

시간영역에서 과도 비틀림 진동에 의한 저속 2행정 디젤엔진의 축계 피로강도 평가

An Estimation on Two Stroke Low Speed Diesel Engines' Shaft Fatigue Strength due to Torsional Vibrations in Time Domain

이 돈 출† · 김 상 환*

Don Chool Lee and Sang Hwan Kim

(2006년 10월 2일 접수 ; 2007년 6월 25일 심사완료)

Key Words : Palmgren-Miner Damage Rule(Palmgren-Miner 손상 규칙), Shaft Fatigue Strength(축 피로 강도), Time Domain(시간 영역), Torsional Vibration(비틀림 진동), Two Stroke Low Speed Diesel Engines(저속 2행정 디젤엔진)

ABSTRACT

Two stroke low speed diesel engines are widely used for marine propulsion or as power plant prime mover. These engines have many merits which includes higher thermal efficiency, mobility and durability. Yet various annoying vibrations occur sometimes in ships or at the plant itself. Of these vibrations, torsional vibration is very important and dictates a careful investigation during the engine's initial design stage for safe operation. With the rule and limit on torsional vibration in place, shaft strength fatigue due to torsional vibration however demands further analysis which possibly can be incorporated in the classification societies' rule and limit. In addition, the shaft's torsional vibration stresses can be calculated equivalently from accumulated fatigue cycles number due to transient torsional vibration in time domain. In this paper, authors suggest a new estimation method combined with Palmgren-Miner equation. A 6S70MC-C (25,320 ps × 91 rpm) engine for ship propulsion was selected as a case study. Angular velocity was measured, instead of shaft's strain, for simplified measurement and it was converted to torsional vibration stress for accumulated fatigue cycle numbers in shafting life time. Likewise, the accumulated fatigue calculation was compared with shaft fatigue strength limit. This new method can be further realized and confirmed in ship with two stroke low speed diesel engine.

기 호 설 명

b : 재질에 대한 상수
 C_K : 축의 설계 인자
 d_o : 축의 외경(mm)

r : 축의 회전속도(rpm)
 $n_1, n_2 \dots$: $S_{a1}, S_{a2} \dots$ 에서 사이클 수
 N_{f1}, N_{f2} : $S_{a1}, S_{a2} \dots$ 에서 피로 수명 사이클 수
 r_o : 엔진의 최대출력에서 축의 회전속도(rpm)
 N_C : 누적된 사이클 수
 $S_{a1}, S_{a2} \dots$: a_1, a_2 에서 응력 진폭
 $S_a (= \frac{\Delta S}{2})$: N_f 피로 사이클에서 피로 수명

† 교신저자 : 정희원, 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr
Tel : (061)240-7089, Fax : (061) 240-7282

* 목포해양대학교 대학원 기관시스템공학부

- S_f' : 사이클 1에서 절편 값
- τ_C : 비틀림 진동에 의한 연속운전의 허용응력(N/mm²)
- τ_T : 운전 금지구역의 준 정상상태에서 비틀림 진동에 의한 허용응력(N/mm²)
- σ_B : 축의 최소 극한 인장 강도(N/mm²)
- λ : 속도비($\frac{r}{r_0}$)

1. 서 론

저속 2행정 디젤엔진은 열효율과 기동성이 뛰어나 선박의 추진기관과 대용량 육상 발전용으로 많이 이용되고 있다. 이러한 장점에도 불구하고 진동을 일으키는 기진력이 타 열기관보다 커서 축계 비틀림진동을 포함한 각종진동들이 문제(1~2) 되는 경우가 많다. 따라서 각 선급(3)과 IACS(international association of classification societies)(4)은 디젤엔진을 포함한 추진축계의 비틀림진동을 엄격하게 규정하고 있다. 그러나 아직도 축계절손사고(5~7)가 종종 일어나고 있고 안전을 최우선시 하는 선박에서 이러한 사고의 재발을 방지하기 위하여 비틀림진동으로 인한 축의 피로강도에 대한 새로운 평가방법이 필요하다.

