저속 2행정 디젤엔진의 진동특성과 방진대책

이 돈 출

(현대중공업(주) 엔진사업본부)

1. 머 리 말

저속 2행정 디젤엔진은 대부분 선박용 주기관으로 사용되며 일부 육상 디젤 발전에 이용되기도 한다. 엔진 출력은 2,000~94,000 bhp, 최대 회전수는 56~250 rpm으로 사용 범위도 다양하다. 선박의 수요에 따라 유동적이지만 전세계적으로 연간 600~700대가 생산되고 있다. 국내에서는 조선 산업의 성장과 함께 현재 4개사가 엔진 제작에 참여하여 연간 약 200대를 생산하고 있으며, 이중 상당량이 수출되고 있다.

추진축계을 포함한 디젤엔진은 선박의 핵심부로 설계 초기 각종 진동의 특성을 파악하고 적절한 방진 대책을 세워야 한다. 선박 진동의 주 기진력은 프로펠러와 디젤엔진으로 구분할 수 있다. 여기서 프로펠러 기진력은 이를 설계 및 제작 기술 발전으로 종래의 선박에 비하여 감소하는 추세다. 그러나 디젤엔진은 70년대 두 차례에 걸친 오일쇼크 이후 연료 소모량을 줄이고 고출력을 얻기 위해 실린더 내 연소 압력과 평균 유효 압력이 꾸준히 증가되어 왔다. 또한 조선소는 선박 생산비용을 줄이기 위해 엔진과 관련된 선체 구조를 종전보다 경량화 하여 왔다. 따라서 엔진에서 발생한 진동의 기진력은 증가한 반면 이를 지지하는 선체 구조는 상대적으로 약해짐에 따라 진동을 제어하기가 매우 어려워졌다. 한편 전반적으로 생활 수준이 향상됨에 따라 선원들의 승선 기피로 선사들은 ISO 허용치보다[1,2] 낮은 진동 수준을 요구하고 있다.

따라서 방진 대책도 종전의 특정 진동만을 제어하는 방법 대신 선박의 특성에 따라 여러 가지 진동을 동시에 최적화할 필요가 있다. 본 글에서는 저속 2행정 디젤엔진에서 발생하는 진동의 특성과 이와 관련된 방진 대책을 소개하고자 한다.

2. 비틀림 진동

디젤엔진이 탑재된 선박에서 비틀림 진동은 매우 중요하며 전반적으로 구동계는 이에 준해서 설계되어 진다. 검토 대상은 추진축계의 진동토오크와 부가응력, 기어 구동부와 발전기의 각진폭 등이다. 이와 관련 IACS (International Association of Classification Societies)는 비틀림 진동에 의한 축의 부가응력을 엄격하게 제한하고 있다.[3] 그리고 선박 건조 전 비틀림진동 계산의 승인과 선박 제작 후 계측에 의해 이를 확인하도록 하고 있다.

선박에서 축의 부가응력을 제어하는 일반적인 방법을 실린더 수에 따라 구분하면 다음과 같다. 우선 4 실린더 엔진은 중간축과 프로펠러 축경을 증가시켜 4차 주진동을 MCR (Maximum Continuous Rating) 이후로 상향 조정하는 방법을 채택하고 있다. 5, 6 실린더 엔진은 4 실린더 엔진과 달리 중간축과 프로펠러 축경을 감소시키고, 필요시 튜닝 휠과 비틀림진동 댐퍼를 크랭크축 선단에 부착하여 주진동인 5, 6차를 MCR보다 하향 조정하는 방법과 이들의 축경을 증가시켜 주진동을 MCR 이후로 상향 조정하는 방법을 병행하고 있다. 전자는 5, 6차 공

진점을 전후해서 운전 금지구역을 설정하여 운전을 피하고 있지만 내륙을 운항하는 선박에서 이 구역의 사용이 불가피할 경우 고성능의 튜닝댐퍼를 이용하기도 한다[4]. 후자는 운전 금지구역이 없이 상용 회전수 내에서 운전 가능하지만 MCR에서 비틀림진동이 전자에 비하여 증가하게 된다. 이로 인하여 프로펠러의 각진폭이 증가하여 전후방향의 추력변동력이 발생한다[5]. 7, 9 실린더 엔진은 방진 대책이 불필요하며 8실린더 엔진은 크랭크축의 부가응력을 줄이기 위해 비틀림진동 댐퍼를 크랭크축 선단에 부착하고 있다. 10~12 실린더 엔진은 X-모멘트와 2차 불평형우력을 줄이기 위해 실린더 폭발순서를 변경 또는 크랭크 배치각을 불규칙하게 한다. 하지만 이에 의해 비틀림진동이 증가하여 일부 엔진은 댐퍼가 필요하며 과급기의 성능도 향상시켜야 한다. 비틀림진동 댐퍼로 점성과 튜닝댐퍼가 이용되는데 이들은 그림 1에 보인다. 전자는 튜닝댐퍼에 비해 감쇠효과는 떨어지지만 가격이 싸고 설계가 쉽다. 그러나 내부에 충진된 실리콘 오일이 노화되면(수명은 8~10년) 링이 케이징에 고착되어 선박 내에서 수리 보수가 어렵다. 후자는

