

선박용 감속기어-디젤엔진 연결축의 비틀림 피로파손 분석

Analysis of the Torsional Vibration Fatigue for the Diesel Engine and Reduction Gear Connecting Shaft in a Ship

한형석† · 이경현* · 박성호* · 김청식*

HyungSuk Han, KyungHyun Lee, Sungho Park, ChungSik Kim

1. 서 론

최근 선박산업의 발전에 따라 많은 선박들이 제조되고 있으며 많은 선박들이 디젤기관을 주추진 시스템으로 사용하고 있다. 디젤엔진의 경우 크랭크축과 연결된 실린더의 폭발력으로 구동되는 기관으로 통상적으로 가스터빈 엔진이나 추진전동기 엔진에 비해 변동 토크량이 크며 이러한 변동 토크에 의한 축 파손을 야기 시키기도 한다. 특히 고출력을 요구하는 함정의 경우 디젤엔진은 V형 2행정 고속엔진을 주로 사용하고 있으며 감속기어를 채용하여 높은 정격토크를 출력하는 시스템을 도입하고 있다. 일반적으로 축에 대한 파손은 대부분 필렛, 챔퍼 등 응력 집중부의 동하중에 의해 발생하며 이에 대한 다양한 사례가 발표되고 있다⁽¹⁻⁷⁾.

미해군의 경우 엔진과 연결되는 감속기어에 대해 MIL G 17859D⁽⁸⁾를 통해서 축의 설계 기준을 제시하고 있으며 국내 함정의 경우에도 이 규격을 적용하고 있다.

본 연구에서는 키웨이를 가지는 함정용 디젤엔진의 감속기어 연결축의 진동 피로파손 사례에 대해 비틀림 변동토크 뿐만 아니라 자중 및 횡진동에 의한 변동 굽힘 모멘트까지 고려하여 분석하고자 한다.

2. 디젤엔진-감속기어 연결축 파손 형태

본 연구에서 다루는 디젤엔진 감속기어 연결축 파

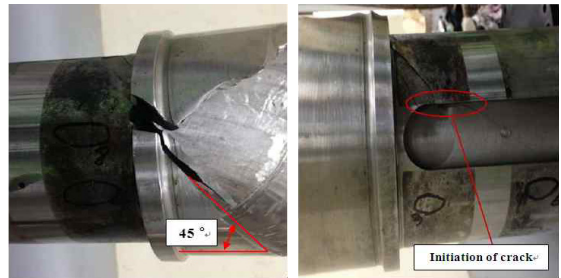


Fig. 1 Shape of the failure of the shaft

손형태는 Fig. 1과 같다. Fig. 1에서 시각적으로 파손은 축의 중심선에 대해 45도 방향으로 일어났으며 파손면이 컵 앤 콘(cup and corn)형상으로 전형적인 비틀림 피로 파손 형태임을 알 수 있다. 파손면을 거시적(macroscopic)으로 통해 볼 때 파손은 키웨이부 끝부분에서 시작되어 중심부로 나선형의 비치마크(beach mark)를 가지는 형태로 진행됨을 알 수 있었다. 따라서 축에 가해지는 응력을 정하중에 의한 응력과 변동하중에 의한 응력으로 구분하여 MIL G 17859D에 따라 분석하고자 한다.

3. 디젤엔진-감속기어 횡진동, 비틀림 진동 계측

축의 기계적 응력을 해석하기 위해서 정격 하중인 정격 비틀림 토크 외에 축에 걸리는 변동 하중의 정의가 필요하다. 본 연구에서는 축의 변동 하중을 축 자중 및 디젤엔진의 횡진동에 의한 굽힘모멘트와 디젤엔진의 변동 비틀림 토크 합으로 정의하였다.

