

주파수 영역에서 비틀림진동에 의한 저속 2행정 디젤엔진을 갖는 추진축계의 피로강도 해석

Fatigue Strength Analysis of Propulsion Shafting System with Two Stroke Low Speed Diesel Engine by Torsional Vibration in Frequency Domain

김상환†·이돈출*

S.H. Kim, D.C. Lee

Key Words : Dirlik Method(Dirlik 법), Frequency Domain(주파수 영역), Power Spectral Density(파워 스펙트럼 밀도), Probability Density Function(확률 밀도 함수), Propulsion Shafting System(추진축계), Fatigue Strength(피로 강도), Torsional Vibration(비틀림 진동), Two Stroke Low Speed Diesel Engine(저속 2행정 디젤엔진)

ABSTRACT

Prime movers in most large merchant ships adapt two stroke low speed diesel engine which has higher efficiency, mobility and durability. However, severe torsional vibration in these diesel engines may be induced by higher fluctuation of combustion pressures. Consequently, it may lead sometimes to propulsion shafting failure due to the accumulated fatigue stresses. Shaft fatigue strength analysis had been done traditionally in time domain but this method is complicated and difficult in analysing bi-modal vibration system such as the case of cylinder misfiring condition. In this paper authors introduce an assessment method of fatigue strength estimation for propulsion shafting system with two stroke low speed diesel engine in the frequency domain.

기 호 설 명

b : 재질에 대한 상수

$E(P)$: 피크의 기대 값

$G(f)$: 주파수 f 에서 PSD의 값

m_0, m_1, m_2, m_4 : PSD에 대한 0, 1, 2, 4승의 면적 모멘트

$N(s)$: 응력 범위 s 에 대한 사이클의 수

$n_1, n_2 \dots$: $S_{a1}, S_{a2} \dots$ 에서 사이클 수

N_{f1}, N_{f2} : $S_{a1}, S_{a2} \dots$ 에서 피로 수명 사이클 수

$S_{a1}, S_{a2} \dots$: $a1, a2$ 에서 응력 진폭

$S_a (= \frac{\Delta S}{2})$: N_f 피로 사이클에서 피로 수명

S'_f : 사이클 1에서 절편 값

$p(s)$: 확률밀도 함수

T : 시간(sec)

1. 서론

대형 선박에서 주로 사용하고 있는 저속 2행정 디젤엔진은 열효율과 기동성이 뛰어나다. 그러나 연소압력 변동으로 인한 여러가지 진동을 일으키는 기진력이 타 동력기관보다 커서 추진축계의 비틀림진동, 종진동 및 엔진의 구조진동이 일어날 수 있다. 특히 비틀림진동은 추진축계의 안전과 직결될 뿐 아니라 이때 발생하는 토크변동과 추력변동은 선체에 전달되어 거주구를 포함한 선체진동을 일으킬 수 있다. (1-2)

† 김상환, 목포해양대학교대학원

E-mail : okldcvib@mmu.ac.kr

Tel : (061) 240-7089, Fax : (062) 240-7282

* 목포해양대학교

따라서 선급^(3~4)과 IACS (International Association of Classification Societies)⁽⁵⁾는 주 엔진을 포함한 추진축계의 비틀림진동을 엄격하게 규정하고 있고 계산과 동시에 계측을 통해서 확인하고 있다. 그러나 아직도 축계절손사고^(6~8)가 종종 일어나고 있고 안전을 최우선시 하는 선박에서 이러한 사고의 재발을 방지하기 위하여 비틀림진동으로 인한 축의 피로강도에 대한 정확한 평가가 필요하다. 저자들은 1차적으로 공진점인 운전금지구역을 통과하기 위하여 Quick-passing시 피로누적에 대한 평가를 시간영역에서 수행한 바 있다. 그러나 선박의 주기관으로 사용되는 저속 2행정 디젤엔진을 갖는 추진축계에서 필요시(연소계통에서 갑작스러운 고장으로 인한) 장시간 사용할 수 있는 한 실린더 착화실패시와 엔진을 상시 사용하는 상용운전영역에서 두개 이상의 차수 또는 2개 이상의 진동모드가 동시에 일어나게 된다. 이러한 경우 축의 피로 강도를 단순하게 시간영역에서 평가하는 데는 어려움이 많을 뿐 아니라 정확성이 떨어지게 된다.

