

가변익 프로펠러를 갖는 추진축계의 비틀림진동에 관한 연구

이 돈 출*

A Study on the Torsional Vibration of Propulsion Shafting System with Controllable Pitch Propeller

D. C. LEE

Key words : Additional stress(부가 응력), Fatigue strength(피로 강도), Oil distributor shaft(오일 분배축), Stress concentration(응력 집중), Torsional vibration(비틀림 진동), Tuning damper(튜닝 감쇠기)

Abstract

Controllable pitch propeller(CPP) is usually adopted for easy and effective engine controls of a ship in a port. Unfortunately, the torsional vibration may occur by a certain variation of engine torque and the major resonance peak may exist within the maximum continuous rating(MCR). In these cases, an additional stress concentration on the oil passages such as longitudinal slots, notches and circular holes of an oil distributor shaft(ODS) occurs by the torsional vibration of the CPP shaft.

In this paper, an analysis for the fatigue limit of an ODS system of the 5S70MC engine in a crude oil carrier is done by applying FEM and empirical formulas. Furthermore, the additional stress on the ODS is investigated by analyzing the torsional vibration of the shaft system and a control method in which a tuning damper is adopted is introduced in the case of the additional stress exceeds the fatigue limit. The validity of analysis method is verified by comparing the results acquired by an actual measurement of the vibratory torque for the above ODS

기호 설명

s : 안전율

 τ_f : 비노치축의 비틀림 피로강도 한계($> 10^7$ cycles) τ_m : 전달토크에 의한 평균 비틀림응력 β_i : 비틀림의 노치계수($> 10^7$ cycles) τ_T : 피로 비틀림강도 $\tau_f(N_T)$: 비노치축의 피로강도(N_T cycles) β_{nt} : N_T 사이클의 노치계수 τ_y : $\frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}$

* 현대중공업엔진사업본부(원고접수일 : 98년 5월)

α_y : 축의 항복강도
 β_m : 비틀림 노치계수 ($< 10^3$ cycles)

1. 서 론

선박의 추진 시스템으로 가변의 프로펠러를 적용하면, 프로펠러 피치각의 조정을 위하여 추진축계 내에 오일 분배함이 설치된다. 오일 분배함의 외부는 비구동부인 조종용 기기들의 케이싱이, 내부는 구동부인 오일 분배축이 설치되어 있다.

오일 분배축은 오일 누출을 방지하기 위하여 밀봉장치가 장착되는데, 이를 위해 축에 U자 모양의 노치(Notch)가 가공되어 있다. 그리고 프로펠러 피치각을 조정하기 위하여 오일의 통로인 세로 방향의 슬롯(Slot), 가로 방향의 원형 홀 등이 가공되어 있다. 이 부분들은 비틀림진동에 의해 부가응력이 집중되어 피로 파괴를 일으키는 경우가 종종 발생하고 있다.

오일 분배축의 안전한 설계를 위하여 형상에 따른 응력집중계수들을 FEM해석과 일반 문헌에서 제시한 경험식들을 통해서 구하고, 이를 이용하여 부가응력에 대한 피로강도를 이론적으로 계산하고자 한다.

일반적으로 오일 분배축의 피로강도를 증가시키기 위해서 형상이나 치수를 변경한다. 그러나 본 논문에서는 이러한 방법 대신 크랭크축 선단에 고성능 튜닝감쇠기를 부착하여 오일 분배축에 걸리는 부가응력의 감소방법을 검토하고자 한다.

이 경우 오일 분배축의 피로수명은 주로 감쇠기의 성능에 좌우되기 때문에 비틀림진동 측정으로 축에 작용하는 부가응력과 감쇠기의 성능을 간접적으로 확인하고 있다. 또한 해난사고를 사전에 방지하기 위하여 비틀림진동 모니터링 시스템을 채택하여 감쇠기의 성능을 항상 검사하고 오일 분배축의 신뢰성을 확인하는 것이 바람직하다.

2. 오일 분배축의 응력 집중계수와 피로강도

오일 분배축의 형상과 응력집중 부위들의 상세도면은 Fig. 1과 같다. 이 축은 엔진에서 발생하는

전달토크와 진동토크만을 주로 받으며 종진동 및 비틀림진동에 의한 추력변동과 축계배치 및 자중에 의한 굽힘모멘트는 비틀림에 의한 영향과 서로 비교할 때, 크지 않으므로 본 논문에서는 고려 대상에서 제외하였다.

Fig. 1에서 U자 모양의 홈(Groove) ㉑, 가로 방향의 원형 홀 ㉒, ㉓, ㉔, 그리고 세로 방향의 슬롯인 ㉕에 대한 피로강도를 구하기 위해 응력집중계수를 FEM해석과 경험식을 이용하여 구하였다. FEM해석은 중형 컴퓨터 RS6000과 소프트웨어 I-DEAS, ANSYS을 이용하였다.

