

自動車 ENGINE을 사용한 漁船機關의 振動

한국해사기술연구소

선임연구원 이 동 환
책임연구원 박 태 인

1. 序 言

현재 국내 연근해 어선 중에는 경비 절약의 측면에서 자동차엔진을 소형어선용 및 일반작업선 기관으로 사용하고 있는 경우가 드물지 않다. 그러나 자동차용 디젤엔진은 본래 차체의 중량을 기준으로 하여 그에 따른 속도와 부하에 맞게 설계되어 있으므로 이를 사용할 경우에 어선과 같이 기관 및 프로펠러 등에 의한 고부하, 저회전의 운전조건에서는 과다 비틀진동이 해난사고의 주요 원인이 되고있다. 그러므로 엔진과 어선기관 간의 구조 및 동역학적 차이점, 운전조건, 노후된 차량 엔진의 문제점 등을 고찰함으로써 자동차 엔진이 어선기관으로 개조되어 사용되었을 때 파생될 수 있는 비틀진동 사고의 가능성과 원리를 논술하고자 한다.

2. 漁船用 自動車 ENGINE의 動力學의 特徵

일반적으로 국내 연근해에서 소형 어선기관으

로 채택되고 있는 자동차용 엔진은 60~150마력급 4행정 디젤기관이 많다. 이 경우 차량 엔진을 어선용 기관으로 개조하기 위해서 엔진의 변속기 부분을 떼어내고 클리치를 이용한 감속기를 부착하여 중간축 및 프로펠러 축과 연결하게 된다. 이때 통상의 기어 감속비는 대개 엔진 회전수의 1/2~1/3정도를 취하고 있다. 이러한 감속은 프로펠러에서 발생될 수 있는 캐비테이션 현상 등과 같은 충격력을 저감하고 추진효율을 높이는 데도 도움이 된다.

또한 운전조건의 측면에서 해상 및 육상의 그것은 상당히 다르다. 즉 자동차의 경우는 운전이 비교적 단속적이나 어선기관은 거의 연속적인 정속운전을 하게된다. 따라서 이와 함께 프로펠러에 걸리는 부하로 말미암아 육상의 경우보다 훨씬 큰 부하의 영향을 받게된다. 특히 어망을 견인할 때에는 과부하와 함께 심한 부하변동을 받게 된다. 그러므로 통상 차량엔진을 어선기관으로 개조하여 사용할 경우에는 원래 엔진마력을 전부 이용하면 무리가 따른다.

그리고 또한 문제로 되는 부분이 플라이 휠인데, 보통 이것이 원 상태로 어선기관용으로 사용될 경우에는 기관자체와 프로펠러에서 발생되는

토크 변동력을 흡수하기에는 부족하다. 그러므로 일반적으로 이것도 비틀진동량을 증대시키는 인자가 되어 축에 걸리는 비틀진동 한계치를 초과시키는 원인이 된다. 덧붙혀 언급할 것은 보통 어선기관으로 사용되고 있는 차량엔진은 대개가 수명이 노후된 폐차 엔진이므로 크랭크 축에 부가되는 비틀응력에 대해서 쉽게 피로한도를 초과하게 된다.

상기 고찰로부터 자동차 엔진을 사용한 어선기관의 경우는 어선용 엔진에 비해 훨씬 비틀진동 사고의 가능성이 높다는 사실을 추론할 수 있다. 그러므로 먼저 비틀진동의 원리를 소개하고 그에 따른 국내외의 진동응력 규제치를 조사함에 의하여 이러한 엔진의 사용시 주의할 점을 지적하고자 한다.