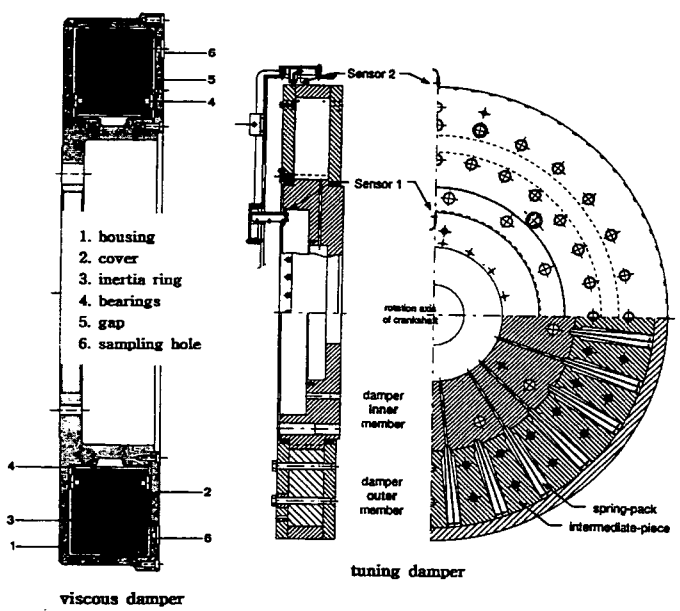

그림 1 점성 및 튜닝 비틀림 진동 댐퍼

성능이 우수하지만 가격이 비싸고 오일 공급장치의 파손으로 댐퍼 내부에 오일이 정상적으로 공급되지 않으면 축의 부가응력이 급격하게 증가하는 단점이 있다.

엔진 캠축은 크랭크축으로부터 체인(MC엔진) 또는 기어(RT엔진)를 이용하여 구동하는데 캠 드라이브에서 비틀림진동에 의한 각가속도가 크면 체인이 이완되거나 구동 기어의 마모가 증가하게 된다. 방진 대책으로 플라이 휠의 관성모멘트를 조정하여 고유진동수를 변경하거나 비틀림진동 댐퍼를 이용하기도 한다.

선박에서 값싼 전기를 얻기 위하여 저질유를 사용하는 주기관의 동력 일부를 발전에 이용하기도 한다. 발전기의 위치는 이를 설치할 수 있는 공간과 비틀림진동을 검토하여 결정하게 된다. 그림 2는 엔진 선단에 설치된 PTO(power take off) 시스템으로 유성치차와 하이드로익 펌프를 이용하여 엔진의 회전 속도와 관계없이 발전기의 회전수를 일정하게 유지하도록 하고 있다. 여기서 기어로 전달되는 진동토크를 줄이기 위해 엔진과 PTO시스템 사이에 탄성커플링을 설치한다. 엔진에서 실린더간의 부하변동이 크거나, 한 실린더 착화 실패가 일어나면 비틀림진동이 증가하게 된다. 그리고 발전기의 각속도 진폭이 크게 되어 발전기에서 전압 변동이 심하면 양질의 전기를 얻을 수 없으므로 이를 감지하기 위한 모니터링 시스템을 설치하기도 한다.

선박을 편리하게 운용하기 위하여 일부 선박에서 가변익 프로펠러를 채용하고 있다. 이때 프로펠러 피치각은 오일 분배축과 이와 관련된 하이드로익 제어 시스템에 의해서 조정된다. 이 축은 그림 3과 같이 U-groove, circular hole, notch, longitudinal slot 등을 포함하고 있고, 이 부분들은 비틀림진동에 의해서 응력이 집중되기 쉽다. 그리고 프로펠러는 비틀림진동의 공진점에서 영(zero)피치각을 사용하고 있어 감쇠를 기대하기 어렵다. 따라서 고정익 프로펠러 축계보다 축의 부가응력이 증가하는 대신 응력집중으로 인하여 피로강도가 떨어지게 된다. 따라서 오일 분배축의 부가응력을 줄이기 위해 주로 비틀림진동 댐퍼가 이용되고 있다[6,7].

3. 종진동과 선체상부 전후진동

70년대 1, 2차 오일 쇼크 이후 연료 소모량을 줄이기 위해 실린더 내부의 연소 압력이 증가한 초장행정 디젤엔진의 개발이 가속화되었다. 따라서 이러한 엔진은 종진동이 증가하는데 이를 줄이기 위해 종진동 댐퍼를 개발하여 엔진에 적용하고 있다. 그림 4는 MC엔진에 부착되는 종진동 댐퍼를 보인다. 그림에서 피스톤은 크랭크축과 일체형이고, 오일 실린더를 갖는 외부 케이징은 베어링 지지부에 고정되어 있다. 그리고 작동유로 엔진의 시스템 오일이 공급되며, 상부에 있는 라멜라(Lamella) 플레이트로 감쇠계수를 조정할 수 있다.