본 연구에서는 이러한 단점을 보완하기 위하여 선박용 추진축계 특성에 적합하게 주파수영역에서 축의 피로강도를 평가할 수 있는 방법을 개발하고자 한다. 축이 받는 비틀림진동응력의 경우 시계열 함수를 주파수영역의 확률밀도함수(PSD)의 형태로 변환하여 확률밀도 함수인 주파수영역의 전달함수로 표현할 수 있으며, 이를 이용 피로누적과 함께 디젤엔진의 사용시간에 따라 축의 피로수명을 예측, 평가할 수 있다. 최근에는 이 방법에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며 시간주파수영역에서 평가보다 데이터처리가 간편하고 신뢰성도 높다는 연구 결과도 발표 되고 있다.

본 연구에서는 초대형 유조선의 주기관인 8RT-flex84T 엔진을 갖는 추진축계를 실험 모델로 선정하여 시운전시 얻은 실험결과로부터⁽⁹⁾ 얻은 응력 값을 이용하여 주파수영역에 의한 피로강도를 평가하여 준정상상태의 시간영역 결과와 상대 비교검토하고 있다.

2. 주파수 영역에서 피로강도 평가 방법^(10~13)

2.1 주파수 영역에서 시간 영역으로 변환

전통적인 피로 해석 방법은 진동계에 가해지는 기진력과 응답응력을 시간영역에서 해석하고 누적된 사이클을 카운팅하여 피로 수명을 계산 예측한다.

피로해석 초기에는 주파수 영역으로 표현된 가진력 또는 응력을 피로 해석하기 위하여 Fig. 1과 같이 IFT(Inverse Fourier Transformation)방법을 이용하여 시간영역으로 변환하여 시간영역에서 피로 해석을 수행한다. 그러나 주파수영역 데이터는 위상정보가 없는 PSD이기 때문에 시간영역으로 정확하게 변환 할 수 없는 단점이 있다. 이 문제점을 해결하기 위하여 인가되는 랜덤파형을 에르고딕 정상 Gaussian 랜덤파형으로 가정하면, 이 랜덤 파형의 위상각

이 랜덤하다고 가정 할 수 있으므로 가능하게 된다.

이러한 방법은 주파수 영역의 표현 데이터를 시간영역으로 변환하고 전통적인 피로 해석방법을 사용할 수 있어서 편리함은 있으나, IFT를 이용하여 변환된 데이터의 양이 커지고 피로 해석시간이 길어지는 단점이 있다. 이런 단점을 보완하기 위하여 Fig. 2와 같이 주파수 영역의 데이터를 시간영역으로 변환 없이 주파수 영역 PSD로부터 직접 피로 손상을 계산, 예측하는 방법이 개발 되었다.