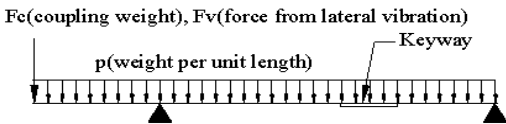
† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원
E-mail : hshan@dtq.re.kr
Tel : +82-51-750-2563, Fax : +82-51-758-3992
* 국방기술품질원 부산센터

3.1 횡진동 계측

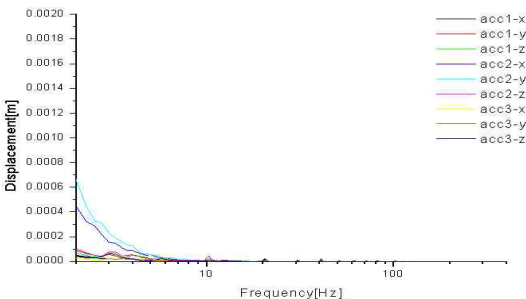
감속기어 연결축을 Fig. 2(a) 같이 단순 지지보로 가정할 때 연결축에 작용하는 굽힘모멘트는 축자중 밀도($p[kg/m]$) 및 커플링 자중(F_c)에 의해 발생하며 감속기어와 디젤엔진 간의 횡진동을 고려할 경우 이로 인한 추가적인 굽힘모멘트가 작용하게 된다. 디젤엔진의 횡진동에 의한 굽힘 모멘트는 디젤엔진의 횡진동에 의해 발생하는 힘(F_v)에 의해 발생하며 이 힘은 계측된 진동변위와 커플링의 횡방향 강성($3kN/mm$)의 곱으로 계산할 수 있다.

본 연구에서 디젤엔진 횡진동은 ISO 10816-6⁽⁹⁾에 따라 측정하였으며 B&K Type 3560B 데이터 수집기 및 PCB Type 356A02 3축 가속도계를 이용하여 총 3지점에서 측정하였다. Fig. 2(b)~(c)는 동일한 디젤엔진-감속기어 시스템을 사용하는 동일 모델 함정 2척에 대한 횡진동 계측결과이다. Fig. 2(b)~(c)에서 디젤엔진의 횡진동 변위는 운전 조건 및 함정 종류에 따라 달라짐을 알 수 있으며 진동속도의 증가원인은 10Hz 이전의 저주파 성분으로 디젤엔진과 마운팅 시스템의 진동에 의한 성분임을 알 수 있었다.

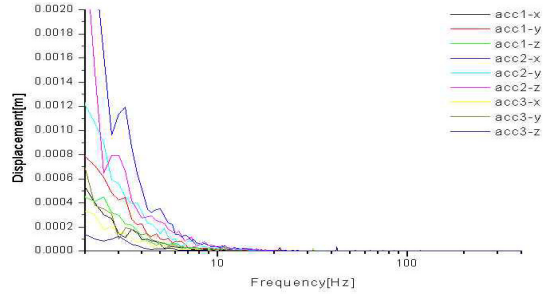
Fig. 3은 축 및 커플링 자중만 고려했을 경우와 Fig. 2(c)의 횡진동을 추가로 고려했을 경우에 대한 굽힘모멘트이다. Fig.3에서 횡진동을 추가로 고려했을 경우 굽힘모멘트는 크게 증가함을 알 수 있으며 이로부터 축 해석 시 횡진동에 의한 영향을 반드시 고려해야 함을 알 수 있었다.



(a) Schematic diagram of the reduction gear input shaft



(b) Vibration displacement (Ship 1, 0.82mm rms)



(c) Vibration displacement (Ship 2, 3.92mm rms)

Fig. 2 Lateral vibration

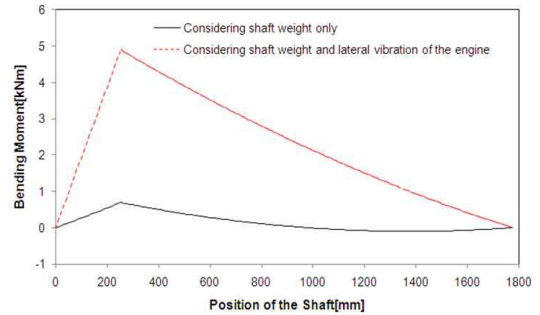


Fig. 3 Bending moment caused by lateral vibration of the diesel engine for Ship 2