선속이 크게 요구되지 않은 중, 소형선은 추진효율을 증가시키고, 수리보수 및 운항비용을 줄이기 위해 주로 초장행정 소수 실린더 엔진을 탑재하고 있다. 이들 엔진은 크랭크축의 종진동의 주차수가 MCR 근처에 위치하고 있어 종진동에 의한 크랭크축 부가 굽힘응력이 증가한다. 이를 방지하기 위하여 종진동 댐퍼를 설치하는데 이때 댐퍼의 감쇠계수를 댐퍼의 구조적인 허용한도 내에서 증가시켜 고유진동수를 MCR 이후로 상향 조정하게 된다.

특히 5 실린더 초장행정 엔진은 종진동 댐퍼의 기능이 저하되면 종전동에 의한 크랭크축의 부가 굽힘응력이 급격하게 증가한다. 따라서 크랭크 필릿(fillet)에 응력이 집중되어 크랭크축의 절손 등 대형사고를 유발할 수 있다. 그림 5는 5S60MC(11,200 bhp X 99 rpm)엔진의 종진동 댐퍼의 감쇠계수 변화에 따라 크랭크 핀에 걸리는 5차 성분의 추력변동력과 평균 부가 굽힘응력을 이론적으로 계산한 결과다. 여기서 응력집중과 합성응력을 고려한 필릿의 최대응력은 평균응력의 8~10배로 예상할 수 있다. 또한 추력변동력은 선체에 전달되어 상부 구조물의 전후진동을 유발하기도 한다.

8 실린더 이상의 엔진은 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 증가하더라도 주진동을 MCR 이후로 옮기기 어렵기 때문에 엔진 특성에 적합하도록 감쇠계수를 조정하게 된다. 그리