Table 1에서 방법 I은 응력 집중부위들의 상호 연관 관계를 고려하지 않고 각각 독립적으로 모델링하여 응력집중계수를 구한 결과이며, 방법 II는 응력 집중부위들의 상호 연관 관계를 고려하고 해석한 응력집중계수이다. 방법 III - V 들은 참고문헌을^{(1),(2),(3)} 이용하여 계산식으로 구한 응력집중계수들이다.

이들 결과를 검토하여 보면, FEM으로 해석한 결과에서 응력 집중부위들간의 상호 영향은 거의 없었다. 그리고 이 응력집중계수들은 축의 피로강도 계산에 이용되며, 축의 안전을 고려하여 각 부분에서 가장 큰 경우를 선별하여 적용하였다.

오일 분배축은 비틀림진동으로 인한 피로와 커플링의 슬립에 대하여 안전하게 설계하여야 한다. 이를 위해서 DNV(노르웨이 선급협회)와 BV(프랑스 선급협회)에서는 설계를 위한 지침을 제시하고 있다.^{(3),(4)}

본 논문에서 비교적 엄격한 조건인 DNV 방법으로 축의 피로강도를 검토하였다. 운전 금지구역 없이 엔진을 연속운전($> 10^7$ Cycles)하기 위하여 비틀림진동에 의한 부가응력은 식(1)을 만족해야

Table 1. Stress concentration factors of oil distributor shaft

Section Method	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕
I	2.11	2.35	2.52	2.82	3.91
II	2.11	2.35	2.52	2.82	3.92
III ⁽¹⁾	2.75	-	-	-	-
IV ⁽²⁾	1.88	-	-	-	3.40
V ⁽³⁾	-	2.50	2.50	2.5	3.53

한다.

$$\tau_{dc} \leq \frac{\tau_f}{\beta_t} \left(1 - \frac{|\tau_m|}{\tau_T}\right) \quad (1)$$

그리고 운전 금지구역을 통과하는 과도진동(10^7 Cycles)에 대한 부가응력은 식(2)을 만족해야 한다.

$$\tau_{dt} = \frac{\tau_f(N_T)}{\beta_{nt}S} \left(1 - \frac{|\tau_m|}{\tau_T}\right) \quad (2)$$

이때 엔진의 시동, 정지, 병하의 충격, 역전 및 급

힘모멘트의 영향은 크지 않으므로 고려 대상에서 제외하였다.

식(2)에서 사이클에 대한 피로강도 $\left(\frac{\tau_f(x)}{\beta_x}\right)$ 는 식(3)과 같이 규정되어 있다.

$$\frac{\tau_f(x)}{\beta_x} = \frac{\tau_f}{\beta_t} \left(\frac{10^7}{x}\right)^{0.25 \log \frac{\tau_f}{\beta_{nt} \tau_T}} \quad (3)$$

상기 식(1), (2), (3)을 이용하여 추진축계 내의 오일 분배축에서 응력 집중부위들의 사이클 별 허용 진동토크는 Table 2와 같다. 여기서 안전율(s)

