해서 휘둘림 진동의 고유진동수를 구한 결과 648 cpm(Cycle per min)으로 650rpm을 전후해 공진이 일어날 수 있음을 확인할 수 있었다. 휘둘림 진동에 대한 진동모드 Fig. 11에 보이고 실제 굽힘 응력은 26번 근처에서 계측하였다. 진동 모드로부터 환산하면 노드점인 굽힘 응력은 증가할 것으로 예측되며 이러한 진동 모델을 확인하기 위해서는 좀 더 상세한 계측과 연구가 필요할 것으로 판단된다.

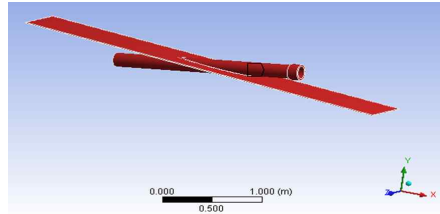


Fig. 9 FEM modelling for stern tube of bearing support

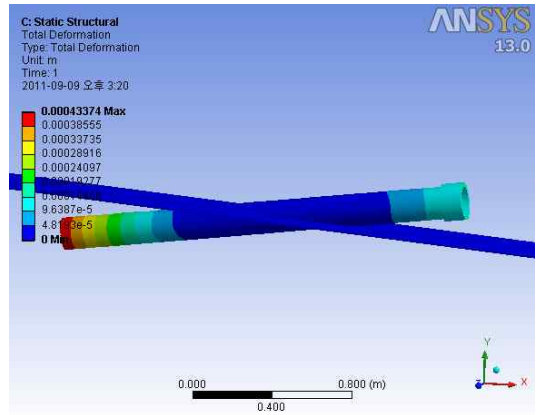


Fig. 10 Vertical deflection for stern tube of bearing support under 10 kN load

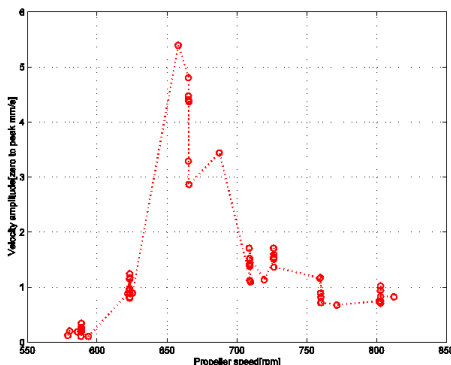


Fig. 8 1st order vertical structure vibration for hull-aft

VIBRATION MODE				
NODAL POINT	AMPL. (MM)	AMPL. (MRAD)	MOMENT(N-M)	FORCE(N)
1	0.18086E+01	-0.40595E+01	0.11610E+03	0.63185E+03
2	0.79722E+00	-0.40522E+01	0.14773E+03	0.64237E+03
3	0.59481E+00	-0.40443E+01	0.17192E+03	0.65681E+03
4	0.39293E+00	-0.40321E+01	0.21253E+03	0.65639E+03
5	0.19163E+00	-0.40193E+01	0.24542E+03	0.65911E+03
6	-0.89759E-02	-0.40047E+01	0.27383E+03	0.15564E+04
7	-0.40760E+00	-0.39649E+01	0.43442E+03	0.15488E+04
8	-0.80138E+00	-0.39078E+01	0.58914E+03	0.15221E+04
9	-0.11886E+01	-0.38336E+01	0.74159E+03	0.14883E+04
10	-0.15675E+01	-0.37425E+01	0.89341E+03	0.13895E+04
11	-0.27854E+01	-0.33377E+01	0.13765E+04	0.11174E+04
12	-0.38239E+01	-0.27054E+01	0.17650E+04	0.74684E+03
13	-0.46323E+01	-0.19785E+01	0.20239E+04	0.29130E+03
14	-0.51771E+01	-0.11822E+01	0.21260E+04	-0.21446E+03
15	-0.54058E+01	-0.38082E+00	0.20525E+04	-0.55774E+03
16	-0.54716E+01	-0.15484E+00	0.19967E+04	0.38120E+03
17	-0.54758E+01	0.78057E-01	0.20348E+04	0.70184E+02
18	-0.53519E+01	0.75585E+00	0.20551E+04	-0.38578E+03
19	-0.58239E+01	0.14246E+01	0.19379E+04	-0.81380E+03
20	-0.45803E+01	0.29832E+01	0.16916E+04	-0.11975E+04
21	-0.38145E+01	0.25389E+01	0.13297E+04	-0.15224E+04
22	-0.29937E+01	0.29877E+01	0.87123E+03	-0.17180E+04
23	-0.25173E+01	0.30888E+01	0.59578E+03	-0.57371E+03
24	-0.28230E+01	0.31370E+01	0.58017E+03	-0.67712E+03
25	-0.13854E+01	0.32342E+01	0.36666E+03	-0.75581E+03
26	-0.73152E+00	0.32992E+01	0.21438E+03	-0.79736E+03
27	-0.68085E+01	0.33292E+01	0.53673E+02	-0.12052E+03
28	0.64806E+00	0.33393E+01	0.30040E+01	-0.37395E+02
29	0.13168E+01	0.33400E+01	0.00000E+00	0.11444E+07