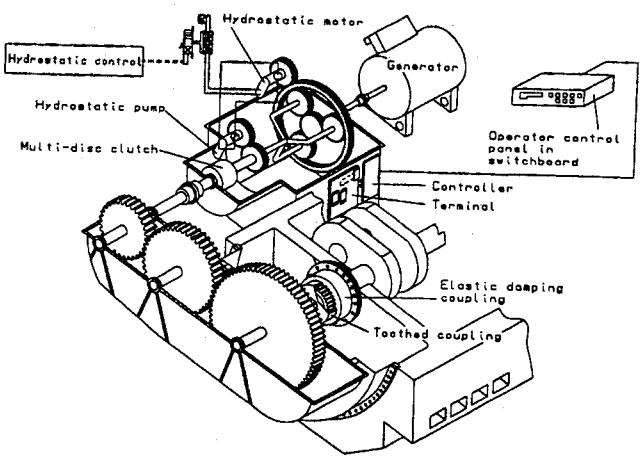

그림 2 정속 PTO(power-take-off) 시스템

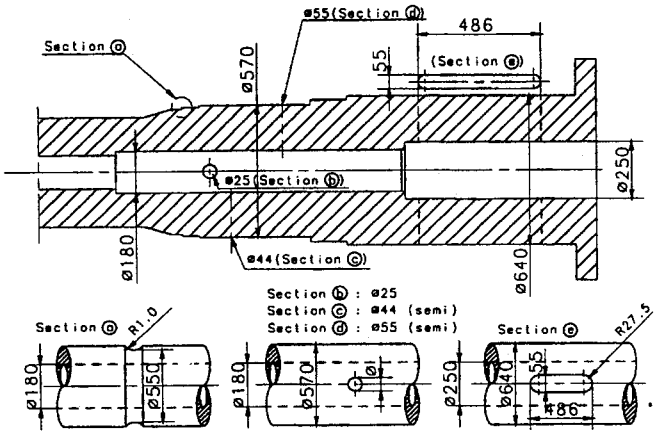

그림 3 가변익 프로펠러의 오일 분배축 구조도

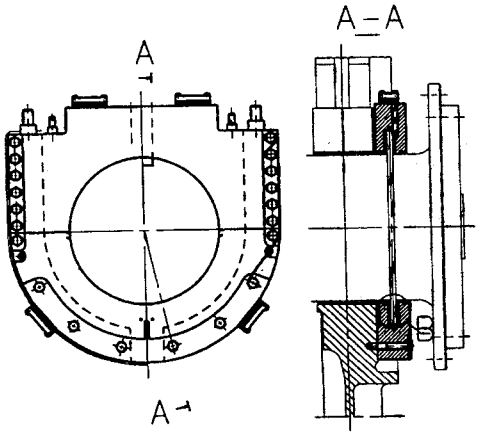

그림 4 MC엔진의 종진동 댐퍼

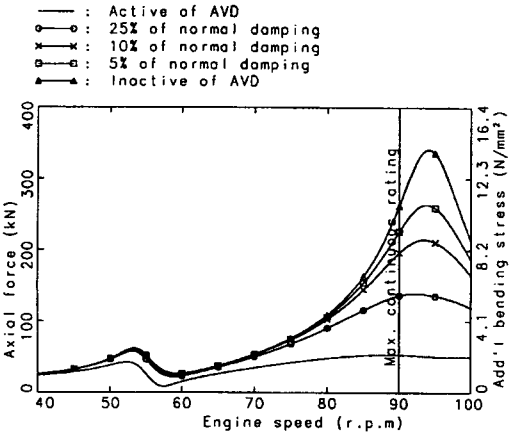

그림 5 5S60MC엔진의 크랭크축 5차 부가 굽힘응력

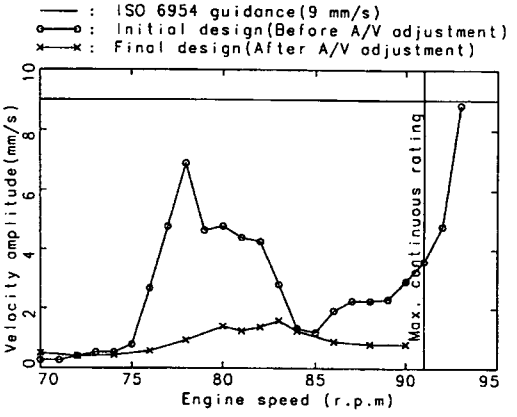

그림 6 3300TEU 콘테이너선의 선체상부 5차 전후진동

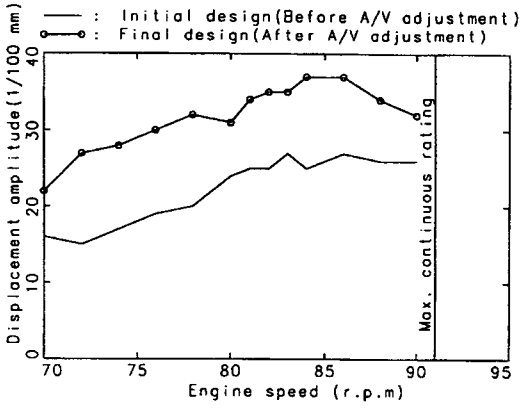

그림 7 8S70MC엔진의 크랭크축 5차 선단 진폭

고 선속이 빠른 대형 콘테이너선은 8 실린더 이상의 대구경 고출력 엔진을 주기관으로 많이 이용하는데, 콘테이너 적재용량을 늘리기 위해 선내 거주구가 있는 선체상부 구조물에서 전후방향 폭은 좁게 하고, 상하 높이는 높게 설계하고 있다. 따라서 상부 구조물의 전후방향 고유진동수가 떨어져 4, 5차 진동의 공진점이 MCR 내에 위치하는 경우가 많다. 이때 엔진의 종진동에 의해서 발생하는 추력변동력이 상부 구조물에 전달되어 심한 구조진동이 발생할 수 있다. 이 경우 댐퍼의 감쇠계수를 조정하여 크랭크축에서 발생하는 종진동과 선체진동의 고유진동수를 서로 분리할 필요가 있다. 한 예로서 3300 TEU 콘테이너선에 탑재된 8S70MC엔진(30,560 bhp X 91 rpm)에서 설계 초기 4, 5차 진동의 선체상부 전후진동이 심하였다.

방진 대책으로 종진동 댐퍼의 감쇠계수를 조정하여 선체진동의 비공진영역에서 추력변동력이 증가하도록 하고, 공진영역에서는 감소하도록 하여 선체진동을 개선하였다.[8] 그림 6, 7은 이때 계측된 선체상부의 전후진동과 크랭크축의 선단진폭으로 종진동은 허용범위 내에서 댐퍼의 감쇠를 조정하였으며 종진폭이 증가함을 알 수 있다.

크랭크축의 종진동 해석법은 60년대 이후 많은 진전이 있었다[9,10]. 여기서 종방향의 강성과 추력 전달률를 구하기 위해 크랭크 스로우를 FEM[11], 전달매트릭스법[12], 경험식을[13] 이용하여 이론적으로 계산하고 있지만[14,15] 이론적 계산과 실제 진동이 불일치 하는 경우가 많다. 따라서 계산에 대한 신뢰성을 높이기 위하여 진동 계측에 의해서 이를 확인하는 것이 바람직하다.

4. 엔진 본체진동

엔진의 본체진동은 그림 8과 같이 H, X, L-모드 진동으로 구분할 수 있다. H-모드 진동은 주로 7실린더 이하 엔진에서 일어나고, 8 실린더 이상에서는 X-모드 진동이 일어난다. L-모드 진동은 비틀림진동과 종진동에 의한 추력변동력에 의해서 발생하게 된다.