3.2 비틀림 진동 계측

감속기어 연결축에 작용하는 비틀림 토크는 정격 비틀림 토크와 변동 비틀림 토크로 나누어 볼 수 있다. 정격 비틀림 토크는 식 (1)을 통해 속도별로 계산할 수 있으며 이는 Fig. 4(a)와 같다.

$$Q_T = \frac{60}{2\pi} \left(\frac{W}{\omega} \right) \left(\frac{\omega}{\omega_{\max}} \right)^2 \times K \times 1000 \quad [N-m] \quad (1)$$

여기서 Q_T 는 비틀림 토크, W 는 출력 파워(kW), ω_{\max} 는 최대회전수(rpm), ω 는 회전수(rpm), K 는 안전률이다.

교번 비틀림 토크는 TV 해석 결과 얻어진 단위 속도당 비틀림 토크($10.12kNm/(rad/sec)$)와 측정된 각속도를 가지고 계산할 수 있으며 이는 Fig. 4(b)와 같다.

4. 디젤엔진-감속기어 연결축 응력 및 안전을 계산

4.1 응력 및 안전을 계산 절차

본 연구에서는 MIL G 17859D의 Appendix D의 절차를 기준으로 축에 걸리는 응력을 분석하였다

정적합성 비틀림 응력(S_r)은 축에 걸리는 정격 토크에 의한 응력으로 최대 전단응력설에 따라 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$S_r = \sqrt{S_c^2 + (2S_s)^2} \quad (2)$$

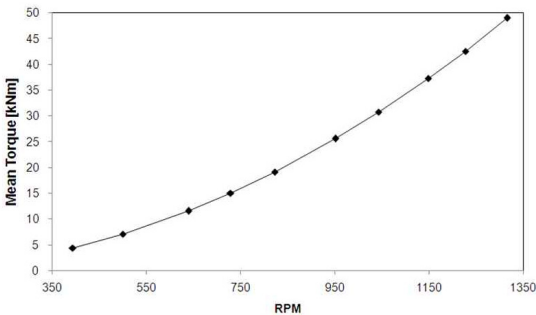
$$S_c = 0, S_s = \frac{Q_T d}{2J}, J = \frac{\pi d^4}{32}$$

여기서 S_c 는 압축응력, S_s 는 비틀림 응력, J 는 면적관성모멘트. d 는 축직경, Q_T 는 정격 비틀림 하중이다.

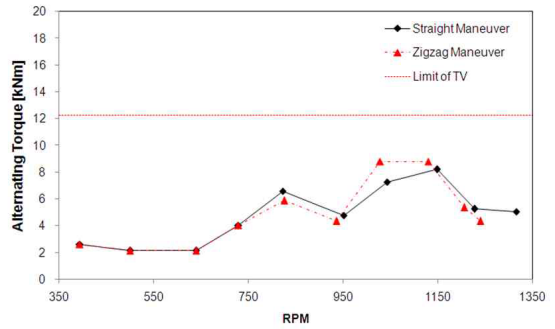
일반적으로 정적하중 하에서 연성재료(연신률 5% 이상)의 경우 응력집중부위에서 항복이 발생하나 소성 흐름(Plastic flow)에 의해서 경화가 발생하므로 정하중 작용 시에는 응력집중이 완화되어 이를 고려하지 않는다. 따라서 MIL G 17859D에서도 정격 토크에 대한 응력 집중계수는 고려하지 않는다. 하지만 소성 슬립(plastic slip)이 일어나지 않을 경우 연성재료 일지라도 항복점 이하에서는 응력집중 효과가 일부고려되어야만 한다.

