

선박에서 스트레인 게이지를 이용한 디젤엔진의 축 동력 측정과 평가 이돈출[†] · 송명호¹ · 김상환²

(원고접수일 : 2008년 6월 18일, 원고수정일 : 2008년 8월 21일, 심사완료일 : 2009년 11월 24일)

Measurement and Assessment on the Shaft Power Measurement of Diesel Engine using Strain Gauge in Marine Vessel

Don-Chool Lee[†] · Myong-Ho Song¹ · Sang-Hwan Kim²

요 약 : 신조선 선박에서 시운전 중 주 추진 시스템의 동력을 측정하는 방법은 스트레인 게이지를 이용하여 축의 변형률로부터 얻어지는 직접적인 방법과 기계적인 또는 전기적인 픽업을 이용하여 계측한 실린더 연소압력으로부터 환산된 면적에 의한 간접적인 방법으로 구분할 수 있다. 이러한 동력은 장주기로 선박의 여러 가지 해상 운동에 의해서 그리고 단주기로는 축계의 비틀림, 축계 배치 및 횡진동의 영향에 의해서 변동한다. 본 논문에서는 축동력측정과 평가를 위하여 통계적인 해석법을 소개하고 있고, 저속2행정 디젤엔진과 감속기를 포함 중속 4행정 디젤엔진 모델에 의해서 이들이 확인되고 있다.

주제어 : 디젤엔진, 선박, 축동력계측과 평가, 스트레인 게이지

Abstract: The power measurement of main propulsion system on the new vessels can be classified with the direct method acquired from the shaft's strain using strain gauge and the indirect method converted and summed from all of cylinders combustion pressure using mechanical or electrical pickup device during the sea trial. This power is fluctuated by external factors which was influenced by various sea motions with long time interval and by internal factors which was influenced by varying torques of torsional vibration and bending moment, due to mis-aligned shaft and whirling vibration with short time interval. In this paper, the statistical analysis method for the shaft power measurement and assessment using strain gauge in marine vessels are introduced. And these are identified by the low speed two stroke diesel engine model and four stroke medium speed diesel engine model including reduction gear.

Key words: Diesel engine, Marine vessel, Shaft power measurement and assessment, Strain gage

1. 서 론

해상에서 추진용 원동기로 사용되는 디젤엔진의 동력을 정확하게 측정하고 평가하는 것은 선박의 전반적인 설계 및 운송 효율을 확인하는 과정에서 매우 중요한 작업이다. 선박용 디젤엔진의 동력을

측정하는 방법은 직접적인 방법과 간접적인 방법의 두 가지로 크게 구분할 수 있다. 전자는 스트레인 게이지를 동력이 전달되는 축에 직접 부착하여 원격측정장치를 이용해 축의 응력을 연속해서 모니터링하는 방법으로 동시성과 연속성에 있어 가

[†] 교신저자(목포해양대학교 기관시스템공학부, E-mail:ldcvib@mmu.ac.kr, Tel: 061)240-7219)

1 (주) STX중공업 기술연구소

2 (주) 바이텍

장 정확한 방법이지만, 설치비용이 고가이고 고도의 전문성이 필요하다. 후자는 실린더 내 연소 압력을 기계식 또는 전기식 지압계를 이용하여 압력을 측정하고 면적을 구하여 공장 시운전 시 측정 한 기관의 기계효율(1-2)을 이용하여 환산하는 방법으로 동시성과 연속성은 없지만 동력측정에 대한 오차가 크지 않기 때문에 지금까지 많이 이용되어 왔다.

그 외에도 간접적인 방법[3]으로 연료 펌프의 래 위치, 과급기의 회전수, 소기의 압력, 흡·배기가스의 온도 등을 종합적으로 측정하여 초기 공장 시운전 결과와 비교함으로써 엔진의 동력을 환산할 수 있으나 여전히 부정확한 요소들이 남아 있다. 해상에서 주 추진기관의 동력에 영향을 미치는 외부 요소는 선박의 운동(Roll, pitch and heave) 그리고 내부 요소는 비틀림 진동, 축계 배치 불량, 횡진동 등이며 추진기관의 동력측정방법은 ISO[3-5]와 IACS[1-2] 등에서 포괄적으로 규정되어 있고, 실제 선박설계 및 선박성능을 확인하기 위하여 앞으로 구체적인 방법에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다. 또한 최근 국내·외적으로 선박복량이 계속 증가하고 주기관이 대형화, 고출력화됨에 따라 이산화탄소 배출량이 증가하여 지구온난화가 가속화되어 EEDI[6-9](에너지 효율 설계지수)와 EEOI[10](에너지 효율 운전지수) 등 새로운 규정이 제정되고 있다.

본 논문은 선박의 성능과 운송 효율의 기준이 되는 EEDI/EEOI 계산을 위한 중요한 요소 중의 하나인 주 기관 동력을 스트레인게이지를 이용하여 측정하고 평가하는 방법에 관한 연구 결과를 소개하고자 한다. 연구를 위한 주기관은 두 종류의 저속 2행정디젤엔진과 중속디젤엔진을 모델로 하였다.