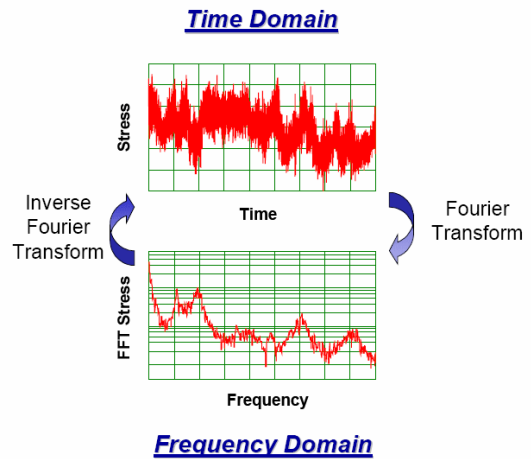


Figure 1. Fourier transformation between the time and frequency domains

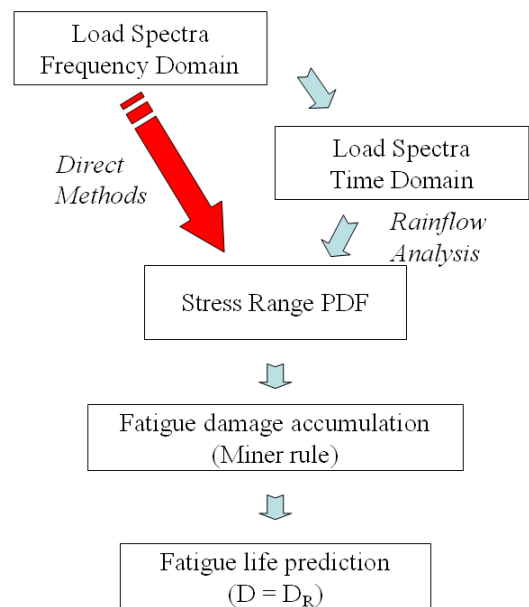


Figure 2. Flow-chart procedure used to evaluate the fatigue life in the frequency domain methods.

2.2 PSD로부터 직접 계산

주파수 영역에서 피로 해석을 하는 또 다른 방법은 Fig. 3 과 같이 PSD로부터 직접 계산하는 방법이다. 이 방법은 초기에 협대역 랜덤하중에 대하여 적용하였으나, 광대역 랜덤하중에 대하여 오차가 많아 최근에는 다양한 수정 방법들이 제안되고 있으며, 그중 1985 Dirlik에 의해 제안된 방법이 다른 연구자들로부터 신뢰성을 인정받고 있으며 대부분의 피로해석 상용 프로그램에서 적용하고 있다.

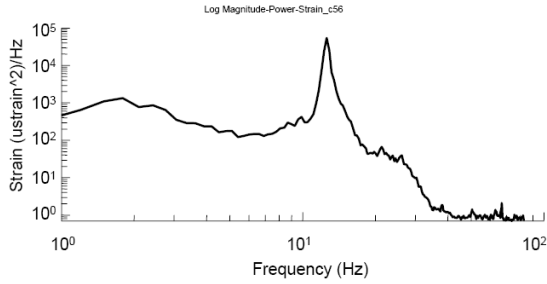


Figure 3. Power spectral density function

2.2.1 협대역 랜덤 하중에 대한 피로강도 평가

1964년 Bendat는 협대역 랜덤 파형에 대하여 응력 PSD로부터 피로수명을 계산하는 방법을 발표하였다. 이 방법은 PSD로부터 직접 피로수명을 예측하는 기법이기도 하다. 그는 협대역 랜덤 파형의 피크에 대한 확률밀도함수 (Probability density function)가 Rayleigh 분포를 따르는 것에 주목하고, 협대역 파형의 모든 피크는 그 크기에 상응하는 반대 피크가 생긴다고 가정하였다. 협대역 랜덤 파형은 주파수 영역에서는 좁은 영역의 주파수에 모든 파형이 집중해 있으며, 이 파형의 Range-mean histogram도 Rayleigh 분포를 따르게 되어, 그 피로 누적 횟수를 구하는 계산식은 (1)과 같다.

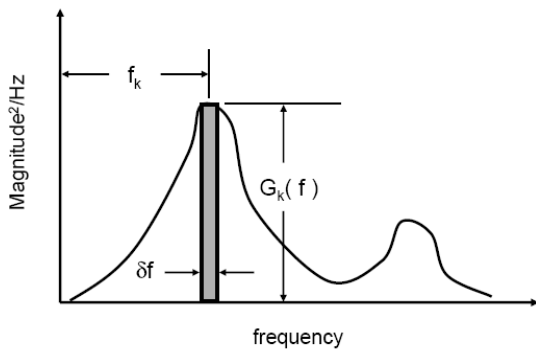


Figure 4. Power spectrum density moments

$$N(S) = E[P] \times T \times \left(\frac{S}{4 \times m_0} e^{-\frac{S^2}{8 \cdot m_0}} \right) \quad (1)$$

$$E[P] = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}}$$

m_0, m_2, m_4 에 대한 면적 모멘트는 식(2)와 같고, m_0 를 계산하기 위해서는 Fig. 4에서 PSD 곡선의 아래쪽 면적을 합하면 된다.

$$m_n = \int_0^\infty G(f) f^n df \quad (2)$$

식 (1)에서 괄호 속의 식은 Rayleigh 분포를 나타내고 있다.