H-모드 진동을 피하기 위하여 선체구조를 보강하고, 엔진상부와 선체사이에 브레이싱

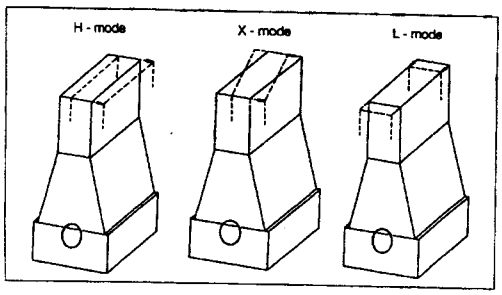

그림 8 대형저속 디젤엔진의 진동양상

표 1 SMC엔진의 본체진동 고유진동수
(Unit : Hz)

No. of cyl.	Without top bracing			With top bracing	
	H mode	X mode	L mode	H mode	X mode
4	19	35	27	42	58
5	19	29	27	42	52
6	19	27	27	42	49
7	19	26	27	42	48
8	19	25	27	42	47

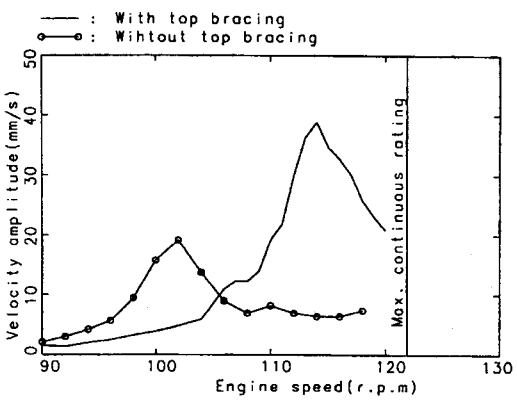

그림 9 6S50MC엔진상부 6차 구조진동 (H-모드)

을 연결하여 주진동(실린더수에 해당되는 차수)을 MCR보다 상향조정하고 있다. 표 1은 S50MC엔진을 대상으로 엔진지지부의 선체구조를 강체로 가정한 후 FEM으로 구한 H, X, L-모드 진동의 고유진동수이다. 이 결과에 의하면 엔진의 H-모드 진동의 엔진은 상용운전 구역 내에서 공진할 가능성이 희박하다.

그림 9는 6S50MC(10,580 bhp X 121.9 rpm) 엔진을 탑재한 선박에서 엔진의 H-모드 진동을 계측한 결과다. 표 1에서 톱 브레이싱과 함께 엔진 H-모드 진동의 6차 피크점은 엔진 상용 회전수보다 높은 420 rpm으로 예상할 수 있으나, 실제 계측결과는 114 rpm이였다. 또한 톱 브레이싱을 제거하면 102 rpm으로 낮아지고, 진동 진폭도 감소한다. 이 결과로부터 엔진의 H-모드 진동은 엔진 자체의 강성보다는 상대적으로 구조가 약한 선체강성에 좌우됨을 알 수 있다. 또한 선체 구조는 대부분 복잡한 용접 구조물로 해석에 대한 신뢰도가 낮아 계측에 의존하는 경우가 많다.

엔진의 X-모드 진동을 줄이기 위해 실린더 폭발순서를 변경 또는 크랭크 배치각을 불규칙하게 조정하여 기진력을 제어하는 방법이 있다[17,18]. 표 2, 3은 4400 TEU 콘테이너선에 탑재되는 12K90MCC(67,080 bhp X 104 rpm)엔진에서 전형적인 실린더 폭발순서와 이때 발생하는 X-모멘트를 보여 주고 있다. 여기서 Case A는 6차 성분의 기진력이 크고 상용운전 범위 내에서 공진 가능성이 크다. 따라서 공진 가능성이 적은 3, 4차의 기진력을 증가시키는 대신 6차는 감소시키는 것이 바람직하다. Case B, C, D는 X 모멘트가 적어 적합하지만 비틀림진동이 증가하게 되어 비틀림진동 댐퍼가 필요하다. 이중 Case C는 상대적으로 비틀림진동이 적어 이를 실린더 폭발순서로 채택하여 X-모드 진동을 계측한 결과 만족할 만한 수준으로 감소하였다[17].

기진력이 적더라도 주진동 차수가 MCR 내에 존재하여 X-모드 진동이 문제가 되는 경우가 있으나 방진대책으로 선체강성을 증가시키는 것은 한계가 있다. 그림 10은 저자가 근무하는 회사가 제작한 10K90MC (55,400 bhp X 93 rpm) 엔진에서 7차 X-모드 진동을 계측한 결과다. 여기서 7차 공진은 MCR보다 약간 높은 96 rpm에서 발생하였고, 톱 브레이싱을 제거하면 78 rpm으로 낮아지고 진동진폭도 감소하였다. 이 진동을 효과적으로 제어하기 위하여 하이드로릭 실린더를 갖는 브레이싱을 이용하여 86 rpm이하에서 브레이싱이 작동되도록 하고,