3. DIESEL機關의 비틀振動

3.1 개 요

금세기 초반만 하더라도 선박용 증기엔진에는 상식적으로 설명될 수 없는 크랭크 축의 파손사고가 빈번히 발생하였다. 이러한 현상은 나중에 알려졌지만 일반적인 엔진 토크, 축에 걸리는 부하, 또는 축배열의 실수로 부터 발생된 것이 아니라 단지 어떤 운전속도에서 적은 양의 토크 변동력이 수 내지 십수배 증폭됨으로써 축의 파손을 유발하는 것으로 판명되었다. 이러한 현상을 우리

는 비틀진동이라 하며 이때의 운전속도를 공진속도라 한다. 이것은 디젤기관을 포함한 왕복동기관에는 어느 것에나 적용이 되며 또한 어느 정도 손상이 진전되기 전까지는 육안으로 감지하기 어렵기 때문에 더욱 문제가 된다. 그러므로 선박용과 같이 고부하가 지속적으로 가해지는 기관의 경우는 비틀진동 문제를 간과할 수 없다. 비틀진동의 손상은 기어의 충격적 부하, 축의 헐거움, 볼 베어링의 파손 등을 들 수 있다.

지금은 비틀진동 문제에 대해서는 충분히 해석되어 설계단계에서 계산에 의하여 비틀 위험속도, 비틀 진동각들을 정밀한 수준으로 예측할 수 있다. 또한 비틀진동 댐퍼나 탄성 커플링이 많이 개발되어 이를 이용하면 진동각을 저감하거나 상용 운전범위 아래로 위험속도의 이동이 가능하여 비틀진동 사고를 예방할 수 있다.

3.2 기관축계의 기진력과 비틀진동

디젤기관은 크랭크 축의 강성과 회전부의 관성을 가진 탄성질량계로서 주기적인 실린더내의 연소 및 프로펠러 기진에 의한 변동 토크가 발생하여 계에 비틀진동으로 가해진다. 이때 계의 감쇠력이 어느 정도 존재하여 진폭을 제어하게 되지만 항상 그렇지는 못하다.

그림1은 비틀진동 계산결과의 일 예로서 이 그림에서 볼 때 3000~4000rpm에서 기관을 연속운전하는 것은 바람직하지 못하다. 또한 그림에서 보듯이 어떤 운전속도에서 몇 차 성분이 계의 공

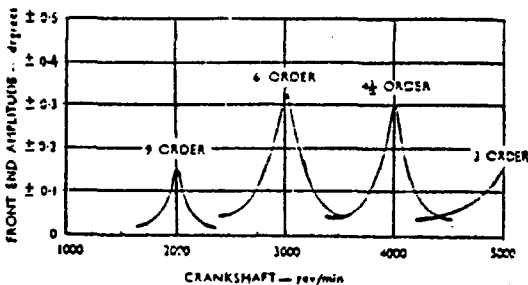


그림1. 4 행정 6기통 기관의 비틀진동

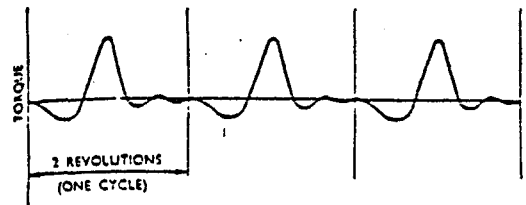


그림2. 4행정기관 1실린더의 토크 곡선

진주파수와 일치하며 그 진폭이 얼마인가를 아는 것이 매우 중요하다. 통상 특정 운전속도에서 많은 기진주파수가 존재하게 되는데 이것을 가시적으로 나타내는 것은 어렵다. 그러나 그림2와 같이 4행정기관의 실린더 하나에 대해서 토오크 곡선을 자세히 관찰하면 추측할 수가 있다.

물론 주기는 크랭크축 2회전당 1사이클이지만 토오크 곡선은 그림3에서보는 바와 같이 기관속도의 배수인 무한수의 각 조화성분의 합으로 이루어진 복잡한 파형으로 표시된다. 그러므로 이러한 조건으로 기관이 운전될 때 이들 중 어느 한 조화성분이 기관축계의 비틀공진을 유발할 수 있다.