이 연구에서는 축계의 비틀림진동과 관련된 선급 및 IACS 규정의 단점을 보완하고 진동 계측을 단순화하기 위하여 응력측정 대신에 플라이휠의 각속도를 측정하여 축의 응력으로 환산하였다. 또한 Palmgren-Miner 식(8)을 이용한 등가 피로 누적 사이클을 시간 영역에서 계산하여 선박용 추진축계에 피로수명을 평가할 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

사례 연구 모델로 6S70MC-C엔진을 갖는 추진축계를 중심으로 한 이론해석과 시운전(9)을 통해서 얻은 측정결과들을 중심으로 현업에서 적합하게 사용할 수 있는지를 평가하였다.

2. 축의 피로강도 평가방법에 대한 고찰

선급(3) 및 IACS M68(4)에서는 선박추진을 위하여 동력으로 전달되는 평균전달토크와 진동토크를 동시에 고려하여 식(1)~(3)과 같이 비틀림진동에 관한 규정을 정하고 있다. 이 규정은 지난 30여년간 추진축계의 설계를 위하여 유용하게 사용되어 왔으며 최근 가변익 피치 프로펠러가 설치된 축계와 관련하여

응력집중계수를 적용할 수 있도록 보완하였다. 여기서 식(1), (2)는 엔진을 연속운전 할 수 있는 허용응력 곡선이다. 식(3)은 운전금지구역을 설정하여 일시적으로 사용할 수 있는 허용응력곡선인데 누적된 사이클의 횟수에 대해서는 명확하게 언급하지 않고 있다. 이를 보완하기 위하여 최근 DNV(노르웨이 선급협회)는 피로누적에 대한 설계 가이드라인(10)을 제시한 적이 있고, 장기적으로 설계기준을 확립하기 위하여 현재 조선소로부터 과도 비틀림 진동에 대한 실험결과들을 제출하도록 하고 있다. 축계 절손사고의 원인을 조사 분석하여 보면 설계마진의 적은 상태에서 비틀림진동에 의한 운전금지구역의 통과시간이 과다하여 피로응력의 누적, 가공 제작에 있어 불만족스러운 공정 등이 단독 또는 서로 복합되어 일어나고 있다. 사고 확률이 높은 엔진타입과 원인은 다음과 같다. 중간축과 프로펠러축은 5, 6실린더를 갖는 저속 2행정 디젤엔진에서 비틀림 진동의 공진점인 1절 5, 6차의 임계속도 통과 시 누적된 과도 비틀림응력과 상용연속운전영역의 3차 또는 다른 차수의 비틀림응력과 결합될 경우 취약하기 쉽다. 크랭크축은 10실린더를 갖는 저속 2행정 디젤엔진에서 2절 5차의 비틀림응력이 엔진을 항상 운전하는 상용연속출력(normal continuous rating)에서 비틀림응력이 커서 피로응력의 누적횟수가 증가하여 사고가 발생하기 쉽다.

$$\begin{aligned} & \pm \tau_C \\ & = \frac{\sigma_B + 160}{18} \cdot C_K \cdot C_D \cdot (3 - 2\lambda^2) \text{ for } \lambda < 0.9 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \pm \tau_C \\ & = \frac{\sigma_B + 160}{18} \cdot C_K \cdot C_D \cdot 1.38 \text{ for } 0.9 \leq \lambda < 1.05 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\pm \tau_T = 1.7 \cdot \tau_C / \sqrt{C_K} \quad (3)$$

Fig. 1에서 Basquin타입의 피로 수명(S-N)곡선은 식(4)와 같으며, 전달토크를 고려한 수정된 Goodman의 식은 식(5)와 같이 표시할 수 있다. 축의 가공 상태, 노치, 플랜지, 형상 등에 따라 응력이 집중되므로 식(5)에 응력집중계수를 적용하면 식(6)과 같다.

$$S_n = \frac{\Delta S}{2} = S_f' (N_f)'^b \quad (4)$$

$$\frac{S_a}{S_{fl}} + \frac{S_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (5)$$

$$\frac{K_f S_a}{S_{fl}} + \frac{K_f S_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (6)$$