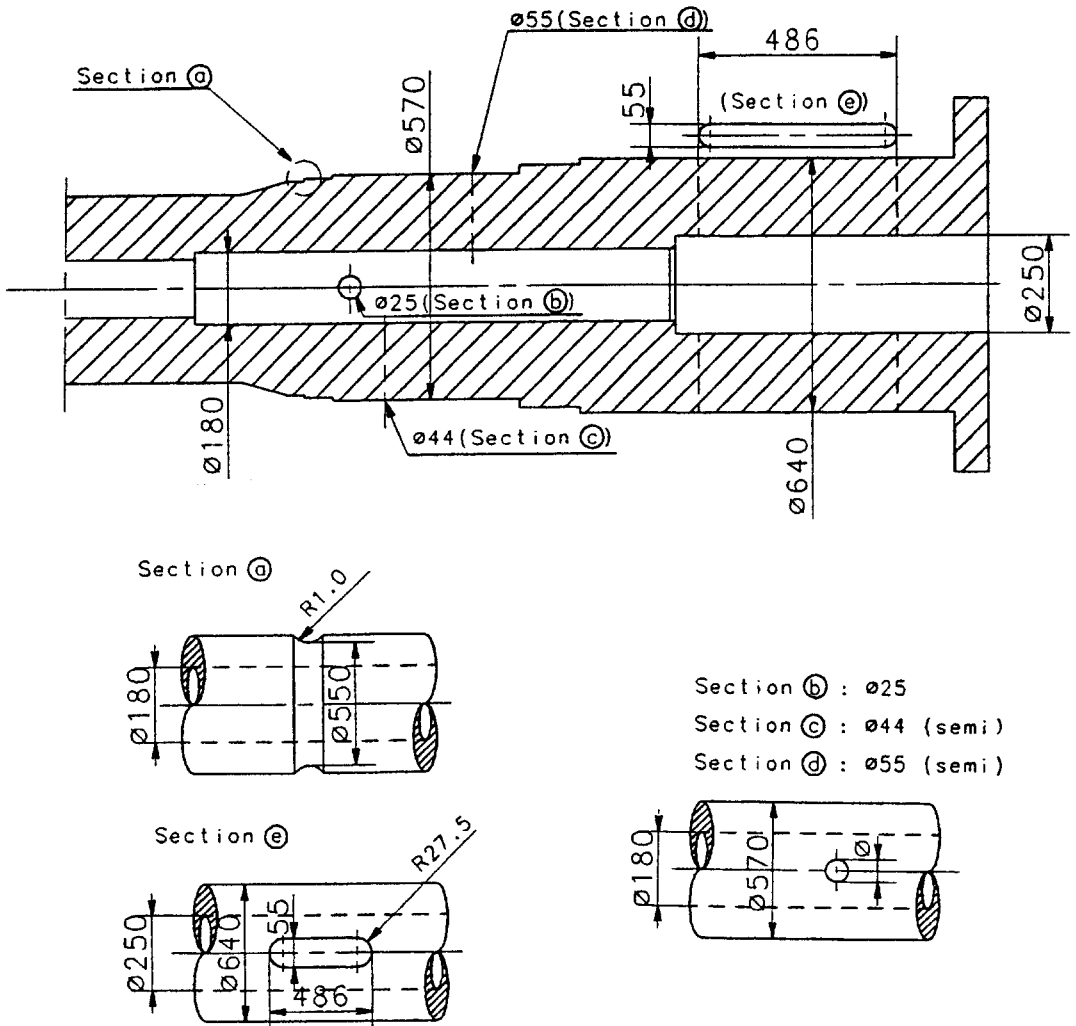


Fig. 1. Outline and section drawing for oil distributor shaft

Table 2. Fatigue strength of oil distributor shaft
(Unit : kN · m)

Section Cycles	a	b	c	d	e
10 ⁴	3593	3660	3571	3575	4596
10 ⁴	2578	2676	2609	2554	3038
10 ⁵	1849	1996	1905	1824	2001
10 ⁶	1327	1430	1391	1303	1320
10 ⁷	878	963	936	858	822

은 1.5를 고려하였다.

3. 오일 분배축의 최적설계

주기관으로 사용된 엔진과 가변의 프로펠러의 주요사양은 Table 3과 같다. 엔진의 특성상 동력은 감속기 없이 중간축을 통하여 직접 프로펠러에 전달되므로, 4행정 디젤엔진과 탄성커플링 및 감속기를 갖는 가변의 프로펠러보다는 비틀림진동이 크게 된다.

그리고 이중 가장 취약한 오일분배축의 피로강도를 증가시키기 위해 축경을 증가시키면 1절 5차 비틀림진동의 위험회전수가 높아지고 기진력이 증가하므로 비틀림진동을 제어하기가 더욱 어려워진다.

따라서 비틀림진동을 줄이기 위해 비틀림진동 감쇠기 또는 탄성커플링을 각각 엔진 앞쪽과 뒤쪽에 설치할 수 있다. 그러나 탄성커플링의 경우 전

달토크가 크고 오일 공급장치의 설치가 어려울 뿐 아니라 추가 베어링 설치 등의 여러가지 복잡한 문제로 감쇠기를 부착하여 비틀림진동을 제어하는 것이 보다 효과적이다.

고정의 프로펠러를 채용한 동형 시리즈 선박의 경우, 1절5차 공진점에서 프로펠러의 감쇠가 크고 축에 응력집중부위가 없다. 따라서 가격이 싸고 튜닝감쇠기에 비해 성능이 다소 떨어지는 점성감쇠기(Holset 2990 × 650)로 비틀림진동을 제어할 수 있었다. 그러나 가변의 프로펠러 경우 증립파치일때 엔진에 걸리는 부하는 고정익 프로펠러의 선박과 비교할 때 적더라도 프로펠러의 감쇠를 크게 기대할 수 없으므로 오히려 비틀림진동이 증가하