일반적으로 디젤기관은 1기통 이상이므로 각 실린더에서 유발되는 각각의 토오크 조화성분은 합성되어 작용이 된다. 이를 설명하기 위하여 4행정 다기통 기관을 생각하면, 1 실린더에 대한 토오크 변화곡선은 크랭크 축 2회전에 걸쳐 이루어지므로 편의상 1회전당 발생하는 진동수를 고려하기 위해서 1차 조화성분을 1/2차로 하자. 그러면 예를 들어 3차 조화성분은 2회전당 3사이클을 완료하므로 1회전에 대해서는 1 1/2사이클이 되어 1 1/2차수가 된다.

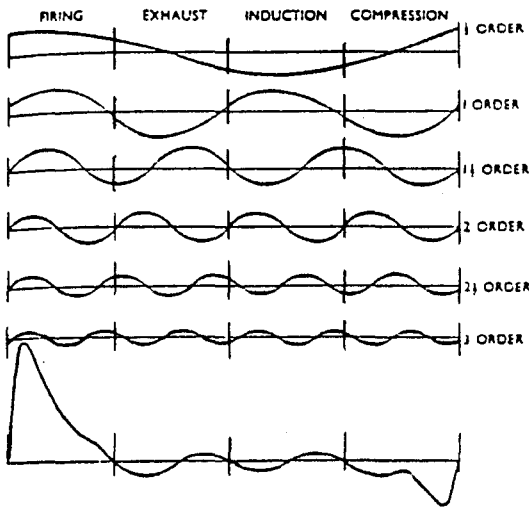


그림3. 토오크 곡선의 조화성분

그림4는 4행정 6기통 기관의 기진벡터 위상선도를 나타내는데 최대 기진효과를 내는 조화성분은 3.69차 성분임을 알 수 있다. 그러나 이 벡터선도는 각 실린더의 벡터가 같은 길이가 되지 않으므로 완전치 못하다. 각 벡터의 크기는 진동계 내의 실린더의 개스폭발 압력, 관성력 및 실린더의 배열에 따라 달라진다. 이 점을 잘 나타낸 것으로 그림5를 들 수 있다.

이 그림으로 부터 공진시의 절점은 플라이 휠과 6번 실린더 사이에 존재함을 알 수 있는데 이것은 플라이 휠에서 멀리 떨어진 실린더의 진폭이 가까운 쪽의 실린더의 진폭보다 상대적으로 크다는 것을 의미한다. 예를 들어 4 1/2차 위상도의 잔류벡터는 그림5의 좌하단에서 설명되는 바와 같다. 만일 그림6과 같이 두개의 플라이 휠이 설치될 때는 절점이 크랭크 축의 중간에 위치되어 3.6, 9.12차 성분은 소멸된다.