선박의 추진용 디젤엔진은 운항여건에 따라 다양하게 사용되며 비틀림진동에 의한 축계의 피로 응력은 엔진의 회전속도에 따라 변하게 된다. 그리고 운전금지구역을 통과할 때 과도 비틀림진동에 대한 피로 누적을 이론적 계산 또는 계측한 자료를 중심으로 하여 평가하는 것이 바람직하다. 따라서 Fig. 1과 같이 Palmgren에 의해 제안된 누적된 피로 선형 피로파손 이론⁽⁸⁾ (Palmgren-Miner식)을 적용하여 정리하면 식 (7)과 같다.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \text{ (or } D) \quad (7)$$

식 (3)에서 공진점인 임계회전속도의 운전금지구역 통과를 위한 저 사이클의 누적 값을 τ_n , 그리고 일시적으로 운전할 수 있는 허용누적 사이클을 10^5 이라

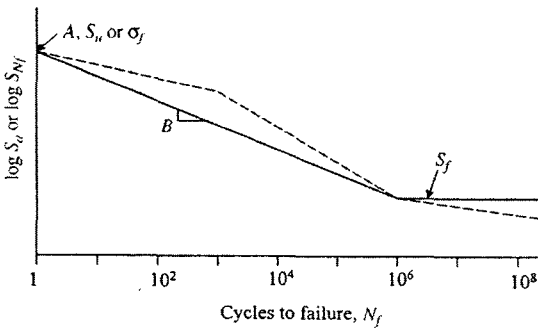


Fig. 1 Basquin type $S-N$ curve

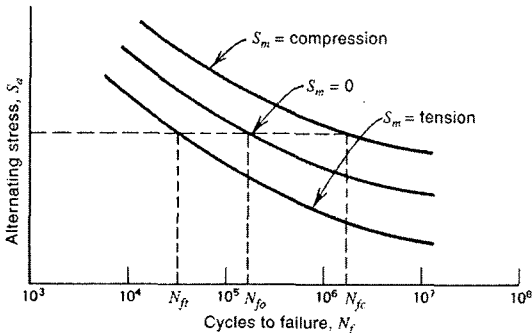


Fig. 2 Effect of mean stress on fatigue life

하고, 식 (1)~(2)에서 한 실린더 착화실패 시 운전을 포함하여 연속운전을 할 수 있는 고 사이클의 누적 값을 τ_{ch} , 영구적으로 허용할 수 있는 누적 사이클을 10^7 이라 하면 이들을 식 (7)에 적용하여 정리하면 식 (8)과 같다.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{\sum n_n}{10^5} + \frac{\sum n_{ch}}{10^7} = 1 \quad (8)$$

임계회전속도를 통과할 때(과도진동 상태)와 엔진을 항상 사용하는 상용회전수에서 실제 비틀림 응력을 각각 τ_n , τ_{ch} 라 하면 $\tau_n(10^5 \text{ cycles})$ 와 $\tau_{ch}(10^7 \text{ cycles})$ 을 기준으로 하여 상당 사이클을 계산하여 식 (8)에 적용하면 식 (9)와 같다. 여기서 저 사이클과 고 사이클은 약간 유동적이며 필요시 실험에 의해서 변경하여 사용할 수 있다. 상당 사이클은 식 (4)~(7)에서 $S_a(\tau_n, \tau_{ch})$ 를 구하고 이를 식 (4)에 대입하여 S_f 와 b 를 구하여 적용할 수 있다. 이외에도 DNV의 규정 또는 실험과 관련된 각종 문헌들⁽⁸⁾을 참고하여 사용할 수 있으며, Fig. 2는 평균응력과 함께 피로-수명 선도의 한 예를 보인다. 그 외에도 Crash astern(선박이 충돌 등의 위급할 시 갑작스런 역회전으로 전환하는 과정을 말함 : 10^3 cycles)과 같은 다른 요소들도 적용하는 것이 바람직하다.