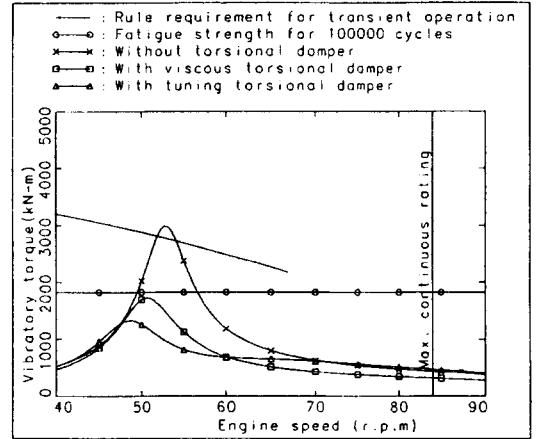


Fig. 2. Equivalent - mass - spring - system

Table 3. Specification of the 5S70MC Propulsion engine

Engine	Type	5S70MC
	Cylinder bore × stroke	700 × 2674 mm
	Power at MCR	17530 bhp × 84 rpm
	Reciprocating mass	8829 kg/cyl
	Firing order	1 - 4 - 3 - 2 - 5
	Conn. ratio (r/l)	0.436
	No. of cylinder weight	5 ea 517 ton/dry
Propeller	Typ	Controllable pitch
	No. of Blade	4 ea
	Diameter	7.6 m
	weight	36.5 ton 89500 kg · m ² (full pitch)
	Moment of inertia	74000 kg · m ² (zero pitch)

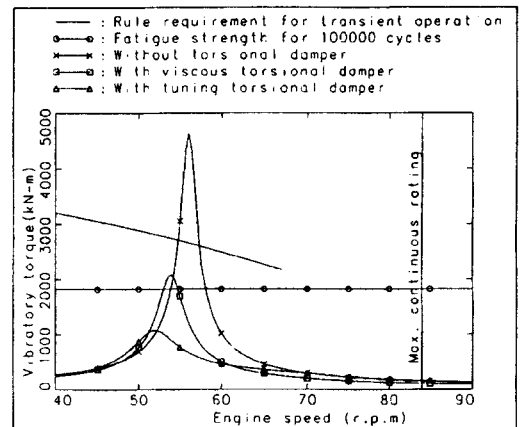


Fig. 3. The 5th order vibratory torque of oil distributor shaft with full pitch

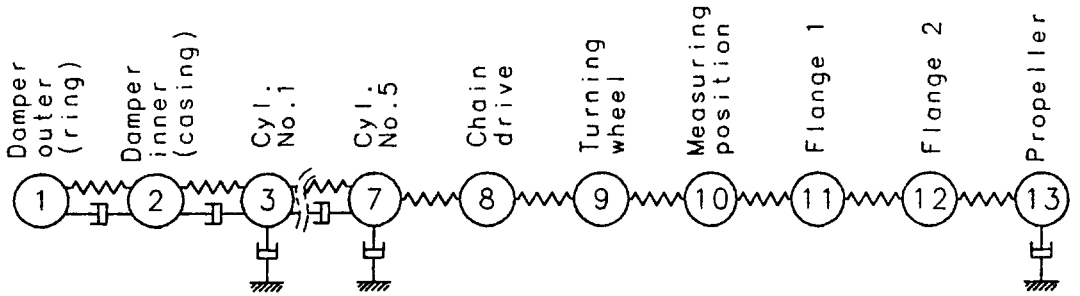


Fig. 4. The 5th order vibratory torque of oil distributor shaft with zero pitch

Table 4. Damper specifications for fixed and controllable pitch propeller design

Description	Type	Holset 2990 × 650 (viscous)	Geislinger D290A1(tuning)
Dia × width(mm)		2990 × 650	2900 × 430
M.O.I of ring or outer(kg · m ²)		23000	23000
M.O.I of casing or inner(kg · m ²)		12700	728
Damping coefficient (kN · ms/rad)		622	310
Stiffness (MN · m/rad)		-	20.5
Permissible vibratory torque(kN · m)		-	532
Weight(kg)		24767	19000

계 된다.

또한, 오일 분배축의 피로강도는 Table 2에서 보는 바와 같이 고정익 프로펠러의 축계보다 감소한다. 그리고 이 축은 운전 금지지역을 설정한다고 하더라도 선박의 수명과 안전을 고려하여 적어도 안전율 1.5와 10⁶ 사이클 정도의 피로강도를 만족하도록 설계하는 것이 바람직하다. 여기서 용량이 가장 큰 점성감쇠기로 이를 만족하지 못하므로 고정 성능의 튜닝감쇠기를 설치하여야 한다. 추진계의 등가질량계는 Fig. 2와 같다. 동형선에서 고정익 프로펠러 축계 적용시 점성감쇠기와 가변익 프로펠러 축계 적용시 튜닝감쇠기의 주요사양을 Table 3에 보인다.

Fig. 3과 Fig. 4는 감쇠기를 부착하지 않은 경우와 Table 4의 점성 및 튜닝감쇠기를 적용하여 최대, 중립피치시의 비틀림진동 주진동차수인 5차성분의 진동토크 계산 결과이다.