충격하중일 경우 연성재료일지라도 식 (3)⁽¹⁰⁾과 같이 실응력 집중계수 계산 시 노치감도계수를 0.4~0.6 정도로 고려하며, 재료가 취성(연신률 5% 이하)일 경우 노치 계수를 0.15~0.25 정도로 고려해야 한다.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3)$$



(a) Mean stress as rpm



(b) Alternating stress as rpm

Fig. 4 Mean and alternating torque of the diesel engine

여기서 K_f 는 실응력 집중계수(Effective stress concentration factor), K_t 는 이상적 응력 집중계수(Ideal stress concentration factor), q 는 노치감도계수(notch sensitivity index)이다.

동적 하중 하에서의 교번 비틀림 응력의 경우 정적 하중과는 달리 응력집중계수를 충분히 고려해 주어야 하며 이는 식(4)와 같다.

$$S_{ar} = \sqrt{K_{f,B} S_b^2 + (2K_{f,T} S_{as})^2} \quad (4)$$

$$S_b = \frac{M_b}{Z}, Z = \frac{\pi d^3}{32}, S_{as} = \frac{T_a}{T_{max}} S_r$$

여기서 S_{ar} 는 교번 합성 비틀림 응력, S_b 는 자중과 횡진동을 고려한 교번 굽힘응력, S_{as} 는 교번 비틀림 토크에 의한 비틀림 응력, $K_{f,B}$ 는 굽힘응력에 대한 실제 응력 집중 계수, $K_{f,T}$ 비틀림 응력에 대한 실제 응력 집중 계수, M_b 는 자중 및 횡진동에 의한 굽힘모멘트, T_a , T_{max} 는 교번 비틀림 토크 및 최대 정격 토크이다.

본 연구에서 다루는 감속기어 연결축은 Fig. 5와 같이 키웨이를 통해 동력을 전달하는 구조이며 이와 같이 키웨이를 가지는 축의 경우 굽힘응력과 비틀림 응력에 대해 식 (5)~(6)⁽¹⁰⁾과 같이 응력 집중계수를 가진다.

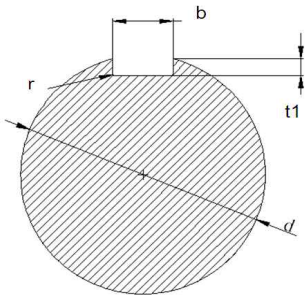


Fig.5 Shaft with keyway

$$K_{t,B} = 1.426 + 0.1643 \left(\frac{0.1}{r/d} \right) - 0.0019 \left(\frac{0.1}{r/d} \right)^2 \quad (5)$$

$$0.005 < r/d < 0.04, \quad d < 165.1mm$$

$$K_{t,T} = 1.953 + 0.1434 \left(\frac{0.1}{r/d} \right) - 0.0021 \left(\frac{0.1}{r/d} \right)^2 \quad (6)$$

$$0.005 < r/d < 0.07$$

여기서 $K_{t,B}$ 는 굽힘응력 하에서의 이상적 응력집중계수, $K_{t,T}$ 는 비틀림 응력 하에서의 이상적 응력집중계수, r 은 필렛 반경, d 는 축직경이다.

앞서 언급한바와 같이 실응력 집중계수는 식 (3)의 노치계수에 따라 달라진다. 동 하중 아래에서 필렛부의 노치계수는 굽힘 및 축력에 대해서는 식 (7)과 같으며 비틀림 모멘트에 대해서는 식 (8)과 같다⁽¹⁰⁾.

$$q = \frac{1}{1 + \alpha/r} \quad (7)$$

$$q = \frac{1}{1 + 0.6\alpha/r} \quad (8)$$

여기서 α 는 재료상수(material constant)로 켄칭 및 템퍼링 강(quenched and tempered steel)의 경우 0.0025, 어닐링 및 노말라이징 강(annealed and normalized steel)의 경우 0.01, 알루미늄 합금(Aluminum alloys)의 경우는 0.025이다.