$$\sum \frac{n_{ie}}{N_{fi}} = \frac{\sum n_{te}}{10^5} + \frac{\sum n_{ce}}{10^7} = 1 \quad (9)$$

3. 실험 대상 엔진의 비틀림진동 특성

실험 대상 선박은 일반 화물선으로 탑재된 엔진의 요목은 Table 1과 같다. 선급에서 요구하는 준정상상태에서 계산한 중간축의 비틀림진동 응력은 Fig. 3에 보이며 이때 터닝 휠(엔진에 전자식 실린더유기 설치로 비틀림진동 계측을 크랭크축 선단에서 하지 못하여 터닝 휠에서 수행 함)의 각속도 변동을 계산한 결과를 Fig. 4에 보인다. 과도 비틀림 계산은 5 sec 동안에 운전금지구역을 통과하는 것으로 가정하여 계산하였으며, 이때 중간축에 걸리는 응력은 Fig. 5에 그리고 엔진속도 변동(각속도 변동)은 Fig. 6에 보인다. 주파수 및 시간 영역⁽¹¹⁾에서 계

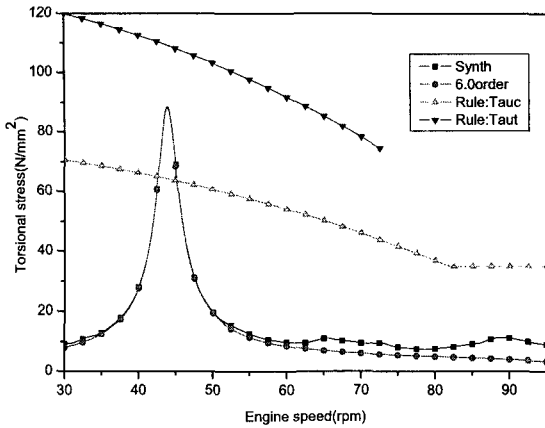


Fig. 3 The torsional stress of intermediate shaft for steady state condition

Table 1 Specification of 6S70MC-C propulsion engine

Engine	Type	6S70MC-C
	Cyl.bore×stroke	700×2,800 mm
	Power at MCR	25,320 bhp× 91 rpm
	Pmi at MCR	20.3 bar
	Recipro. mass	7,972 kg/cyl
	Firing order	1-5-3-4-2-6
	Conn. ratio(r/l)	0.488
	M.O.I(en. total)	206,865 kg·m ² (55 %)
	Minimum speed	25 rpm
	Weight	555 ton
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Dia	8,200 mm
	Dia of shaft	550 mm
	No. of blade	4 ea
	M.O.I(in water)	170,493 kg·m ² (45 %)
	Weight	47 ton

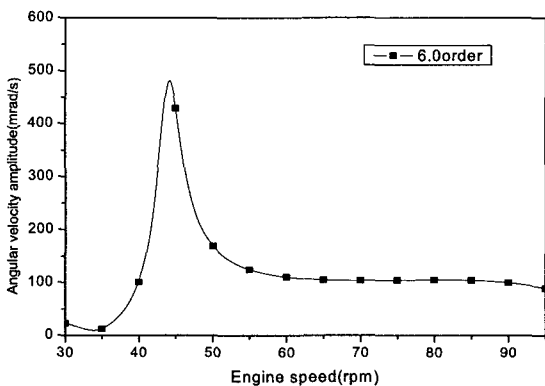


Fig. 4 The angular velocity amplitude of turning wheel for steady state condition