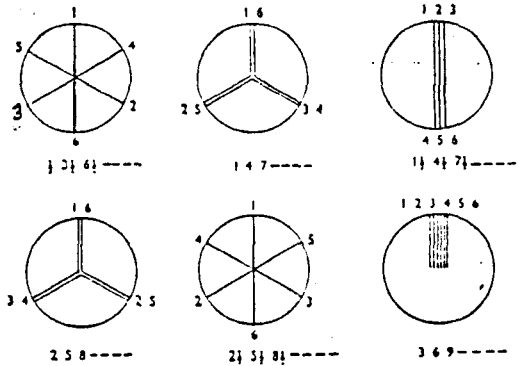


그림4. 4행정 6기통 기관의 기진벡터 위상도

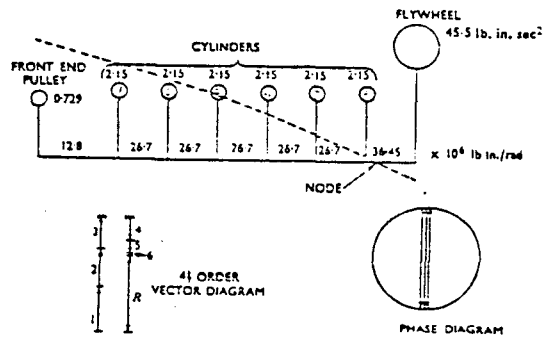


그림5. 6기통 길관의 탄성질량계

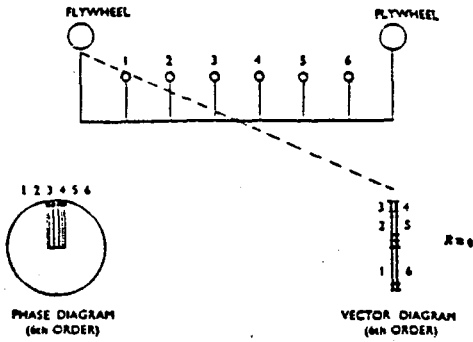


그림6. 두개의 플라이휠을 갖는 6기통 기관의 탄성질량계

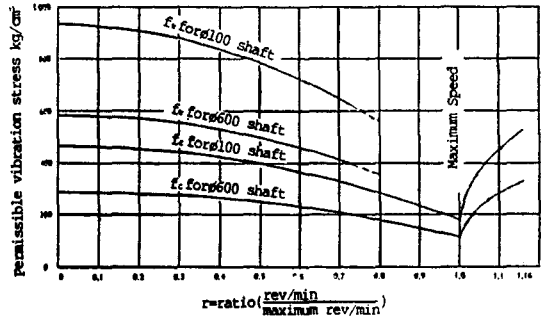


그림7. 크랭크축과 프로펠러 축의 허용 진동응력(LR)

또한 기진 토크는 조화성분의 값에도 의존하는데 이 값은 실린더 면적당 kg/cm² (혹은 lb/in²)으로 표시되며 이것을 조화성분계수라고 한다. 이 값은 기관의 종류에 따라 변동이 그다지 심하지 않으므로 기관의 고유진동수만 정해지면 비틀진동 계산을 위한 대상기관의 기본적인 평균값들은 기존의 표로부터 구해진다.

에 의하여 각종 축계부분 (크랭크 축, 중간축, 프로펠러 축)에 대해서 각각의 응력과 반복수 선도를 작성하고 굽힘과 비틀의 조합응력이 작용할 때의 재료의 피로한도 상승률을 이론식으로 계산하고 이 결과로서 비틀진폭 부가응력의 허용한도를 각 선급협회의 내규로 발표하고 있는데 Lloyd내규와 NK내규(KR도 여기에 준하고 있다.)를 보이면 다음과 같다.

4. 비틀振動應力の規制

비틀진동에 의한 부가응력은 Holzer법에 의해서 구해진 각 관성질량에서의 비틀각 β rad, 축단에서의 비틀각 θ rad, 관성질량의 관성 모우멘트 및 단면계수를 J 및 Z_p라 하면 다음 식과 같이 구해진다.

$$\tau = \frac{1}{57.3} \frac{\sum J P^2 \beta}{Z_p} \theta, \text{ kg/cm}^2 \quad (4.1)$$

그런데 각 선급에서 규제하고 있는 비틀진동 부가응력의 허용한계는 다음과 같이 설명된다. 즉, 크랭크 축을 비롯한 각 축계 재료로서는 일반적으로 인장강도 45kg/mm² 정도의 단강재가 사용된다. Lloyd선급을 비롯한 여러 단체에서는 경험