이 방법은 광대역 파형에 적용할 때에는 피로 수명을 너무 짧게 예측하는 경향이 있다. 이것은 Bendat가 파형의 피크는 바로 다음에 그 크기에 상응하는 반대 피크가 온다고 가정하였기 때문에 협대역에서는 적용이 가능하지만, 광대역에서는 실제 파형과 너무 큰 차이를 보인다.

2.2.2 광대역 랜덤 하중에 대한 피로강도 평가

Monte Carlo기법을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고 광대역 랜덤하중에도 적용이 가능한 실험식이 1985 Dirlik에 의하여 제안되었다. 이 방법은 컴퓨터를 이용하여 얻어진 시뮬레이션 실험식이며, 이론적인 배경이 부족하여 사용하지 못하다가 1988년 Bishop에 의하여 이론적으로 검증되었다. 이 식의 확률밀도함수인 $p(s)$ 는 응력 PSD로부터 얻어지는 면적 모멘트인 m_0, m_1, m_2 및 m_4 4 개의 변수만으로 계산이 가능하다. Dirlik의 방법은 피로해석을 위하여 다른 비슷한 방법들보다도 폭넓게 많은 분야에서 적용 할 수 있고, 성능이 우수하여 대부분 상업용 피로해석 프로그램에 적용되어 사용하고 있다.

Dirlik의 방정식을 식 (3),(4)에 보인다.

$$N(S) = E[P] \times T \times p(S) \quad (3)$$

$$p(S) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{-\frac{Z}{Q}} + \frac{D_2 Z}{R^2} e^{-\frac{Z^2}{2R^2}} + D_3 Z e^{-\frac{Z^2}{2}}}{2 \sqrt{m_0}} \quad (4)$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2}, \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R}$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2, \quad Z = \frac{S}{2 \sqrt{m_0}}$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{D_1}, \quad \gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 m_4}}, \quad x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

Basquin 타입의 피로 수명($S-N$)곡선은 식(5)와 같으며, 전단토크를 고려한 수정된 Goodman의 식은 식(6)과 같이 표시할 수 있다. 축의 가공 상태, 노치, 플랜지, 형상 등에 따라 응력이 집중되므로 식(6)에 응력집중계수를 적용하면 식(7)과 같다.

$$S_a = \frac{\Delta S}{2} = S'_f (N_f)^b \quad (5)$$

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

$$\frac{K_f S_a}{S_{fl}} + \frac{K_f S_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (7)$$

선박의 추진용 디젤엔진은 운항여건에 따라 다양하게 사용되며 비틀림진동에 의한 축계의 피로 응력은 엔진의 회전 속도에 따라 변하게 된다. 그리고 운전금지지역을 통과할 때 과도 비틀림진동에 대한 피로 누적을 이론적 계산 또는 계측한 자료를 중심으로 하여 평가하는 것이 바람직하다. Palmgren에 의해 제안된 누적된 피로 선형 피로파손 이론⁽¹³⁾ (Palmgren-Miner식)을 적용하여 정리하면 식(8)과 같다.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \text{ (or } D) \quad (8)$$

2.2.3 FE 해석

지금까지는 응력으로부터 PSD를 얻어 피로 수명을 예측하는 방법에 대하여 알아보았다. 최근 컴퓨터의 계산 및 처리속도가 빨라지고 다양한 프로그램의 개발로 인하여 FE 해석을 통해서 응력을 계산하고 이를 이용 PSD를 얻는 방법이 사용된다. 해석 결과가 장기간의 실험을 통해서 검증되고 반복된 작업일 경우 실험을 생략할 수 있어 경비 절감측면에서 바람직하다. 그러나 해석결과가 신뢰성이 떨어지는 경우 이 방법은 정확성이 떨어지게 된다.