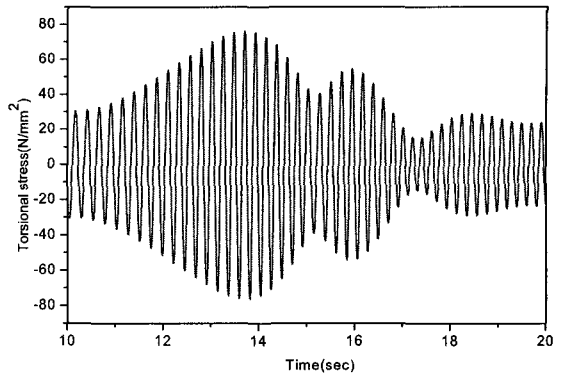


Fig. 5 The torsional stress of intermediate shaft for transient condition

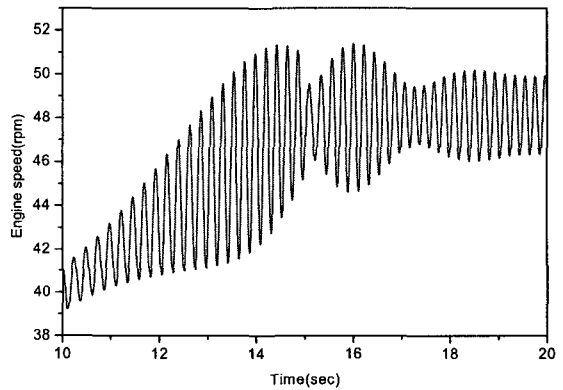


Fig. 6 Engine speed variation(the angular velocity amplitude) of turning wheel for transient condition

산을 위한 소프트웨어는 자체 개발 프로그램을 이용하였다.

4. 비틀림진동 계측 및 피로강도의 평가

비틀림진동 계측을 위하여 Fig. 7과 같이 계측장비를 배치하였다. 추진축계의 각속도변동 측정을 위하여 터닝 휠에 갭 센서를 부착하였고, 응력이 가장 큰 중간축에 Fig. 8과 같이 스트레인 게이지를 부착한 원격장치를 이용하여 비틀림응력에 관련된 진동 신호를 축으로부터 직접 얻었다. 선급 규정에 의한 준 정상상태에서 계측한 비틀림 응력결과는 Fig. 9에 보이며 비틀림진동이 가장 큰 임계회전속도인 44 rpm에서 계산 및 계측된 값을 Table 2에 보인다.

일반적으로 비틀림진동을 계측방법으로 비교적 각속도 진동이 크고 계측이 편리한 지점에서 각속도를

측정하여 이론해석결과와 비교하여 비틀림 응력을 환산하는 방법과 축에 직접 스트레인 게이지를 부착하여 응력을 측정하는 두 가지 방법이 있다. 대부분은 전자의 방법을 선호하고 있고 후자는 실패할 확률이 높고 많은 비용과 노력이 뒤따라야 하므로 엔진제작사 입장에서는 이를 꺼려하고 있다. 그러나 특정 선급(DNV)에서는 후자를 권장하고 있으며, 그 이유는 보다 정확성과 함께 선급 내부 자료 취득의 목적이 강한 것으로 판단되며 강제사항은 아니다. 이 연구에서는 두 가지 방법을 병행하였으며 운전금지구역을 통과할 때(run up) 갭 센서와 F-V변

환기에서 얻은 진동신호를 Fig. 10에 보이고 있으나, 이 자료만으로 과도 비틀림 진동을 구하기가 어렵다. 따라서 각속도를 시간변화에 따라 커브 피팅(Curve fitting) 작업이 필요하며 시간에 의존된 신호의 중심선을 지나는 곡선을 9차 함수로 가정하여 함수를 구하고 이 진동신호에서 평균속도 성분을 감한 순수한 비틀림진동은 Fig. 11에 보인다. 여기서 모든 신호는 중심선에 수렴되어 편리하게 사용할 수 있다. 일단 디젤엔진이 낮은 회전수에서 운전금지구역을 통과할 경우 엔진에 전달되는 전달토크는 준정상상태보다 증가하므로 Table 2의 엔진 및 프로펠러의 관성모멘트와 운전금지구역 통과 시간을 고려하여 소요동력과 평균토크를 계산하여 적용할 수 있다. 이 값은 임계속도 통과시간 및 선박특성에 따라 차이가 나지만 이론과 실험결과들을 검토하면 준정상상태보다 10~15%정도 증가한다. 따라서 임계회전속도는 44 rpm이지만 이보다 높은 47 rpm에 해당되는 평균 전달 토크와 선급규정의 허용 값을 적용하는 것이 바람직하다. Fig. 12는 Fig. 11을 중심으로 운전금지구역과 함께 선급 규정의 허용 값을 100%로 하여 상대 비교를 한 결과를 보인다. 등가 누적 사이클 계산을 위하여 식 (1)에서 S_f 와 b 를 계산하고 10^5 사이클을 기준으로 한 계산결과를 Fig. 13에 보이며 누적회수는 0.88(87.8%)로써 이러한 운전조건이라면 113,895회 정도 운전금지구역을 통과할 수 있다는 것을 의미한다. 이 실험은 선박건조 후 실시한 편의상 빈도수가 가장 높은 전진 시 운전금지구역 통과 실험이며 비틀림 응력 값이 선급규정보다 낮아 안전한 편이다. 그러나 실제로 비틀림응