이 그림들을 검토하여 보면 최대 피치에서는 점성감쇠기와 튜닝감쇠기 중 어느 것을 적용하더라도 오일 분배축의 피로강도를 만족하지만, 중립피치 경우 점성감쇠기는 이를 만족하지 못한다.

4. 비틀림진동 시험 및 오일 분배축의 신뢰성

오일 분배축에 걸리는 부가응력은 주로 프로펠러와 엔진감쇠력보다는 감쇠기의 감쇠력에 좌우되기 때문에 비틀림진동은 감쇠기 내, 외륜과 중간축에서 각진폭과 부가응력을 동시에 계측하였다.

계측을 위한 측정장비 및 배치도는 Fig. 5와 같다. 엔진의 운전모드는 선박의 운항 조건에 따라 다양하게 되는데, 본 논문에서는 계산량을 줄이기 위해 편의상 프로펠러 감쇠기 가장 작은 중립피치의 운전모드와, 기진력이 가장 큰 최대피치 운전모드에 대하여 해석하고 진동 시험을 수행하였다. Fig. 6은 중립피치시 감쇠기의 외륜에서 각진폭을 계산 및 계측한 결과이다.

여기서 계측된 감쇠기 내, 외륜의 각진폭은 계산 결과보다 크다. 이를 이론적으로 규명하기 위하여 감쇠기의 감쇠계수를 바꾸어 가면서 이론적인 시

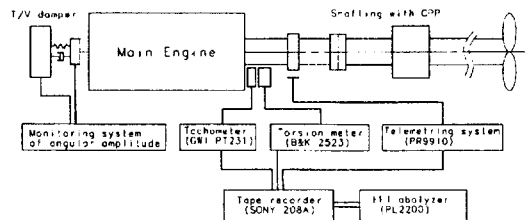


Fig. 5. Schematic diagram for torsional vibration test

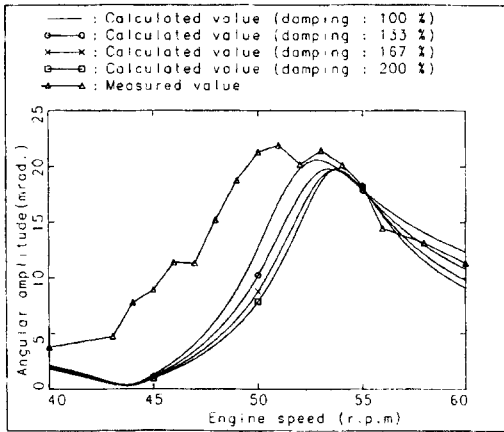


Fig. 6. The 5th order angular amplitude of damper outer with zero pitch

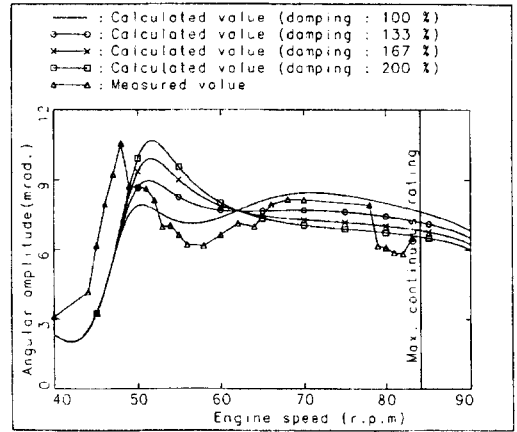


Fig. 8. The 5th order angular amplitude of intermediate shaft with full pitch

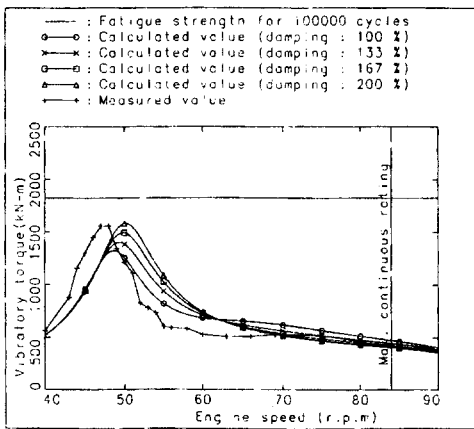


Fig. 7. The 5th order vibratory torque of oil distributor shaft with full pitch

물레이션을 수행하였으며, 그 결과 Fig.6에서 보는 바와 같이 감쇠기의 감쇠계수는 원래의 설계 값보다 2배정도 큰 것으로 판단되어진다. 주요인으로 감쇠기의 각진폭이 커서 감쇠기 내부의 오일이 비정상적으로 유동하면서 감쇠기의 감쇠계수가 증가하는 것으로 판단된다.⁽⁵⁾ Fig. 7과 Fig. 8은 최대 피치시 중간축에서 각각 계산 및 계측한 진동토크와 각진폭이다. 이 경우도 중립 피치와 동일하게 이론적인 시뮬레이션을 수행하였으며, 특히 프로펠러와 엔진의 감쇠계수는 동형선에서 계측한 결과를 이용하였으며 감쇠기의 감쇠계수는 중립 피치와 거의 동일하게 2배정도 큰 것으로 판단되어진다.