3. 실험 대상 엔진의 비틀림 진동 특성

실험 대상 선박은 초대형 유조선으로 엔진의 요목은 Table 1에 보인다. 그리고 이 선박의 비틀림진동계인 질량-탄성계는 Fig. 5에 보이며 비틀림응력이 가장 큰 중간축에 Fig. 6과 같이 스트레인 게이지를 부착하여 계측을 하였다. 비틀림진동에 의한 피로응력을 평가하기 위하여 1절 8차의 공진점(28rpm)인 운전금지지역 통과시(104초간) 계측한 시간영역의 비틀림응력 값을 Fig. 7에 보인다. 이를 8초 간격으로 분해능력 0.125 Hz로 주파수 분석한 결과를 Fig. 8에 보이며 진동의 양상은 1절 진동에 의한 단일 진동 모드이다. 선박용 디젤엔진은 연료분사계통에 고장으로 인하여 한 실린더가 착화실패할 경우도 선박의 안전을 위하여 항상 운항이 가능해야 한다. 따라서 착화실패에 대한 실험을 하기 위하여 3번 실린더에 인위적으로 연료공급을 중단하고 엔진을 상시 운전할 수 있는 최대회전수인 66rpm에서 실험을 수행하였다. 이때 계측된 시간영역에서 비틀림진동 응력 값을 Fig. 9에 보이며 한 진동모드에 의해서 비틀림진동이 일어나지만 여러차수의 진동이 복합되어 있다.

Table 1. Specification of 8RTA84T-D propulsion engine

Engine	Type	8RTA84T-D
	Cyl.bore×stroke	840 × 3,150 mm
	Power at MCR	45,720 bhp× 76 rpm
	Pmi at MCR	20.3 bar
	Recipro. mass	12,628 kg/cyl
	Firing order	1-8-3-4-7-2-5-6
	Conn. ratio(r/l)	0.488
	M.O.I(en. total)	206,865 kg·m ² (55 %)
	Minimum speed	20 rpm
	Weight	555 ton
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Dia	10.3 m
	Dia of shaft	845 mm
	No. of blade	4 ea
	M.O.I(in water)	510,523 kg·m ²
	Weight	80 ton

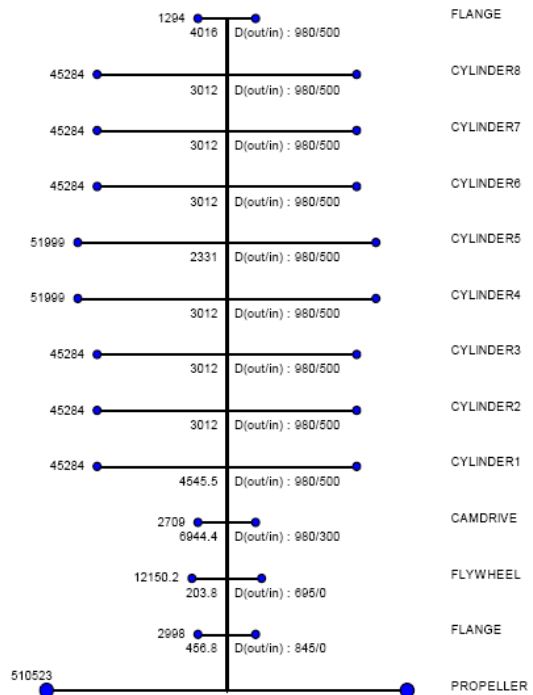


Fig. 5 Mass-elastic system for test model

이를 동일한 방법으로 8초 동안 분해능력 0.125 Hz로 주파수 분석한 결과를 Fig. 10에 보인다. 여기서 3차(3.3Hz) 성분이 가장 크지만 1차부터 5차까지 고르게 진동이 발생한다. 그리고 여러가지 진동 주파수가 동시에 일어날 경우는 시간영역에서 피로강도해석을 하기가 어렵다.