Fig. 11 Vibration mode for whirling vibration of propulsion shaft

4. 결 론

본 연구에서는 추진축계의 휘둘림 진동에 대한 공진 및 진폭을 측정하기 위하여 스트레인 게이지를 이용한 방법을 검토하였으며 주요 내용을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 지금까지 스트레인 게이지를 이용하여 정적인 굽힘 응력을 측정하여 축계 배치에 이용한 사례는 많았으나 동적인 굽힘 응력의 변화를 통한 휘둘림 진동을 검토한 사례는 거의 없었다. 그러나 추진축과 같이 축의 변위가 큰 프로펠러축의 끝단에서 변위를 측정하기가 어려울 경우 굽힘 응력 측정을 통해서 검토할 수 있는 가능성을 본 논문을 통해서 확인하였다.
- 2) 축에서 굽힘 응력을 측정할 경우 비틀림 진동이 포함되므로 비틀림 진동이 큰 추진축계에서는 가능성이 희박하지만 탄성커플링을 통해서 비틀림 진동 응력이 상대적으로 아주 적고 비틀림 진동의 1차 공진점이 휘둘림 진동과 분리된 경우만 가능하다.
- 3) 휘둘림 진동으로 인한 가진력으로 유기되는 선체 구조진동을 확인하였으며 공진, 특히 휘둘림 진동 공진을 확인하기 위해서는 종합적인 진동 계측에 의해서 확인하는 것이 바람직하였다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, T. E., Kim, J. H. and Lee, D. C., 2010, "A Case Study for Whirling Vibration of the Propulsion Shafting System on the Small Marine Vessel", Proceedings of the KSNVE Twentieth Spring Conference, pp.574-575.
- (2) MIL-STD-167-2, 1974, Mechanical vibration of shipboard equipment(Reciprocating machinery and propulsion system and shafting types III, IV, and V).
- (3) Bruce Cowper, Al DaCosta and Stephen Boby, 1999 April, "Shaft alignment Using Strain Gauge: Case Studies", SNAME Marine Technology.
- (4) Forrest Jr., A.W., Labasky and R.F., 1981 July, "Shaft Alignment Using strain gauges", SNAME Marine Technology.
- (5) Keshava Rao, M.n, et. al., 1991 March, "Computer-Aided Alignment of Ship Propulsion Shaft by Strain-Gauge Methods", SNAME Marine Technology.
- (6)Karl Hoffmann, 1989, An Introduction to Measurements using Strain Gages, Hottinger Baldwin Messtechnik GmgH, Darmstadt