Table 2 Torsional vibration stresses amplitude of intermediate shaft at 6th order resonance peak 44 rpm

Description	Calculation (N/mm ²)	Measurement (N/mm ²)	Rule(τ_T) (N/mm ²)
Crank shaft	28.6	32.5	About 37.5
Intermediate shaft	89.7	102.0	About 109.3
Propeller shaft	65.4	74.4	About 81.4

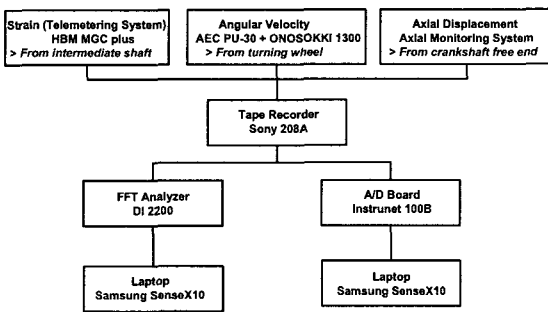


Fig. 7 Schematic diagram for T/V measurement



Fig. 8 Telemetering system at intermediate shaft

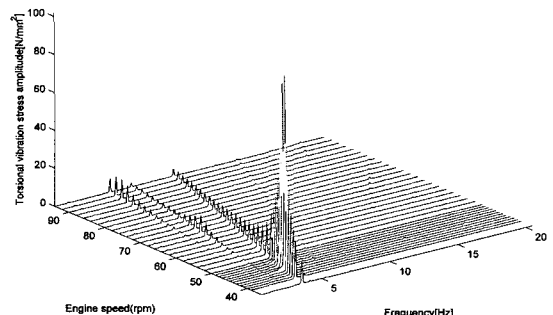


Fig. 9 Torsional stress of intermediate shaft in steady state condition

력 값이 선급허용 곡선에 근접하고 선박이 노후화되어 운전금지구역의 통과시간이 수분만 되어도 통과횟수는 수백회로 줄어들 수 있다. 또한 고정익 프로펠러의 선박이 후진 시 과도한(일반적으로 전진시보다 10~30% 증가) 비틀림응력의 영향을 받아 축계 절손 사고로 이어질 수 있다. Fig. 14는 스트레인게이지로부터 얻은 비틀림응력으로 Figs. 12, 13과 같은 과정을 통해서 등가 누적 사이클을 계산할 수 있다. 여기서 엔진회전수가 변하더라도 비교적 진동 신호가 안정적이며 비틀림응력의 환산절차가 없기 때문에 등가 누적 사이클 계산은 간편하다. 측정방법으로 두 방법을 비교하여 보면 각속도 측정 방법이 약간 높았으며 오차가 크지 않아 어느 방법을 사용하더라도 문제가 없음을 확인할 수 있었다.