선박의 경우, 안전을 위해서 한 실린더의 착화실 패시도 정상적인 운항을 할 수 있어야 한다. 따라서 Fig. 9(a)는 이러한 조건을 임의로 만들기 위해서 엔진의 최대회전수인 84 rpm에서 엔진 부하가 50% 되도록 프로펠러 피치각을 조정하고, 실린더 No. 1의 연료를 차단하여 비틀림진동의 계측을 수행한 결과다. 이 그림의 상부에서 전압이 심하게 변동하는 위치는 실린더 No. 1의 상사점이며, 하부는 이때 계측된 축의 진동토크를 보인다. Table 7은 차수별로 오일 분배축의 진동토크에 대한 계산 및 계측 결과를 비교한 것이다. 그리고 한 실린더 착화실패시도 오일 분배축을 보호하기 위해 앞에서 계산 및 계측한 결과를 근거로 하여 84 rpm에서 엔진 부하는 50%이하로 제한하였다. Fig. 9(b)는 동일 회전수인 84 rpm 엔진 부하 100%에서, 모든 실린더가 정상적인 때 계측된 진동토크 변동이다.

오일 분배축의 피로수명은 감쇠기의 성능에 좌우되므로 감쇠기의 성능을 항상 확인하기 위하여 모니터링 시스템을 감쇠기 내, 외륜에 설치하였다. 대부분의 사고는 감쇠기 내부에 공급되는 오일의 압력이 낮거나 내부의 오일링 등이 마모에 의해서 성능이 저하되어 감쇠기의 감쇠능력이 급격히 감소할 경우 감쇠기를 설치하기 전보다 오히려 비틀림진동이 증가하여 발생한다. 따라서 이러한 축계 사고를 사전에 방지하기 위해 이론적 시뮬레이션을 수행하여 감쇠기의 각진폭에 대한 경보값을 설

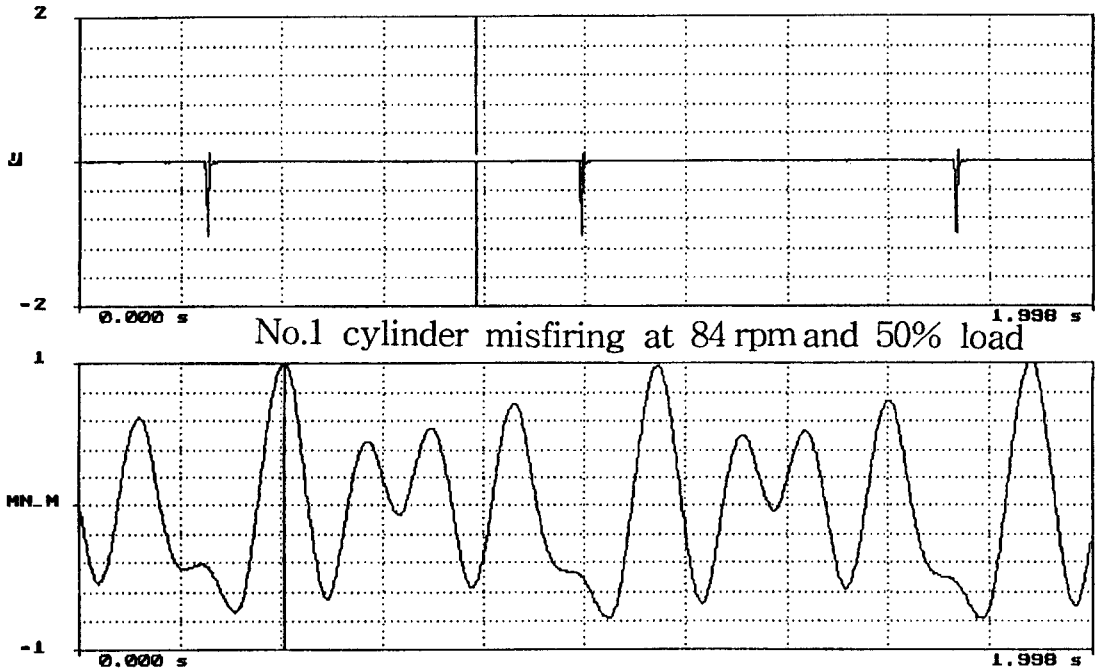


Fig. 9(a). Measured vibratory torque of oil distributor shaft with misfiring of cyl. No.1 at 84rpm and 50% engine load