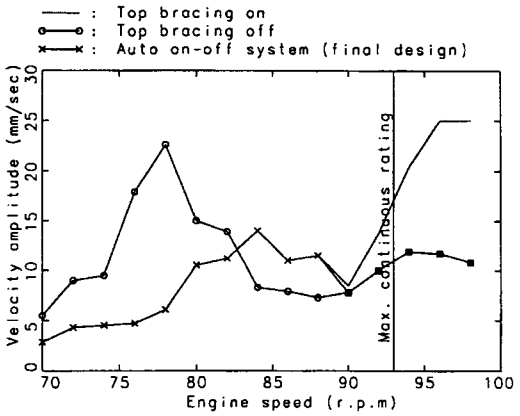

그림 10 10K90MC엔진 상부후미 7차 구조 진동(X-모드)

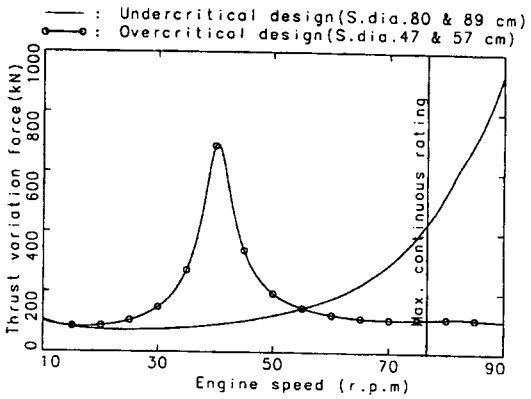

그림 11 5L80MC엔진의 트러스트블록 5차 추력변동력

표 2 12K90MCC엔진의 실린더폭발순서

Case	Firing order	Remarks
A	1-12-5-7-3-11 -4-9-2-10-6-8	MC engine
B	1-5-12-7-2-6 -10-8-3-4-11-9	RTA engine
C	1-8-12-4-2-9 -10-5-3-7-11-6	Alternative 1
D	1-11-9-4-2-12 -7-5-3-10-8-6	Alternative 2

표 3 12K90MCC엔진의 X-모멘트 (unit : kN · m)

Order \ Case	A	B, C	D
3rd	1656	4102	3752
4th	1883	1883	1883
5th	0	0	0
6th	6209	0	2740
7th	0	0	0
8th	433	443	443
9th	452	1120	1025

이 이상에서는 작동되지 않도록 하여 엔진의 운전범위 내에서 X-모드 진동의 공진을 피하고 있다.

비틀림진동을 회피하기 위하여 비틀림진동의 주진동 차수를 MCR 이후로 상향 조정할 경우 추력변동력이 증가하게 된다.

그림 11은 5L80MC(14,400 bhp X 80 rpm)엔진에서 중간축과 프로펠러의 축경을 증가시킨 경우와 이들의 축경을 감소시키고 점성 비틀림진동 댐퍼를 부착할 경우 트러스트 베어링에서 선체로 전달되는 추력변동력을 이론적으로 계산한 결과다. 여기서 축경을 증가시킬 때 MCR에서 추력변동력이 증가함을 알 수 있다. 또한 종진동 댐퍼가 비정상적일 때도 추력변동력이 증가한다. 엔진 L-모드 진동은 이러한 추력변동력이 크고 엔진을 지지하고 있는 선체구조가 상대적으로 취약할 경우 발생하게 되며, 방진 대책으로 선체를 충분히 보강하여야 한다[18,19]. 기진력과 고유진동수 변경으로 엔진의 H, X, L-모드 진동이 제어되지 않으면 다이나믹 댐퍼[20], 능동적인 제어 방법인 전기적인 밸런서를[21,22] 이용하기도 한다. 선박에서 엔진 진동이 증가하면 선체 상부와 기관실 내부에 설치된 각종 보기들의 진동도 증가하게 된다. 따라서 엔진 자체 진동보다는 선체진동을 제어하기 위하여 엔진 본체진동을 제어하는 경우도 있다.

5. 진동 모니터링 시스템

최근 선박은 승선 인원 감소로 모든 시스템이 자동화되어 가고 있다. 이와 관련 진동 모니터링 시스템을 적용한 선박이 늘어나고 있다. 비틀림진동 모니터링 시스템(TVM)은 두 가지 목적으로 사용되고 있다. 우선 튜닝