2. 해상에서 동력 변동에 영향을 주는 요소

2.1 선박의 선체운동[11]

해수면과 접해 있는 선박은 Figure 1에 보인바와 같이 6자유도 운동을 한다. 여기서 주기성을 갖는 동적인 운동은 롤(Roll), 피치

(Pitch) 그리고 히브(Heave)이다. Figure 2에 보인바와 같이 어느 한 순간에 선박이 수직으로부터 경사각 ϕ 만큼 기울어졌다고 가정하면, 선박이 안정적인 복원을 위하여 경사각 ϕ 를 줄이도록 식 (1)과 같이 모멘트가 발생할 것이다. 여기서 $\frac{\Delta}{g}k_{xx}^2$ 는 롤 방향의 관성모멘트이다. 뉴턴의 운동방정식을 적용하면 식 (2)와 같다. 여기서 식 (2)를 정리하여 다시 쓰면 식 (3)과 같다. 이 미분방정식을 주기 T_ϕ 에 대한 단순 조화함수 방정식으로 정리하면 식 (4)와 같다.

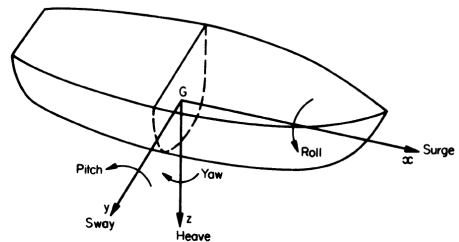
$$Moment = -\Delta \overline{GM}_T \phi \tag{1}$$

$$-\Delta \overline{GM}_T \phi = \frac{\Delta}{g} k_{xx}^2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} \tag{2}$$

$$\frac{d^2 \phi}{dt^2} = (g \frac{\overline{GM}_T}{k_{xx}^2}) \phi \tag{3}$$

$$T_\phi = 2\pi \left(\frac{k_{xx}^2}{g \overline{GM}_T} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{2\pi k_{xx}}{(g \overline{GM}_T)^{\frac{1}{2}}} \tag{4}$$

여기서 롤의 주기는 \overline{GM}_T 의 제곱근에 반비례하며 이 값이 클수록 선박은 안정적이다. 그리고 이때 단주기 선박을 'Stiffer', 장주기 선박을 'Tender'라고 하고 승선 시 대부분 장주기만을 인식할 수 있다.



Translation or rotation	Axis	Description	Positive sense
Translation	Along x	Surge	Forwards
	Along y	Sway	To starboard
	Along z	Heave	Downwards
Rotation	About x	Roll	Starboard side down
	About y	Pitch	Bow up
	About z	Yaw	Bow to starboard

Figure 1: Ship motions

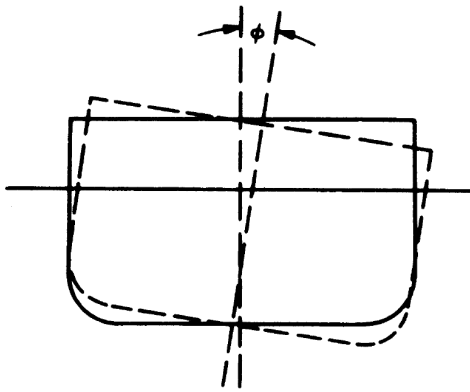


Figure 2: Rolling

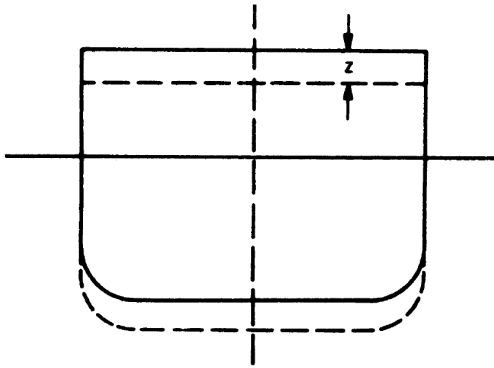


Figure 3: Heave

선박에서 피치운동도 롤운동과 동일하며 좌표만 바꾸어서 정리하면 식 (5), (6)과 같다.

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = (g \frac{\overline{GM}_L}{k_{yy}^2})\theta \tag{5}$$

$$T_\phi = \frac{2\pi k_{yy}}{(g \overline{GM}_L)^{\frac{1}{2}}} \tag{6}$$

히브운동은 Figure 3과 같이 선박이 상하로 운동하는 것으로 방정식을 세우면 식 (7)과 같다.

$$F_z = -\frac{Awz}{u} \tag{7}$$

여기서 u 는 해수의 왕복 중량밀도이다.