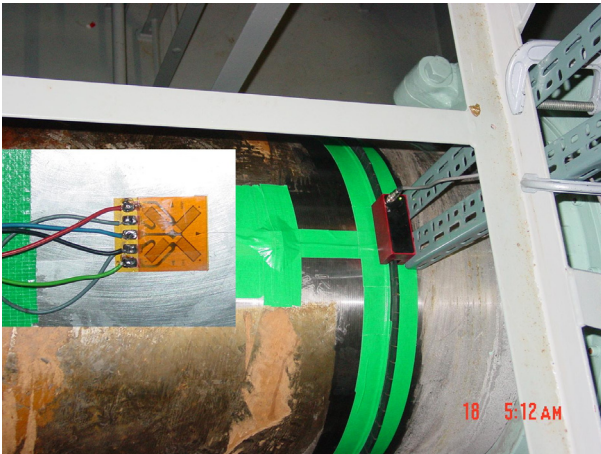


Fig. 6 Telemetering system at intermediate shaft

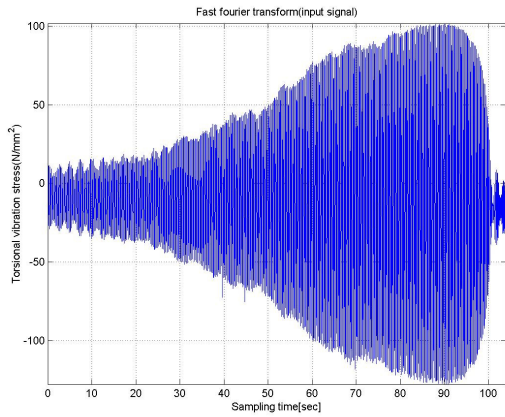


Fig. 7 Torsional vibration stress in time domain during quick passing of barred range

Fig. 8 Torsional vibration stress in frequency domain during quick passing of barred range

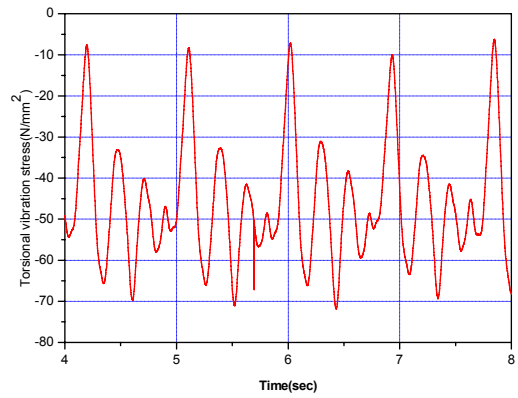


Fig. 9 Torsional vibration stress in time domain at 66 rpm with Cyl No.3 misfiring condition

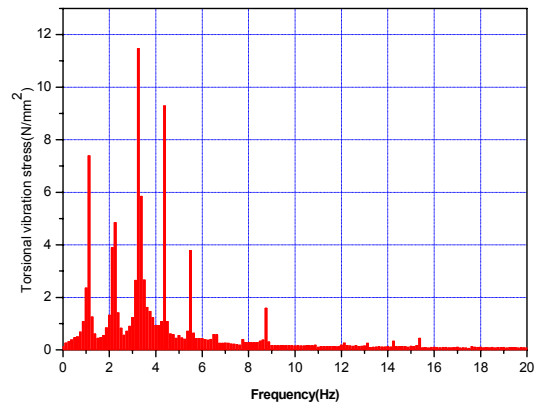


Fig. 10 Torsional vibration stress in frequency domain at 66 rpm with Cyl No.3 misfiring condition

4. 주파수 영역에서 피로강도 평가

중간축의 피로강도에 대한 평가를 위하여 앞에서 계측된 2 가지의 조건에 대한 주파수영역에서 PSD를 계산하였으며 이를 Fig. 11, 12에 각각 보인다. 운전금지구역 통과시는 단일 주파수(3.75 Hz)만이 존재하며 한 실린더 착화실패시는 엔진회전수에 대한 1~5차 성분이 고르게 발생한다. 주파수 분석결과와 PSD를 이용하여 2 가지조건 of 확률밀도함수를 구하면 Fig. 13, 14와 같다. 이 확률밀도를 이용하여 피로수명을 예측한 결과를 Table 2에 보인다. 여기서 과도진동계측시는 진동이 점차 증가하다가 감소되어 진동이 전체적으로 고르게 분포되어 있다. 따라서 확률이론에 의한 결과가 정확하다고 볼수 있다. 준 정상상태의 진동은 공진점에서 계속 진동한다고 가정한 것이므로 Dirlik법에 의한 상대비교 값 25%는 신뢰성이 높은 값이라고 볼수 있다. 그러나 한 실린더 착화 실패시는 가중 값을 적용하지 않은 상태에서