비틀림진동 댐퍼가 적용된 엔진에서 댐퍼의 기능이 저하되면 댐퍼 부착 전보다 비틀림진동이 증가하므로 댐퍼의 파손과 크랭크축의 절손사고을 방지하기 위하여 TVM을 설치한다. 작동원리는 댐퍼의 내, 외륜에 일정한 간격으로 홈을 파고 댐퍼 케이징에 갭 센서를 설치한다. 이 홈이 갭 센서를 통과할 때 전압이 변동하게 되며, 이때 걸리는 시간을 연산하여 진동진폭을 구한다. 여기서 저차수의 비틀림진동은 실린더간의 약간의 불균등한 부하에도 민감한 반응을 보이므로 주파수분석을 행하고 있다. 육상 디젤 발전소와 엔진동력을 이용한 PTO 시스템에서 실린더 착화실패가 일어나면 크랭크축에 과도한 부가응력이 걸리고, 발전기도 속도변동에 의해서 프리커링(flickering) 현상이 일어나게 된다. 이를 감지하기 위해 TVM을 설치한다. 그림 12는 20만 kw 디젤발전소의 12K90MCS 엔진에(70,430 bhp X 103.4 rpm) 설치되는 TVM으로 크랭크축 선단에 1 회전당 1024 펄스 엔코더(encoder)를 이용하고 있다. 작동원리는 튜닝댐퍼의 TVM과 동일하다.

종진동 모니터링 시스템은 5, 6 실린더 엔진의 크랭크축을 보호하기 위해 이용되고 있다. 이들 엔진은 종진동 댐퍼의 기능이 저하하면 종진동이 증가할 뿐 아니라 크랭크축의 부가 굽힘응력이 증가한다. 따라서 이를 방지하기 위하여 크랭크축 선단에 전후방향으로 갭 센서를 설치하여 크랭크축의 종진동을 감지하는데 주파수분석 없이 최대진폭을 이용하더라도 기술적으로 문제가 되지 않는다.

엔진 본체진동은 엔진운전 시간과 관계없이 엔진회전수에 따라 변하므로 진동 모니터링 시스템을 대부분 이용하지 않고 있다. 그러나 기능상 엔진의 주요 부품 중의 하나인 과급기는 고속(12,000~24,000 rpm)으로 회전한다. 과급기는 로터와 외부 케이징으로 구성되어 있고 로터는 볼 베어링(VTR형)이나 평면 베어링(NA형)으로 지지되어 있다. 따라서 엔진 운전시간에 따라 베어링의 마모가 증가하고, 로터의 횡진동이 증가하게 된다. 이때 과다한 진동을 방지하기 위하여 케이징과 로터 사이에 갭 센서 또는 외부 케이징에 가속도 센서를 설치하여 로터 회전성분의 진동을 감지하고 있다.

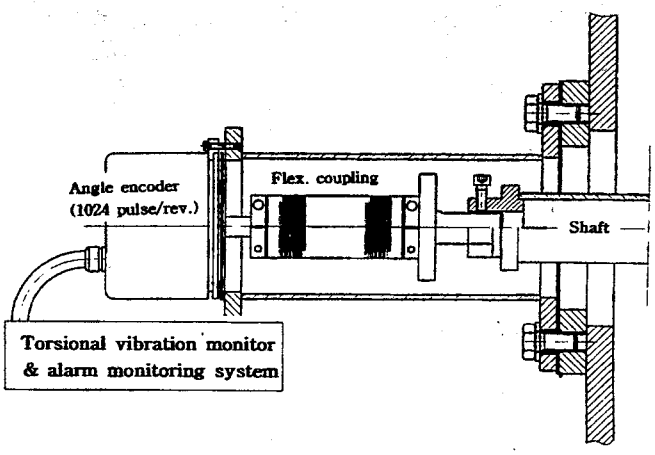

그림 12 12K90MCS엔진의 비틀림진동 모니터링 시스템

이러한 각종 진동 모니터링 시스템은 엔진 운전 시스템과 연결되어 있다. 그리고 이상진동이 감지되면 경보와 함께 엔진회전수를 낮추어 사고를 방지할 수 있도록 하고 있다.

6. 맺 음 말

저속 2행정 디젤 엔진에서 발생하는 엔진진동과 선체진동은 서로 유기적인 관계를 갖고 있다. 따라서 진동을 효과적으로 제어하기 위해서는 엔진과 선박의 특성에 적합하도록 여러 가지 진동을 최적화 하는 것이 바람직하며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 5, 6 실린더 엔진의 추진축계에서 비틀림진동에 의해서 발생되는 추력변동력은 엔진과 선체상부 전후진동의 유발할 수 있다. 따라서 비틀림진동의 주공진점을 MCR보다 하향 조정하는 것이 바람직하지만 불가피하게 MCR보다 상향 조정할 경우 선체보강과 함께 적절한 방진대책을 세우는 것이 바람직하다.

(2) 7 실린더 이상의 엔진이 탑재되는 대형 콘테이너선은 프로펠러보다는 크랭크축의 종진동에 기인된 추력 변동력에 의해서 선체상부 의 전후진동이 발생할 가능성이 크다. 그리고 엔진에서 종진동과 선체상부 전후진동의 고유진동수를 서로 분리할 수 있을 경우 종진동 댐퍼의 감쇠를 조정하여 효과적으로 선체진동을 제어할 수 있을 것으로 판단

되지만, 이외의 경우 적절한 방진대책이 필요하다.