따라서 히브운동의 운동방정식은 식 (8)과 같고 주기를 구하면 식 (9)와 같다. 그 외에도 조파 저

항 슬래밍(Slamming) 등 여러 종류의 선박운동이 있지만 불규칙적으로 일어나고 선박의 시운전자재가 비교적 좋은 해상상태에서 수행되기 때문에 동적인 변동은 적다.

$$\frac{\Delta d^2 z}{g dt^2} = \frac{Awz}{u} \tag{8}$$

$$T_H = 2\pi (\frac{u \Delta}{g Aw})^{\frac{1}{2}} \tag{9}$$

2.2 해상 날씨[12]

해상의 상태에 따라 선박의 속도에 대한 소요 동력은 변하게 된다. Figure 4에서 선박의 평균 흘수가 6.5m인 극히 좋은 날씨에서 겉보기 슬립이 -2%이며, 극히 나쁜 날씨에서는 겉보기 슬립이 10%이다. 이 두 조건을 상대적으로 비교하면 프로펠러는 약 6% 더 많은 부하(Heavier load)로 회전하며 96rpm을 기준으로 동력은 1만 5천마력에서 1만8천마력(약 20% 증가)으로 증가하며, 이 자료는 LR(영국선급)에서 실제로 운전 중에 얻은 자료이다. Figure 5는 풍속 2.5m, 파고 4m인 해상조건에서 측정된 엔진과 동력의 자료로 1.5%(마력기준 4.6%)정도 더 많은 부하가 걸리고 있다. 이는 ISO에서 허용하는 동력측정 오차의 범위를 3% 초과하며, 이 정도의 해상조건에서 선속이나 동력측정은 바람직하지 않음을 보여준다. 이외에도 동일 선박에서 흘수에 의해 소요 동력의 차이가 나게 된다.

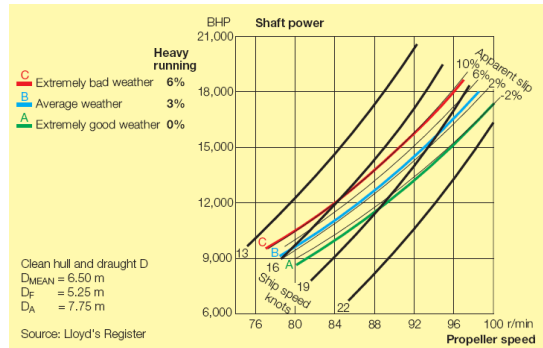


Figure 4: Service data over a period of a year returned from a single screw container ship

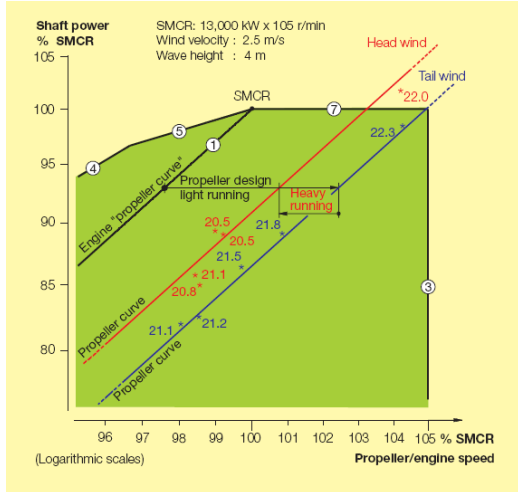


Figure 5: Measured relationship between power, propeller and ship speed during sea trial of a reefer ship

3. 동력 측정을 위한 스트레인게이지 원리[13-16]

스트레인게이지는 Figure 6에 보인 휘스톤 브리지(Wheatstone) 원리를 이용하며 브리지의 기본 원리는 식 (10), (11)과 같다. 선박용 디젤엔진에서 발생하는 전달토크는 축을 통하여 프로펠러나 발전기에 전달되는데 축의 중심선 방향과 45°각도로 발생하는 인장 또는 압축의 주응력을 계측하기 위하여 중간축 표면에 휘스톤 브리지 회로를 구성하고 전원에 연결한다. 각각의 스트레인게이지 위치에서 축 표면의 수직변형률에 비례해 스트레인게이지의 저항 값이 변하는데 이 4개의 스트레인게이지에서 발생한 저항 값의 변화는 그 절대 값이 모두 합해져서 출력단자에 전기신호로 나타난다. 이때 축 중심선과 45°방향을 이루는 변형률의 성분 이외의 것은 브리지회로에 의하여 각 스트레인게이지에서 서로 상쇄되어 없어진다.

$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R1}{R1} - \frac{\Delta R2}{R2} + \frac{\Delta R3}{R3} - \frac{\Delta R4}{R4} \right) E \quad (10)$$

$$e = \frac{1}{4} \cdot K(e1 - e2 + e3 - e4) E \quad (11)$$

여기서 휘스톤 브리지를 원리를 만족하기 위하여 4

개의 저항을 동일하게 사용하면 $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ 이고 따라서 $R_1 \times R_3 = R_2 \times R_4$ 이다.