이와 같이 정적합성 비틀림 응력과 교번 비틀림 응력이 계산되면 Goodman식, Soderberg식, Gerber식

등을 사용하여 피로에 대한 안정도 분석을 수행할 수 있다. 본 연구에서는 디젤엔진 감속기어 연결축에 대해 가장 보수적인 식인 Soderberg 식을 적용하였으며 이를 통해 안전율을 식 (9)와 같이 정의하였다.

$$S.F = \frac{1}{\frac{S_r}{S_Y} + \frac{S_{ar}}{S_F}} \quad (9)$$

여기서 S.F는 안전률, S_Y 는 항복강도, S_F 는 피로한도이다.

4.2 디젤엔진-감속기어 응력 및 안전을 계산

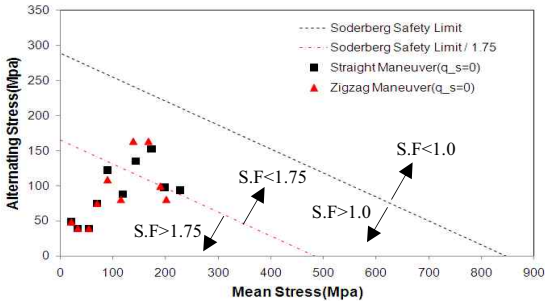
본 연구에서 다루는 축의 항복강도는 시편의 기계적 특성 평가 결과 847Mpa 임을 알 수 있었으며 피로한도는 인장강도의 0.5배에 대해 표면보정계수(surface modification factor) 및 크기보정계수(size modification factor)를 고려하여 304Mpa로 설정하였다.

Fig.6은 디젤엔진 감속기어 연결축에 대해 Fig. 4의 직진 운전 시와 선회운전 시의 굽힘모멘트와 정격 및 교번 비틀림 토크를 고려하여 계산한 축 회전수에 따른 Soderberg 선도 및 안전률 결과이다.

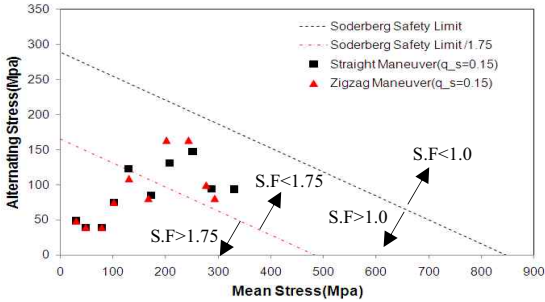
MIL G 17859D 에서 정격하중을 정하중으로 두어 노치팩터를 0으로 제시함에 따라 Soderberg 선도를 Fig.6(a)와 같이 나타낼 수 있었다. 하지만 본 연구에서 다루는 축의 경우 최대하중 운용조건이 항복이 일어나지 않는 조건이며 축의 재질이 고강도 강임을 고려하여 노치팩터를 일반적인 취성재료 기준으로 0.15로 가정하여 Fig. 6(b)와 같이 Soderberg 선도를 나타내었다.

Fig.6(a) 에서 일부구간에서 축의 안전률은 MIL G 17859D에서 제시하는 기준인 1.75를 만족하지 못하고 있으며 정하중 노치팩터를 0.15로 두었을 때의 경우 Fig. 6(b)와 같이 안전률은 추가로 감소함을 알 수 있었다.

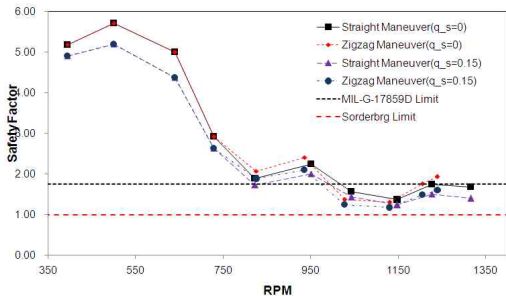
Fig.6(c)에서 함 선회 운전 시 1148rpm에서 정격 토크에 대한 노치팩터를 0으로 두었을 때의 경우