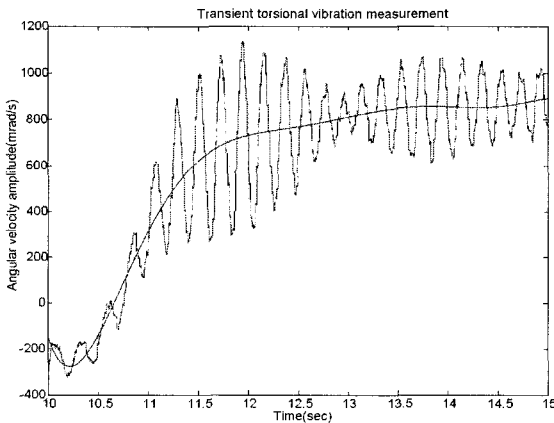


Fig. 10 Angular velocity amplitude gained directly from gap sensor and F-V converter at turning wheel

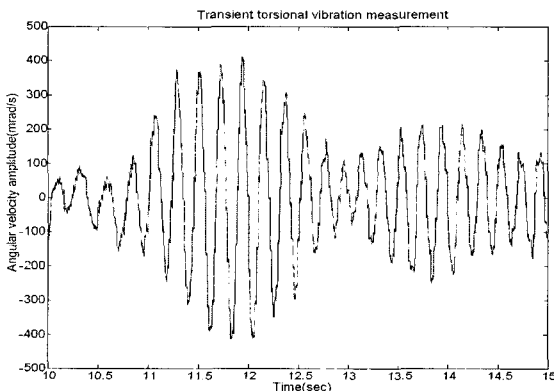


Fig. 11 Angular velocity amplitude filtered from gap sensor and F-V converter at turning wheel

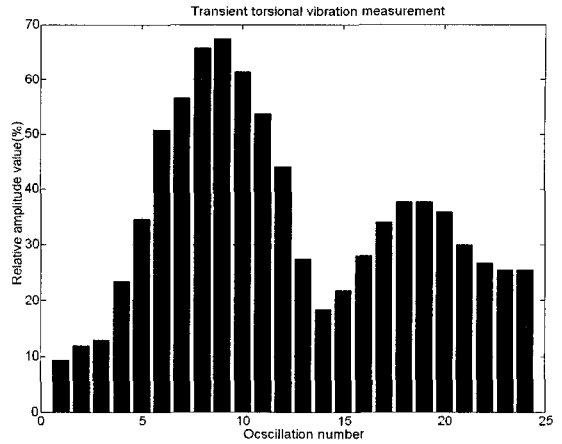


Fig. 12 Relative comparison value of angular velocity amplitude of turning wheel for rule requirement

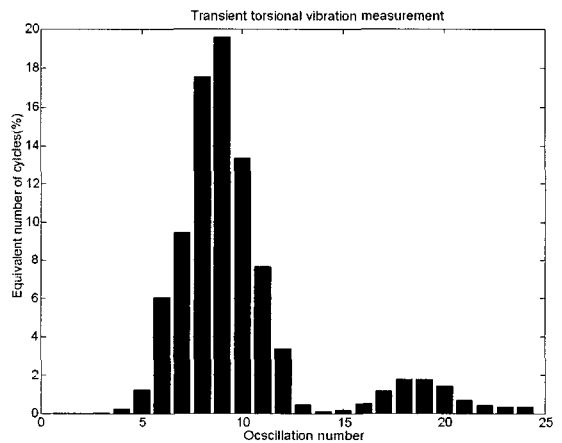


Fig. 13 Equivalent cycles of angular velocity amplitude of turning wheel for rule requirement