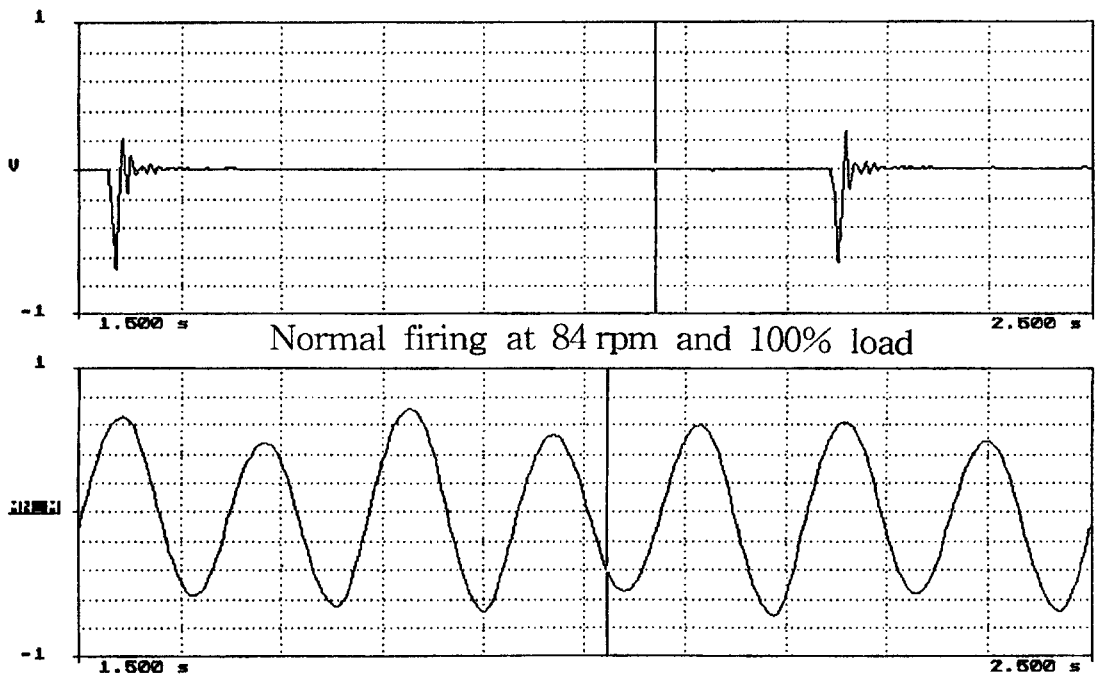


Fig. 9(b). Measured vibratory torque of oil distributor shaft with normal firing of all cyls. at 84rpm and 100% engine load