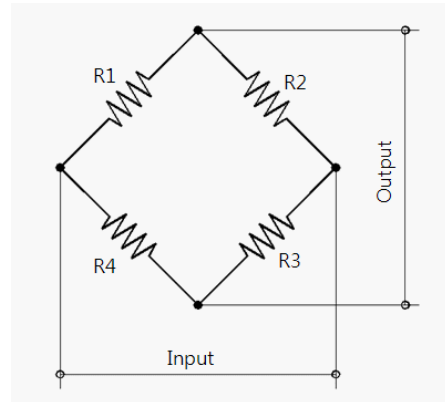


Figure 6: Wheatstone bridge

여기서 풀 브리지(Full Bridge) 회로로부터 얻은 전압을 응력 값으로 환산하여 비틀림토크(M_t)를 구하면 식 (12)와 같이 중간축의 단면계수(Z_p)를 곱하면 된다.

$$M_t = \frac{1}{2} \epsilon_i \cdot G \cdot Z_p \quad (12)$$

$$Z_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

그리고 출력 P는 전달토크에 각속도 ω 를 곱한 식 (13)과 같이 계산할 수 있다.

$$P = \omega \cdot M_t = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot M_t = \frac{n \cdot M_t}{9.55} \quad (13)$$

이러한 휘스톤 브리지를 이용한 추진축의 비틀림 응력 측정은 선박에서 오래 동안 사용한 전통적인 방법이며 초기 영점(Zero) 교정과 함께 동력도 동시에 측정할 수 있다. 장점으로는 축의 응력을 직접 계측함으로써 다른 각속도 측정을 환산한 간접적인 방법보다는 신뢰성이 높다.

선박은 프로펠러축보다는 중간축에서 굽힘 응력이 적어 정확도가 높고 장비를 설치하기 위한 공간이 넓다. 따라서 중간축에 스트레인 게이지를 부착하여 동력과 비틀림진동을 측정하게 되며 Figure 7은 중간축에 실제로 부착된 스트레인 게이지를 보

이다. 그 외에도 아주 특수한 경우 크랭크축에 부착하는 경우도 있지만 매우 위험하고 고도의 정밀성이 요구된다. 이러한 축의 토크는 원격측정장치를 이용하여 검출할 수 있다. 이와 같이 얻어진 응력에 대한 전압신호는 정적(DC)성분과 동적(AC)성분으로 구분할 수 있는데 전달된 동력은 측정된 신호를 평균하여 얻어진 DC성분이며 이 결과로부터 축 동력(SHP)으로 환산 할 수 있다. 또한 이 정적 성분을 제거하여 얻어지는 동적성분으로부터 비틀림진동에 기인한 비틀림 응력의 크기를 알 수 있다.

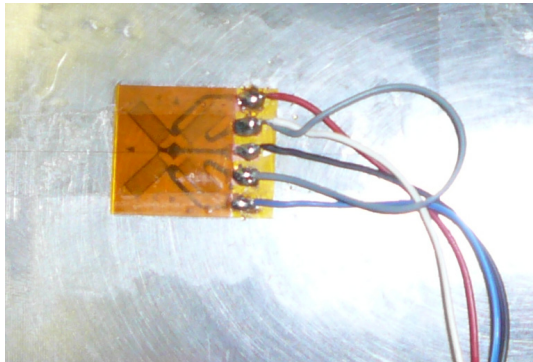


Figure 7: Strain gauge for torsional vibration stress & power measurement at intermediate shaft

4. 실선의 동력 측정 결과

실선 동력측정은 감속기 없이 직접 연결된 저속 2행정 디젤엔진으로 대형 컨테이너선의 주기인 14RT-flex-96CB (788,900 kW × 102 rpm)엔진, 초대형 유조선의 주기인 6S90MC-C(29,340 kW× 79 rpm)엔진 그리고 감속기와 함께 연결된 4행정 중속 디젤엔진은 컨테이너선의 주기인 Mak6M43(6,000 kW × 500 rpm)엔진을 갖는 추진축계를 모델로 하였다. 분석은 진동분석의 기본단위인 4 초(주파수 분석 해상도 0.25 Hz)를 기준으로 8, 16, 32, 92, 194초 순으로 증가시키면서 수행하였다. 실제 장비배치에 대한 시스템 [17-19]은 Figure 8과 같고 원격시스템에서 얻은 전압 신호를 A/D 변환기를 통해서 Laptop PC에 저장하고 후처리하였다.

모든 분석용 소프트웨어는 목포해양대학교 동역학 연구실에서 개발한 EVAMOS(Engine Vibration Analysis and Monitoring System)[15]를 이용하였다.

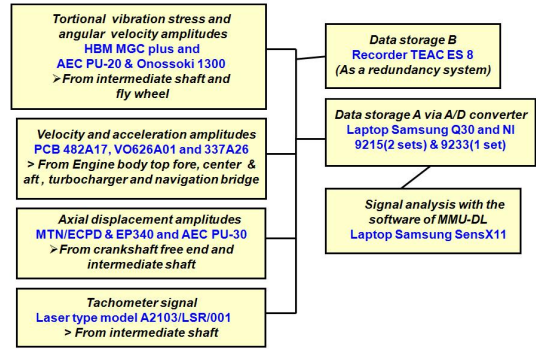


Figure 8: Schematic diagram for torsional vibration and power measurement

4.1 저속 2행정 디젤엔진의 추진축계

4.1.1 14RT-flex 96CB 엔진[17]

실험대상 선박은 14실린더를 갖는 초대형 디젤엔진이 탑재된 대형 컨테이너선으로 주기관의 부하변동이 거의 없는 연속사용출력(90% 부하)의 선속 측정 동안에 수행하였다. 토크변동은 Figure 9에서 보이며 이 기간 동안(192 초) 2회 정도 완만한 장주기의 토크변동을 확인할 수 있는데 선체운동(피칭 또는 히브)보다는 선속이 빠르기 때문에