최대피크 점을 기준으로 한 준정상상태의 피로수명 값과 비교하면 10배 이상 차이가 난다. 그 원인으로 확률 밀도 값이 비교적 넓게 분포되어 있어 비틀림응력 값이 큰 값들이 분포되어 있기 때문이다. 따라서 저자들은 경험에 의해서 시간영역에서 최대피크 값의 30% 이상을 초과하는 확률밀도의 가중 값을 영으로 하여 다시 확률밀도 함수를 구한 결과를 Fig. 15에 보인다. 이 결과를 이용하여 피로 수명을 계산한 결과 피크 점을 기준으로 한 준정상상태계산보다 53% 정도 높았다. 그 원인으로는 Fig. 9에서 보인바와 같이 최대 피크값 내에는 이보다 작은 피크 진동들이 포함되어 있어 차이가 나며 비교적 오차범위 내에 존재하는 신뢰할 수 있는 값이다. 따라서 과도진동은 확률밀도 함수를 구할 때 가중 값을 적용하지 않더라도 신뢰할 수 있는 오차 범위 내에 존재하지만, 준 정상상태의 진동은 경험에 의한 가중 값을 적용하여 가능성이 없는 상대적으로 높은 진동 값들에 대한 확률 밀도를 무시한 수정된 확률밀도 값을 적용하는 것이 바람직하였다.

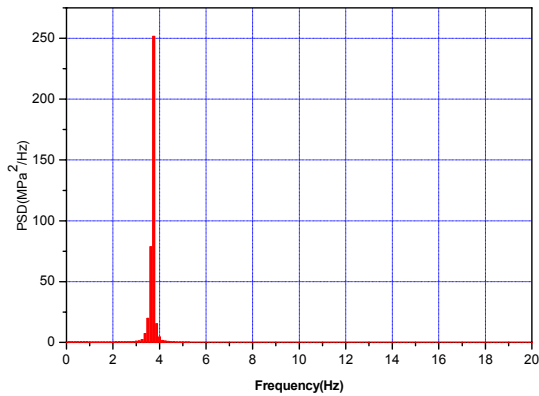


Fig. 11 Power spectrum density of torsional vibration stress during quick passing of barred range

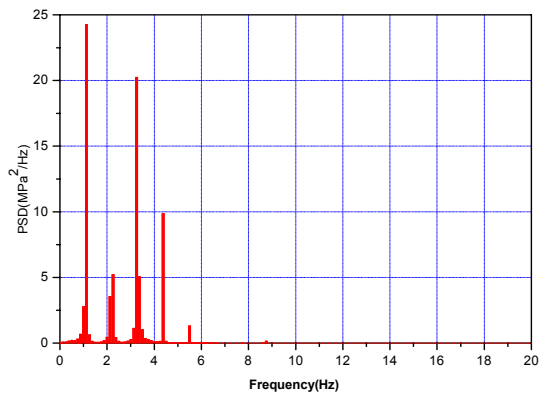


Fig. 12 Power spectrum density of torsional vibration stress at 66 rpm with Cyl No.3 misfiring condition

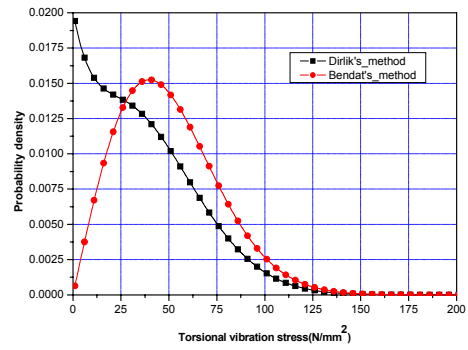


Fig. 13 Density probability of torsional vibration stress during quick passing of barred range

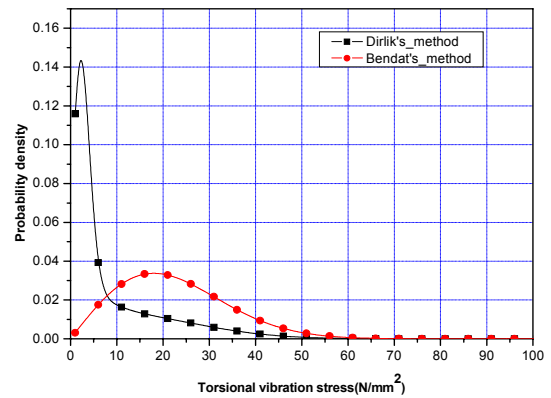


Fig. 14 Density probability of torsional vibration stress at 66 rpm with Cyl No.3 misfiring condition