(a) $q_s = 0$



(b) $q_s = 0.15$



(c) safety factor as RPM

Fig.6. safety factor as RPM for the diesel engine-reduction gear connecting shaft

안전률이 1.23으로 최소가 되며, 정격 토크에 대한 노치팩터를 0.15로 두었을 때의 경우 안전률이 1.18임을 알 수 있다. 여기서 변동 하중 계산을 위한 횡진동 및 비틀림 진동 토크 계측 시 함 조건이 정상적인 시운전 조건이었음을 고려해 볼 때 안전률은 함 및 해상상태에 따라 추가적으로 낮아질 가능성이 있으므로 본 연구에서 다루는 축의 경우 고주기 피로파손에 대한 안전율이 충분히 확보되지 않은 것으로 평가되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 함정의 디젤엔진 감속기어 연결축의 파손에 대해 횡진동과 비틀림 진동을 고려하여 MIL G 17859D 에 따라 안정도 검토를 수행하였다. 일반적으로 키웨이를 가지는 축의 경우 키웨이부 엔드의 필렛반경에 따른 응력집중계수를 고려해야한다. MIL G 17859D에서는 정격 비틀림 토크에 대해서는 응력집중효과를 고려하지 않지만(노치계수=0) 본 연구에서 다루는 축의 경우 고강도 재료 및 항복강도 이전에서 운용되는 축이므로 노치계수 0.15를 적용하여 정하중 아래에서도 응력 집중계수를 일부 고려하여 안정도 검토를 수행하였다. 이러한 검토 결과를 바탕으로 축의 안전률은 MIL G 17859D에서 제시하는 기준치인 1.75를 만족하지 못함을 알 수 있었으며 특정 회전수에서는 안전률이 1.0에 근접함을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서 다루는 축의 파손은 해상상태, 함 운용 조건 등에 따라 추가적인 하중의 발생에 의한 안정도 부족으로 고주기 피로에 의해 발생된 것으로 강하게 예측되었으며 이를 보다 보수적으로 예측하기 위해서는 정적하중하에서의 노치팩터를 어느 정도 고려해야함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Okubo, H., Hosono, K. and Sakaki, K., 1968, The Stress Concentration in Keyways when Torque is Transmitted through Keys, *Experimental Mechanics*, Vol.8, No.8, pp.375~378.
- (2) Pedersen, N. L., 2010, Stress Concentration in Keyways and Optimization of Keyway Design, *Journal of Strain Analysis*, Vol. 45, pp.593-604.
- (3) Bhaumik, S.K., Rangaraju, R., Parameswara, M.A., Venkataswamy, M.A., Bhaskaran, T.A., Krishnan, R.V., 2002, Fatigue failure of a hollow power transmission shaft, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9, pp.457-467.
- (4) JianPing, J., Guang, M., 2008, Investigation on the failure of the gear shaft connected to extruder, *Engineering Failure Analysis*, Vol 15, pp.420-429.
- (5) Parida, N., Tarafder, S., Das, S.K., Kumar, P.,

Das, G., Ranganath, V.R., Bhattacharya, D.K., 2003, Failure analysis of coal pulverizer mill shaft, Engineering Failure Analysis, Vol.10, pp.733-744.

(6) Goksenli, A., Eryurek, I.B., 2009, Failure analysis of an elevator drive shaft, Engineering Failure Analysis, Vol.16, pp.1011-1019.

(7) Han, H.S., Lee, K.H, Park, S.H., "Analysis for the Effect of the Misalignment of the Power Line from the Displacement Caused by the Ship Motion of the Main Propulsion System", 2012, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.22, No.1, pp. 46-52.

(8) D.o.D, 1993, "MIL-G-17859D(SH) : Gear Assembly, Production (Naval Shipboard Use)"

(9) ISO 10816-6, 1995, Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on nonrotating parts -Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW, ISO.

(10) Peterson, R.E., 1953, Stress Concentration Design Factors, John Wiley & Sons, Inc., New York