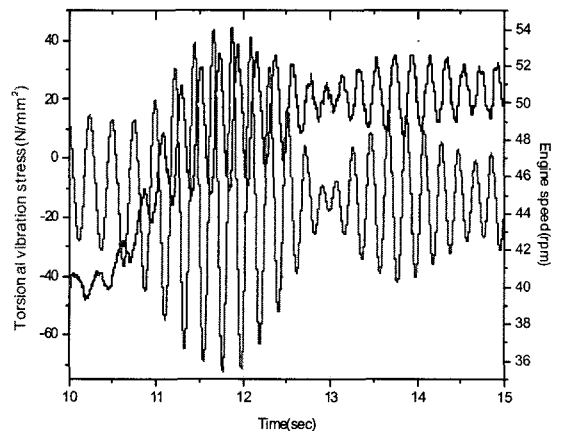


Fig. 14 Torsional stress of intermediate shaft

5. 결 론

참 고 문 헌

최근 디젤엔진의 출력증가와 함께 선박에서 주기 관의 과부하에 의한 운전금지구역의 통과지연, 추진 축계의 제작상 품질 저하로 인한 응력집중, 비틀림 진동에 대한 부적절한 설계 등으로 인하여 축계절손 사고가 종종 일어나고 있다. 이 연구에서는 이러한 사고를 미연에 방지하기 위하여 시간영역에서 비틀림진동에 의한 누적된 응력에 대한 피로강도를 평가하는 방법을 제안하였다. 그리고 실험 대상으로 6S70MC-C엔진을 모델로 선정하여 이론 해석 및 계측을 수행하여 타당성을 조사하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 현재 IACS 및 선급규정만으로 비틀림진동에 의한 축계사고를 방지하기는 현실적으로 어려울 것으로 판단된다. 따라서 디젤엔진의 운전조건에 따른 축의 피로 누적 계산에 의해 축의 피로강도 및 수명을 평가할 수 있는 방법을 개발하여 제안하였으며 실제 엔진에 적용하여 검토한 결과 적합하게 사용할 수 있음을 확인하였다.

(2) 종전에는 과도 비틀림진동 측정 및 평가를 위하여 대부분 스트레인 게이지를 이용한 응력 측정방법을 사용하였지만, 저자들은 이 방법 대신에 각속도 진폭이 큰 임의의 질점의 각속도를 측정하고 이를 커브 피팅하여 축의 응력 값으로 환산하였다. 그 결과 각속도 진폭만으로도 손쉽게 축의 피로누적에 의한 축의 강도를 평가할 수 있었으며 이를 새로운 방법으로 제안하고자 한다.

(3) 이 논문에서는 축의 피로 누적에 대한 평가를 신조선의 해상 시운전에 의존하였지만 운항선박에서는 초기 선박의 프로펠러의 설계 마진, 선박의 종류, 선박의 운항조건, 선주와 운전자의 엔진 운전 취향, 운항 항로 등 외부 영향을 많이 받게 되므로 좀더 정확한 평가를 위해서는 운항조건도 추가로 분석하여야 한다.

(1) MAN B&W, 1998, Vibration Characteristics of Two stroke Low Speed Diesel Engines, MAN B&W.

(2) Jenzer, J., 1997, Vibration Aspect (Some vibration aspects of modern ship installations), Wärtsilä NSD.

(3) Korean Register of Shipping, 2005, Torsional Vibration of Shaftings, Rule Book Part 5 Chapter 4.

(4) International Association of Classification Societies, 2005, Dimensions of Propulsion Shafts and Their Permissible Torsional Vibration Stresses, IACS UR M68.

(5) Davies, P. D., 2002, Torsional Vibration-Case Study of a Shaft Failure, Lloyd's Register.

(6) Germanischer Lloyd, 2002, Harmonisation of Rules Regarding Vibration Analysis and Shafting Layout, CIMAC(International Council on Combustion engines) Meeting of 2003-05-15 in Copenhagen.

(7) Sasaki, S., 2005, Recent Vibration Problems and Its Trend, Journal of the Japan Institution of Marine Engineering Vol. 40, No. 5, pp. 37~41.

(8) Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. and Fuchs, H. O., 2001, Metal Fatigue in Engineering, Jon Wiley Sons. Inc.

(9) Dynamics Lab. of Mokpo National Maritime University, 2006, Torsional Vibration Measurement of Hyundai-Samho Ship, Document No. MDL-06062.

(10) Det Norske Veritas, 2001, Calculation of Shafting in Marine Application, Classification Notes No. 41.4.

(11) Lee, D. C., Yu, J. D. and Jeon, H. J., 2002, Theoretical Analysis about Transient Torsional Vibrations of Two Stroke Low Speed Diesel Engines, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 830~835.