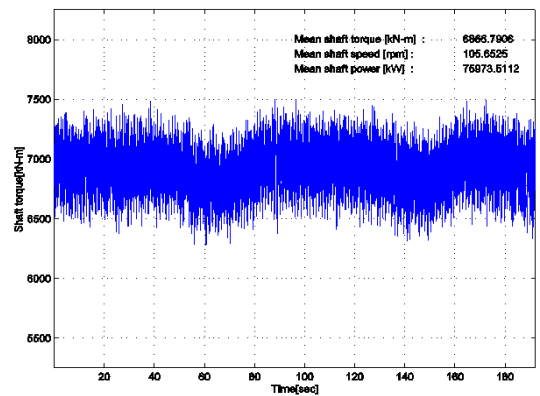


Figure 9: Transmitted torque curve at14RT-flex-96CB engine during the NCR speed test of 8600 TEU container vessel

자동항법장치(Auto-plot)에 의한 선박의 방향 조정으로 추측 된다. Figure 10은 전달토크를 주파수[9]영역에서 분석한 결과로 선체운동이 일어나는 1Hz 이하의 변동은 거의 없고, 엔진회전수의 3배수인 3차 성분과 6차 성분이 주이며 그 값의 크기는 평균토크의 2% 이하로 매우 안정적이다.

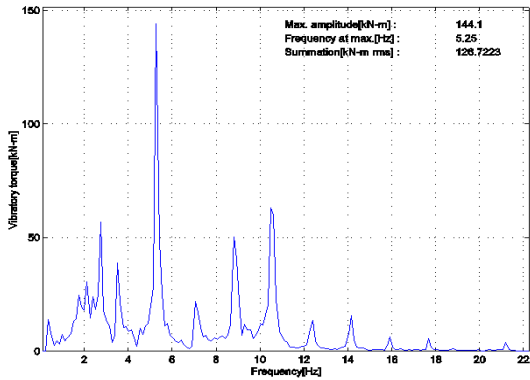


Figure 10: FFT analysis result of transmitted torque at 14RT-flex-96CB engine during the NCR speed test of 8600 TEU container vessel

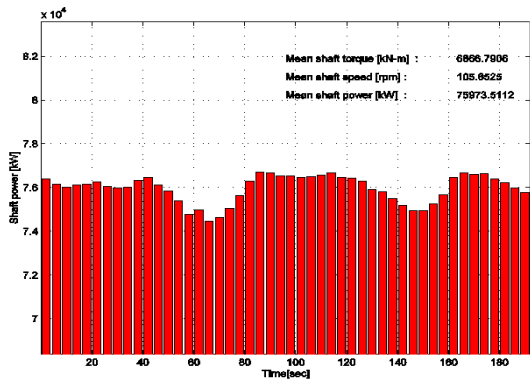


Figure 11: Measured power at 14RT-flex-96CB engine during the NCR speed test of 8600 TEU container vessel

Figure 11에서는 4초 단위로 엔진 출력 변화에 대한 그래프를 보이며 이들을 통계적으로 분석한 결과를 Table 1에 보인다. 여기서 4초 단위로 분석하더라도 편차는 3%이내에 있어 비교적 안정적이며 16초 단위까지는 편차의 폭이 크게 개선되지 않는다. 그러나 32초 단위는 1% 이내 그리고 96

초 단위는 편차가 거의 없었다. 따라서 이 선박의 경우 동력측정을 위한 최소 단위는 96초(약 100초)면 충분한 것으로 판단할 수 있다.

Table 1: Power analysis result of 14RT-flex-96CB engine by time interval during the NCR speed test of 8600 TEU container vessel

Analysis Time (sec)	Mean power (kW)	Shaft speed (rpm)	Min. power (kW)	Max. power (kW)	Standard deviation (kW)	Max. deviation (%)
4	75974	105.7	74452	76707	614.6	-2.0
8	75974	105.7	74534	76616	594.5	-1.9
16	75974	105.7	74936	76584	555.8	-1.4
32	75974	105.7	75400	76490	379.0	-0.8
96	75974	105.7	75873	76076	101.6	+0.1
192	75974	105.7	-	-	-	-

4.1.2 6S90MC-C 엔진[18]

실험대상 선박은 Figure 12에 보인 6실린더를 갖는 초장행정 엔진을 탑재한 초대형 유조선이다. 실험은 주기판의 부하변동이 거의 없는 연속사용출력(90% 부하)의 선속측정 동안에 수행하였다. 토크변동은 Figure 13에서 보이며 이기간 동안(192초) 장주기의 토크변동은 거의 없다. 그러나 불규칙한 신호가 포함되어 있고 본 연구에서는 Moving filter를 사용하지 않고 토크변동 그대로를 보여주고 있다. Figure 14는 전달토크를 주파수[10]영역에서 분석한 결과로 선체운동이 일어나는 1Hz 이하의 변동은 거의 없고, 엔진회전수의 3배수인 3차 성분과 6차 성분이 주이며 변동 값은 평균토크의 10.6%로 비교적 큰 편이다. 그러나 일반적으로 전달토크의 변동은 연속최대출력(또는 상용연속출력)에서 미 해군의 경우(감속기가 있는 4행정디젤엔진) 25% 이하로 제한하고 있고 이와 비교할 때 거의 제한이 없는 저속 2행정 디젤엔진으로 문제가 없는 것으로 볼 수 있다.