(3) 엔진 본체진동은 엔진보다는 이를 지지하고 있는 선체구조의 강성에 좌우되기 때문에 선체구조의 강성을 증가시키는 것이 우선되어야 한다. 또한 엔진 X-모드 진동은 진동계의 특성에 따라 실린더 폭발순서 변경, 크랭크의 불규칙 배치각 조정 및 auto-on-off 시스템을 갖는 하이드로릭 톱 브레이싱을 이용하여 엔진진동을 제어할 수 있을 것으로 판단된다.

(4) 선박의 안전을 확보하고 엔진의 수리 보수 비용을 줄이기 위해 각종 진동 모니터링 시스템의 적용 범위를 확대하는 것이 바람직하다.

(5) 끝으로 선박에서 엔진 진동 수준은 초기 투자 비용과 밀접한 관계를 가지므로, 인간을 중시하는 설계 자세와 경제적인 여건이 고려된 적절한 조화가 필요할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) ISO2631/1-1985 Evaluation of Hman Exposure to Whole-Body Vibration-Part 1 : General requirements.

(2) ISO6954-1984 Mechanical Vibration and Shock Guidelines for the Overall Evaluation of Vibration in Merchant Ships.

(3) IACS, "Calculation of Crankshafts for I. C. Engines", 1987, M53

(4) HHI-EMD, "Dynamic Characteristics and Performance of Tuning Torsional Vibration Damper for Hyundai-MBD Two Stroke Low Speed Diesel Engine", 1993, MBD Licensees Paper

(5) S. Hylarides and W. van Gent, Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibrations", 1979, Trans. I Mar E(C), Vol. 91, Conference No. 4, Paper C37

(6) D. C. Lee el., "Control of Additional Stresses by the Torsional Vibration on the Oil Distributor Shaft of Controllable Pitch Propeller", APCFS '96, 1996, pp. 843

(7) DNV, Rules for Ships, Jan. 1994, Part 4 Chapter 2 Section 6

(8) D. C. Lee, J. S. Choi and U. K. Kim, "Dynamic Characteristics of Axial Vibration Damper and Its Application for the Propulsion Shafting System with Marine Diesel Engine", ICVE' 94 , Beijing, China, 1994, pp. 471.

(9) D. V. Dort and N. J. Visser, "Crankshaft Coupled Free Torsional Axial Vibrations of Ship's Propulsion System", Netherland Ship Research Centre TNO, Report No. 39M, 1963.

(10) 全孝重, "舶用往復內燃機關軸系 縱ねじり 連成强制振動の理論的解析", 日本舶用機關學會誌, 第 5 卷, 第 3 號, 1970, p. 1.

(11) M. Kuboda and R. Kamichika, "Dynamic Analysis of Crankshaft Using Component Mode Synthesis-Part1 : Efficient Method of Calculations Utilizing NASTRAN Image Super-element", M.E.S.J., Vol. 16 No.2, 1988, p. 1.

(12) 若林克彦, "傳達マトリツクス法による往復內燃機關クランク軸系の振動解析", 日本舶用學會誌, 第 17 卷, 第 12 號, 1982, p. 4.

(13) Y. Iseki and A. Urushihara, "Axial Vibrations and Measurements of Stress in Crank Shafts", J.S.M.E., 1967, pp. 13.

(14) K. Tanida and M. Kabota, "Dynamic Analysis of Crankshaft Using Component Mode - Part2 : Application to Long-Stroke", M.E.S.J., Vol. 16 No. 2, 1988, pp. 12.

(15) 金義玕・全孝重, "舶用デイ-ゼル機關クラ ンク軸系縱振動에 關すゐ 硏究", 日本舶用機關學會誌, 第 22 卷, 第 2 號, 1987, p. 126.

(16) MAN B&W Diesel A/S, "Optimization Firing Orders for 10, 11 and 12 Cylinder Diesel Engines", Document No. P302~9411, 1994

(17) D. C. Lee, B. W. Lee, U. K. Kim and H. J. Jeon, "Vibration Controls of

Two Stroke Low Speed Diesel Engine for Large Scale Container Vessel", ISME ' 95 Yokohama, Vol II, 1995, p. 51.

(18) K. Fujii and K. Tanida, "Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System", ICMES' 84, 1984.

(19) S. Kumazaki, "Fore and Aft Vibration of Main Engine and Ship Vibration Due to the Torsional of 5-cylinder M/E", ICMES" 84. 1984.

(20) 大津正樹,青木純,杉浦公彦, "低速ディーゼル 發電機關へのダイナミックダンパの適用", 日本舶用機關學會誌, 第 28 卷, 第 1 號, 1993, p. 25.

(21) Soren O. Sloth, "Elimination of Ship Hull Vibration (a Presentation of the FLS Vibration Compensator) ", ISME ' 95 Yokohama.,Vol II, 1995, p. 58.

(22) D. S. Cho, S. M. Lee and K. Y. Chung, Active Vibration Control of Ship Structure Using a Mechanical Actuator", 95 ACTIVE ,1995, p. 827.