4.1 Lloyd 내규에 의한 허용응력(1987년)

가 크랭크 축과 프로펠러 축

$$f_c = \pm (315 - 0.22d) (1.6 - r^2) \text{ kl/cm}^2$$

$$f_t = 2f_c \text{ kl/cm}^2 \quad (4.2)$$

$$f = \pm (190 - 0.13d) (1 + 5\sqrt{r-1}) \text{ kl/cm}^2$$

나 중간축과 스텝축

$$f_c = \pm (535 - 0.22d) (1.44 - r^2) \text{ kl/cm}^2$$

$$f_t = 1.7f_c \text{ kl/cm}^2 \quad (4.3)$$

$$f = \pm (235 - 0.097d) (1 + 5\sqrt{r-1}) \text{ kl/cm}^2$$

여기서,

d : 최소 축경

f_c : 최대속도 이하에서 연속운전시 진동응력의 최대치

f_t : 최대속도의 0.8배 이하 속도에서 과도운전시 진동응력의 최대치

f : 최대속도 이상에서 과부하 운전시

r = N/N_s 또는 N_c/N_s

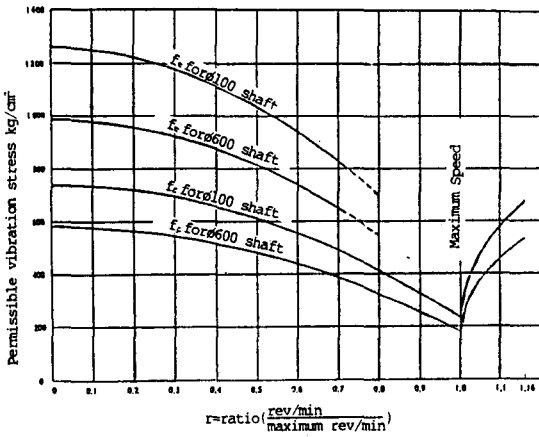


그림8. 중간축과 스러스트 축의 허용 진동응력 (LR)

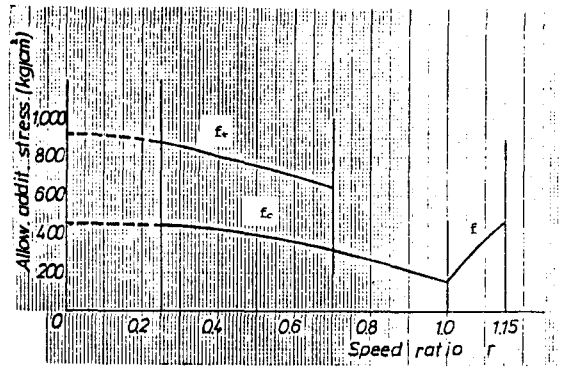


그림9. 크랭크 축에 대한 허용응력선도 (NK)

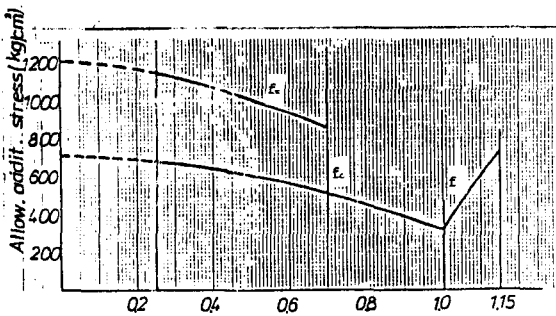


그림10. 중간축과 스러스트축에 대한 허용응력선도 (NK)

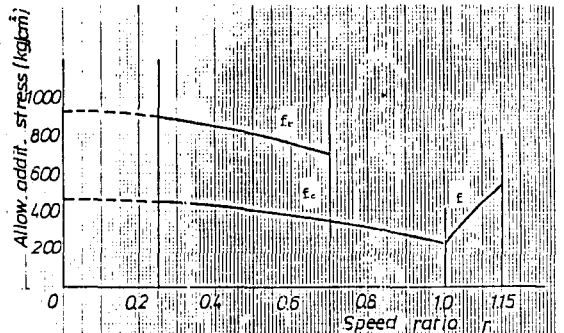


그림11. 프로펠러 축에 대한 허용응력선도 (NK)

N : 기관속도 (rpm)

N_c : 최대연속 기관속도 (rpm)

N_e : 위험속도 (rpm)

그림7, 8은 Lloyd내규에 의한 선박 기관축계의 진동응력 허용한계 선도이다. 이때 반복수는 f_1 가 10^5 , f_2 는 10^6 회 까지는 안전한 것으로 추정되고 있다.