Figure 15는 4초 단위로 엔진 출력 변화에 대한 그래프를 보이며 이들을 통계적으로 분석한 결과는 Table 2에 보인다. 여기서 4초 단위로 분석하더라도 편차는 1%정도로 오히려 14실린더인 컨테이너 선 주기보다 안정적이다. 유사하게 16초 단위까지는 편차의 폭은 크게 개선되지 않으나 32초 단위는

0.5% 그리고 96초 단위는 0.1%로 편차가 없다. 따라서 이 선박의 경우 동력측정의 최소 단위는 96초(약 100초)면 충분한 것으로 판단할 수 있다.



Figure 12: 6S90MC-C engine for power measurement

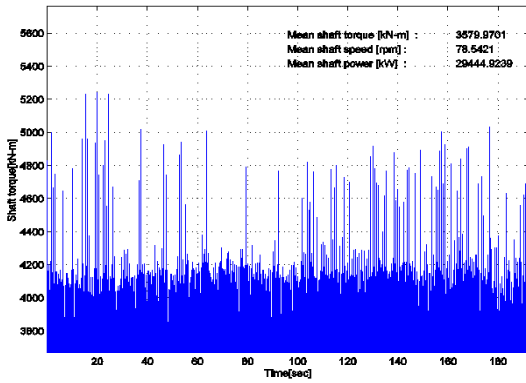


Figure 13: Transmitted torque curve at 6S90MC-C engine during the NCR speed test of 317k VLCC

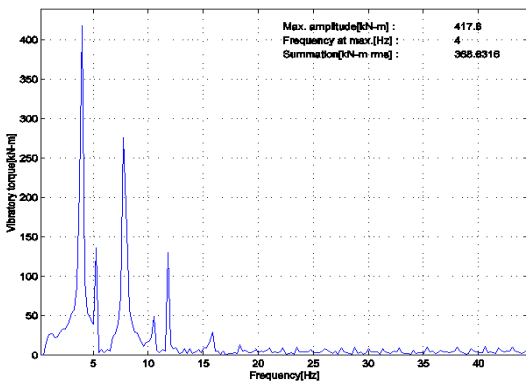


Figure 14: FFT analysis result of transmitted torque at 6S90MC-C engine during the NCR speed test of 317k VLCC

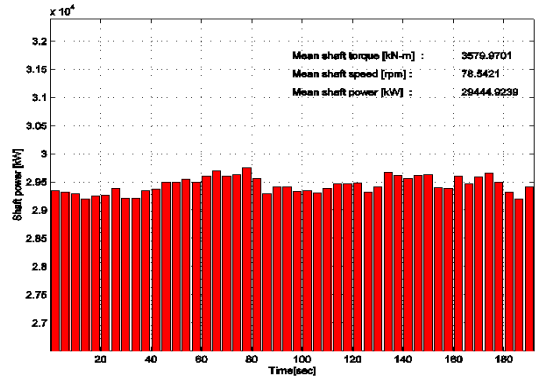


Figure 15: Measured power at 6S90MC-C engine during the NCR speed test of 317k VLCC

Table 2: Power analysis result of 6S90MC-C engine during the NCR speed test of 317k VLCC

Analysis Time (sec)	Mean power (kW)	Shaft speed (rpm)	Min. power (kW)	Max. power (kW)	Standard deviation (kW)	Max. deviation (%)
4	29445	78.5	29191	29756	147.2	+1.1
8	29445	78.5	29239	29685	131.6	+0.8
16	29445	78.5	29276	29675	121.7	+0.8
32	29445	78.5	29282	29548	90.5	-0.5
96	29445	78.5	29424	29463	19.3	-0.1
192	29445	78.5	-	-	-	-

4.2 중속 4행정 디젤엔진의 추진축계[19]

실험대상 선박은 소형 687 TEU 피더 (Feeder)선으로 선박길이는 약 130 m의 비교적 소형선박이다. 주기관은 독일 Mak6M43(6,000 kW × 500 rpm) 4행정 중속엔진으로 감속기를 통한 축 동력을 연속사용출력(NCR)에서 측정하였다.⁽¹³⁾ 토크변동은 Figure 16에서 보이며 이 기간 동안(192 초) 약 9회 정도의 장주기의 토크 변동이 일어나고 있다. 이는 해상에서 선박의 운동(아마도 히브)에 기인한 것으로 판단된다. Figure 17은 전달토크를 주파수영역에서 분석한 결과로 선체운동이 일어나는 1Hz 이하에서 폭은 크지 않지만 변동이 넓게 분포하고 있고 전달토크에 비해 상대적으로 작지만(약 1%) 축의 배치불량에 의한 프로펠러 회전수에 대한 2배수 성분이 우세하게 나타난다.