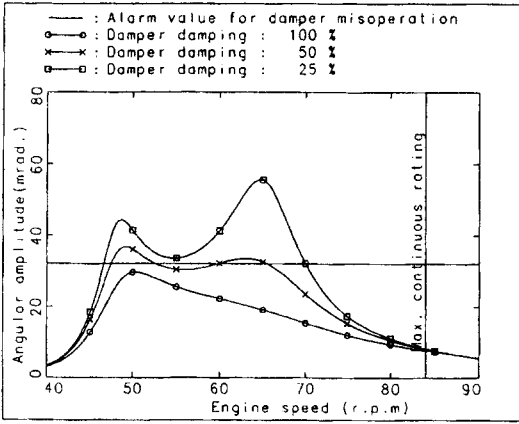


Fig. 10. The 5th order angular amplitudes of damper outer

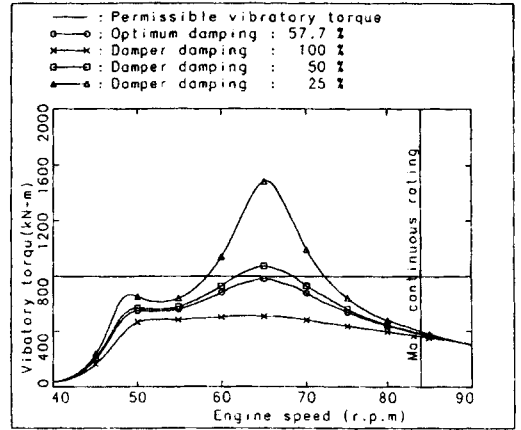


Fig. 12. Synthesized vibratory torque of tuning damper

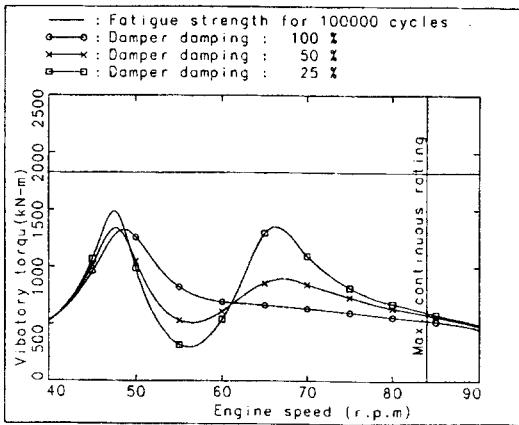


Fig. 11. Synthesized vibratory torque of oil distributor shaft

Table 5. Vibratory torques of oil distributor shaft with misfiring of cylinder No. 1 at 84 rpm and 50% engine load.

(unit : kN · m)

Order	Calculation	Measurement
1	150	131
2	162	149
3	352	335
4	106	81
5	296	267
Synth	696	867

Table 6. Angular amplitudes of intermediate shaft with misfiring of cylinder No.1 at 84 rpm and 50% engine load

(unit : mrad)

Order	Calculation	Measurement
1	18.75	16.55
2	2.8	2.13
3	1.76	2.16
4	1.26	0.95
5	4.6	4.38

정하고, 그 기능이 저하될 경우 엔진 회전수를 운전 금지구역보다 낮추거나 피치각을 감소시켜 오일 분배축을 보호하도록 하고 있다. Fig. 10 - Fig 12는 이때 감쇠기 외륜의 각진폭과 오일 분배축 및 감쇠기의 진동토크를 각각 계산한 결과다. 이 결과에 의하면 감쇠기의 감쇠가 50%이상 감소할 경우 1차적으로 감쇠기의 진동토크는 허용치를 초과하여 감쇠기가 파손되기 시작한다. 이어서 감쇠기의 기능이 점점 저하되므로 오일 분배축의 부가응력이 증가하여 크랙이나 절손사고로 이어지게 된다. 따라서 모니터링 시스템에서 이를 감지하여 필요시 수리보수를 할 수 있도록 하고 있다.

5. 결 론

본 논문은 가변의 프로펠러를 갖는 저속 2행정 5 실린더 디젤엔진 추진축계에서 가장 취약한 오일 분배축을 중심으로, 비틀림진동에 의한 피로강도를 이론적으로 검토하였다. 그리고 부가응력을 줄이기 위하여 추가적으로 튜닝감쇠기를 크랭크축

선단에 설치하고, 실선에서 각진폭과 부가응력을 계측하여 축의 해석방법에 대한 신뢰성을 검토하였으며 그 결과들을 요약하면 다음과 같다.

1. 오일 분배축의 응력집중에 대한 응력집중계수를 FEM에 의한 해석과 경험식을 적용하여 구한 결과 상당한 차이를 보여주고 있다. 따라서 축을 안전하게 설계하기 위하여 이 두가지 방법을 병행하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.
2. 튜닝감쇠기의 성능을 확인하기 위하여 진동 모니터링 시스템을 이용하여 내, 외륜의 각진폭을 계측하였다. 그 결과 감쇠기 내, 외륜의 상대 각진폭이 커서 감쇠기의 감쇠계수는 원래의 설계값보다 2배 정도 큰 것으로 판단되었다. 따라서 오일 분배축에 걸리는 부가응력이 증가하게 되므로 설계시 이를 고려하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.
3. 튜닝감쇠기의 기능이 저하될 경우 축의 부가응력이 급격하게 증가한다. 따라서 오일 분배축을 보호하기 위해 튜닝감쇠기에 모니터링 시스템을 적용하고 이론적인 시뮬레이션으로 허용값을 설정하여 대형사고를 미연에 방지하도록 하였다.

4. 엔진은 운전중 여러가지 고장에 의해 일시적인 감통운전을 피할 수는 없다. 이때 구조적으로 취약한 오일 분배축을 보호하기 위해 한 실린더 착화실패시 진동계산과 진동실험을 통해서 안전한 운전조건을 제시하였다.

참고문헌

- (1) Peterson R.E., Stress Concentration Design Factor, John Wiley and Sons, New York, 1974
- (2) Walter D. Pilkey, Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices, John Wiley & Sons, Inc, 1994
- (3) DNV, Rules for ships, Jan. 1994, Part 4, Chapter 2, Section 6
- (4) BV, Rule for Machinery, Jan. 1994, Section C, Chapter 3, Appendix 1.
- (5) HHI - EMD, "Dynamic Characteristics and Performance of Tuning Torsional Vibration Damper for Hyundai - MAN - B&W, Two Stroke Low Speed Diesel ", MAN - B&W Licensees Meeting Paper, 1993.