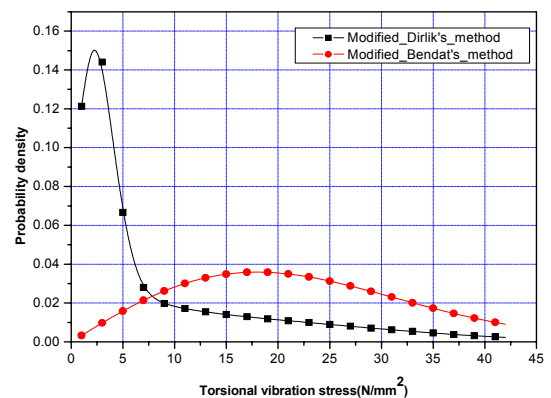


Fig. 15 Modified density probability of torsional vibration stress at 66 rpm with Cyl No.3 misfiring condition

Table 2 Assessment for total fatigue damage

(): relative comparison

Test condition and weighting factor(WF)	Total fatigue damage value(D)		
	Dirlik's method	Bendat's method	Steady state condition
Barred range passing(104 sec) without W/F	0.28E-3 (25)	0.46E-3 (41)	1.12E-3 (100)
Misfiring condition and 66 rpm(1 hr) without W/F	1.41E-3 (1270)	5.24E-3 (4719)	1.11E-4 (100)
Misfiring condition and 66 rpm(1 hr) with W/F	1.69E-4 (153)	6.45E-4 (581)	1.11E-4 (100)

5. 결론

저속 2행정 디젤엔진을 갖는 추진축계에서 비틀림진동에 의한 피로강도를 평가하기 위하여 주파수영역에서 확률이론에 입각한 통계적인 방법에 의해서 분석하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

- 1) 과도진동에 대한 확률밀도 값을 계산하기 위하여 Dirlik에 의한 통계적인 방법을 적용한 결과 비교적 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 있었다. 그러나 준정상상태의 진동은 확률이론을 그대로 적용할 경우 오차가 커서 경험에 의한 수정된 방법을 적용하는 것이 바람직하였다.
- 2) 주파수 영역에서 피로 수명을 평가하는 방법이 시간영역에서 평가하는 방법보다 간편하고 분석 시간을 절약할 수 있었다. 그러나 주파수 분석방법과 동일한 신뢰성을 갖기 위해서는 많은 경험과 유사한 실험 자료로부터 비교 검토가 선행되어야 한다.
- 3) 선박용 추진축계의 특성에 적합한 확률밀도를 계산할 수 있는 방법을 검토하는 것이 바람직하며 저자들은 앞으로 다른 연구자들에 의해 개발된 수정식들을 참고하여 보다 정확한 확률 밀도함수를 구할 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) MAN B&W, 1998, Vibration Characteristics of Two stroke Low Speed Diesel Engines, MAN B&W.
- (2) J. Jenzer, 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) Det Norske Veritas, 2001, Calculation of shafting

in marine application, Classification notes No. 41.4.

(5) International Association of Classification Societies, Feb. 2005, "Dimensions of Propulsion shafts and their permissible torsional vibration stresses", IACS UR M68.

(6) Peter D. Davies, 2002, "Torsional vibration -Case study of a shaft failure", Lloyd's Register.

(7) 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.

(8) Senichi Sasaki 2005, "Recent vibration problems and its trend", Journal of the Japan Institution of Marine Engineering Vol.40, No.5, pp37~41.

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

(10) Bishop N.W.M. & Lack L., 1996, "PSD's and Fatigue." EIS News, Pub. Engineering Integrity Society, Issue 22.

(11) Sherratt F., 1995, "Current applications of Frequency Domain Fatigue Life Estimation" Conference volume "Product Optimisation for integrity", pp 343-365. EMAS, West Midlands, England. ISBN 0-947817-47-6

(12) Halfpenny A., 1999, "A frequency domain approach for fatigue life estimation from finite element analysis", International Conference on Damage Assessment of Structures. (DAMAS 99) Dublin

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