Figure 18은 4초 단위로 엔진 출력 변화에 대한 그래프를 보이며 이들을 통계적으로 분석한 결과를 Table 3에 보인다. 여기서 4초 단위로 분석하면 편차가 5%이상으로 매우 크며 분석시간을 2배씩 늘려 가면 상대적으로 줄어든다. 역시 96초 단위는 0.1%로 편차가 거의 없다. 따라서 이 선박의 경우도 동력측정의 최소 단위는 92초(약 100초)면 충분한 것으로 판단할 수 있다.

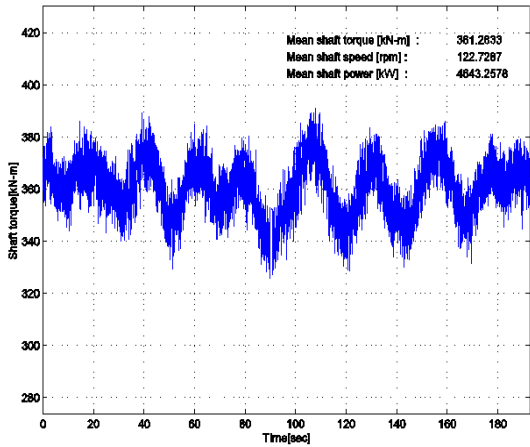


Figure 16: Measured torque curve of Mak6M43 engine during the NCR speed test of 687 TEU container vessel

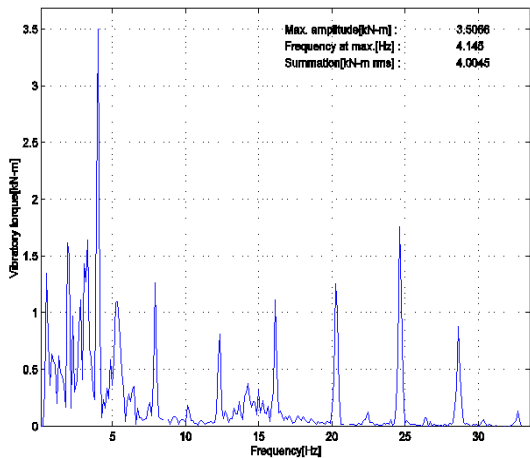


Figure 17: FFT analysis result of Mak6M43 engine during the NCR speed test of 687 TEU container vessel

Table 3: Power analysis result of Mak6M43 engine by time interval during the NCR speed test of 687 TEU container vessel

Analysis Time (sec)	Mean power	Shaft speed (rpm)	Min. power (kW)	Max. power (kW)	Standard deviation (kW)	Max. deviation (%)
4	4643.3	122.7	4397.0	4832.4	109.9	-5.3
8	4643.3	122.7	4437.4	4809.4	94.7	-4.3
16	4643.3	122.7	4504.1	4735.0	68.2	-3.0
32	4643.3	122.7	4571.1	4677.6	34.8	-1.6
96	4643.3	122.7	4639.7	4646.2	3.3	-0.1
192	4643.3	122.7	-	-	-	-

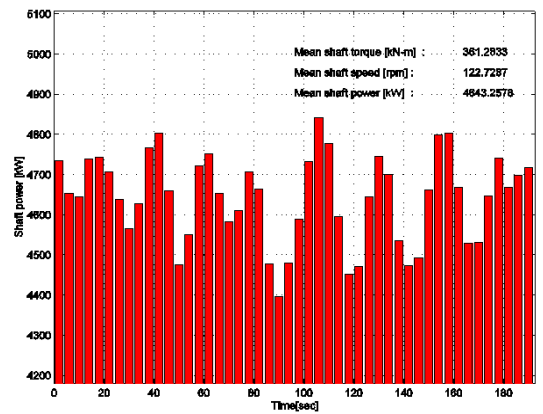


Figure 18: Power measurement result of Mak6M43 engine during the NCR speed test of 687 TEU container vessel

5. 결 론

본 연구에서는 최근 선박의 운송효율을 측정하기 위한 기준으로 IMO에서 채택된 EEDI/EEOI 값을 구하기 위하여 스트레인게이지를 이용하여 해상에서 선박에 탑재된 디젤엔진을 원동기로 추진기관의 동력측정 및 평가에 대한 연구를 통계적인 방법에 의해서 수행하였으며 그 결과를 정리 요약하면 다음과 같다.

1) 저속 2행정 디젤엔진을 주 추진기관으로 한 선박의 동력을 측정된 결과 14실린더에는 비틀림진동에 의한 영향력이 미비하였으며, 6실린더 경우 비틀림진동에 의한 변동토크가 상대적으로 큼을 알 수 있었다. 따라서 비틀림진동의 영향이 적은 8실린더 이상은 비틀림진동의 영향이 무시할 정도로

적지만 7실린더 이하를 갖는 엔진의 축 동력 측정 및 평가 시 비틀림진동의 영향을 충분히 검토하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

2) 중속 4행정 디젤엔진을 주 추진기관으로 하는 선박에서는 감속기어 및 탄성커플링의 영향을 받아 비틀림진동의 영향은 미비하였으나, 상대적으로 축의 굽힘 응력과 선박의 피칭 및 롤링 등 선체운동에 의한 영향으로 출력변동이 상당히 심하게 일어났다. 따라서 동력 측정 및 평가 시 이를 고려해야 한다.