4.2 NK의 내규에 의한 허용응력

이 내규는 가로축을 회전비(연속 최대회전수에 대한 부분부하 회전수의 비), 세로축을 부가응력으로 취하고 크랭크 축, 중간축 및 스러스트 축, 프로펠러 축에 대해서 그림9,10,11과 같이 진동 허용한계를 규제하고 있다.

5. 分析 및 結論

지금까지 자동차 엔진을 어선기관으로 개조하여 사용하였을 때의 문제점을 도출한 결과, 주로 비틀진동에 의한 크랭크 축의 파손, 축의 헐거움, 기어 및 클러치의 손상 등이 비틀진동 사고의 현상으로 나타남을 알 수 있으므로 비틀진동과 그 기진력에 대한 고찰을 포함하여 각 선급에서 규제하고 있는 진동응력의 한계치에 대한 선도를 Lloyd 및 NK의 내규에 준하여 살펴보았다.

이상으로 부터 종합적으로 고찰할 때 자동차 엔진을 어선기관으로 사용할 경우는 선박 운항의 특성에 따라 정속 연속운전, 감속기 사용, 프로펠

러 기진에 의한 고부하 등으로 어선용 엔진에 비하여 훨씬 엔진 손상의 가능성이 높아 사고로 연결되기 쉽고 작업시 어망의 견인 등 작업조건에 따라 심한 부하변동이 예상되므로 출력면에서도 공시마력을 전부 발휘하지 못하여 추진성능이 떨어진다. 그러므로 이러한 사고 가능성을 방지하기 위해서는 필히 비틀림진동량을 저감시켜 주는 댐퍼를 사용하고 플라이 휠의 관성을 조정하여 비틀림진동 에너지의 흡수를 크게 할 필요가 있다. 앞선 예와 같이 4행정 6기통 기관의 경우는 엔진 양단에 동일한 관성질량의 플라이 휠을 부착함으로써 기진력이 가장 큰 3,6,9차 성분의 잔류진동을 소거하는 것도 하나의 방법이다. 그리고 만일 기관축계에 사고나 이상이 발견될 경우에는 전문기관에 비틀림진동 계산을 의뢰하는 것이 좋을 것이다.

결론적으로 어선용 자동차엔진에 대해서 다음과 같이 요약하고자 한다.

가. 자동차 엔진을 어선기관으로 개조하여 사용할 경우 어선용 기관에 비해 비틀림진동 사고 가능성이 높다. 그러므로 가급적 자동차 엔진의 사용을 피하는 것이 바람직하다.

나. 만일 자동차 엔진을 사용할 경우, 비틀림진동량을 저감하는 댐퍼를 사용하고 플라이 휠의 관성을 적정하게 하여 사고의 예방을 기하여야 하며 이상이 발견되면 즉시 전문기관에 진동계산을 의뢰한다.

다. 각 선급(KR, NK, Lloyd)이 규제 또는 권고하는 진동허용응력 이하와 피로한도(반복수)이내에서 운전함을 원칙으로 한다.

- 참고문헌 -

1. C. G. Goohs, "Torsional Vibration in Diesel Engines", General Motors Engineering Journal, Nov.-Dec., 1953, p 8~14.
2. R.E.D. Bishop, W.G. Price, "On Damping of Torsional Vibration in a Propulsion System Having a Fluid Drive". Trans. I. Mar. E., 1979, Vol.91, (TM)6
3. "선박 주기관의 비틀림진동 감쇠기기 개발(I)", 한국기계연구소, 1989. 2
4. "기계 진동의 기초이론과 추진축계 비틀림 진동의 해석 방법", 한국박용기관학회 제1회 강습회, 1985. 7. 5

물 래 하 는 불 법 어 업

아 들 딸 이 지 켜 본 다