3) 대형유조선 같은 선박이 크고 속도가 낮을수록 동력의 평균값을 구하기 위해서는 짧은 시간이라도 가능하며 약 30초 정도의 시간이면 충분할 것으로 판단된다. 반면에 선박이 작고 속도가 빠를수록 해상의 영향을 많이 받아 동력의 평균값을 구하기 위해서는 긴 시간이 필요하며 적어도 100초가 필요할 것으로 판단된다.

4) 선박의 동력측정에 관한 국제 규정은 아직까지 정해진바가 없지만 본 연구를 통해서 표준규정의 필요성을 인식하였다. 그리고 지구온난화에 기여하고 있고 비중이 높아가는 선박의 이산화탄소 배출량에 대한 규제가 심할 것으로 판단된다. 따라서 앞으로 선박에서 IMO의 EEDI / EEOI 평가 시 해상에서 주 추진 기관의 축 동력을 측정하는 것이 우선되어야하므로 본 연구는 이를 평가하는데 매우 유용할 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] ACS(International Association of Classification Societies) M50, Programme for type testing of non-mass produced i.c. engines, 2008(Rev. 3).
- [2] IACS M51, Programme for trials of i.c. engine to assess operational capability, 2008(Rev. 3).
- [3] ISO 3046-1, PART 1, Standard reference conditions, declarations of power fuel and lubricating oil consumptions, and test methods, 2001
- [4] ISO 15016, Ships and marine technology—Guidelines for the assessment of speed and power performance by analysis of speed trial data, 2002
- [5] ISO 19019, Sea-going vessels and marine technology—Instructions for planning, carrying out and reporting sea trials, 2005
- [6] 목포해양대학교, 한국선급, 선박안전기술공단, 부경대학교, 선박으로 인한 대기오염관련 국제협약 대응전략 개발(4), 국토해양부, 2009.
- [7] IMO MEPC59/INF.10, “Second IMO GHG Study 2009 Update of the 2000 IMO GHG Study(Final report covering Phase 1 and Phase 2) submitted by Secretariat”, 2009
- [8] 이돈출·멜초우엠 밀라·남정길, “신조선의 에너지효율 설계지수와 선상 동력용량에 대한 분석”, 한국마린엔지니어링학회지, 제33권 제6호, pp. 369~377, 2009.
- [9] IMO, IMO MEPC55/4/8, “Information about indexing trials according to the Interim Guidelines for Voluntary Ship CO2 Emission Indexing”, 2006
- [10] IMO, MEPC53/WP.11, “Prevention of Air Pollution from Ships”, 2005.
- [11] K.J. Rawson, E.C. Tupper, Basic Ship Theory, Butterworth-Heinemann, 2001
- [12] MAN B&W Ship propulsion(Basic principles of ship propulsion), Document NO 5510-0004-00ppr, 2006.
- [13] 김상환, 범용 A/D 변환기 및 PC를 이용한 디젤 엔진의 비틀림 진동 신호처리 및 모니터링 시스템 개발에 관한 연구, 목포해양대학교 석사학위 논문, 2002.
- [14] 조규중, 박명규, 선박 저항 및 마력계산법, 1981.
- [15] 김상환, 비틀림진동에 의한 저속 2행정 디젤엔진 추진축계 피로강도 평가, 목포해양대학교

박사학위 논문, 2007.

- [16] R.B. Randall, B.Tech., B.A, Frequency analysis, 1987.
- [17] Dynamics lab. of Mokpo maritime university, Torsional and axial vibration measurement for 8600 TEU container vessel, Document No. MDL-08021, 2008.
- [18] Dynamics lab. of Mokpo maritime university, Torsional and axial vibration measurement for 317k VLCC, Document No. MDL-08022, 2008.
- [19] Dynamics lab. of Mokpo maritime university, Power measurement for 687 TEU container vessel, Document No. MDL-07071, 2007.
- [20] 이돈출 외 4인, "선박용 엔진 진동 분석 및 모니터링 시스템(EVAMOS) 개발에 관하여", 한국소음진동공학회지, 제19권 제2호 pp, 155~161, 2009.



김상환(金尙煥)

1967년 10월생, 1992년 2월, 조선대학교기계공학과 졸업(학사), 2007년 8월 목포해양대학 대학원 기관공학과 졸업(박사), 2008년 ~ 현재, (주)바이텍 대표이사

저 자 소 개



이돈출(李敦兪)

1959년 1월생, 1981년 2월 전남대학교 기계공학과 졸업(학사), 1995년 9월 한국해양대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사) 1983년 7월~1999년 2월 현대중공업 엔진·기계사업본부 근무, 1999년 3월~현재 목포해양대학교 기관시스템 공학부 부교수



송명호(宋明鎬)

1978년 7월생. 2001년 2월 목포해양대학교 졸업 2008년 8월 목포해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사), 2008년 9월 ~ 현재 (주)STX중공업 기술연구소 근무.