

4행정 중형 디젤엔진의 진동특성 및 방진대책

유 광 택, 박 정 근

(쌍용중공업(주) 엔진기술연구소)

1. 머리말

4행정 중형디젤엔진은 일반적으로 출력 500 ~ 15,000 HP, 정격회전수 500 ~ 2,000 RPM 범위에서 사용되며, 선박용 보기관, 주기관 및 육상용 발전기 등 다양한 용도의 원동기로 사용되고 있다. 세계적인천제작사로는 Man B & W(독&덴), Wartsila(핀), Semt Pielstick(프), Niigata(일) 등이 있으며, 국내 쌍용중공업, 현대중공업 등이 이들과 기술제휴를 통하여 중형디젤엔진을 생산하고 있다.

디젤엔진은 실린더내 고압의 공기에 연료를 분사하여 그 연소압력으로 크랭크기구를 회전하여 동력을 발생하는 구조이기 때문에 운동부품의 불평형관성력 및 모멘트, 실린더내의 주기적인 연소압력변동등에 의하여 엔진본체 및 동력전달축계에 진동을 야기시킨다. 최근, 엔진 출력증대에 따라 평균유효압력 상승으로 기진력이 증가하고, 선체구조는 상대적경량화로 진동에 대하여 취약해지는 경향이 되어 각 선급은 이에 대한 규정을 강화하고 있는 추세이다.

본 글에서는 4행정 중형디젤엔진 추진축계 및 발전기에서 발생하는 진동문제와 그 평가방법, 그리고 방진대책에 대하여 소개하였다.

2. 추진 축계진동

축계 진동은 그림 1과 같이 비틀림진동, 종진동, 횡진동으로 구분된다⁽¹⁾.

종진동(axial vibration)은 초 장행정 2

행정 주기관에서 종종 문제되며, 일반적으로 4행정 디젤엔진의 경우 크랭크축이 충분한 강성을 가지고 있어 그 고유진동수가 운전범위 이상에 있기 때문에 거의 문제되지 않는다. 횡진동(whirling vibration)은 지금까지 주로 고속 해군함정과 같은 특수선박에서 다루어왔고 상선에서 문제되는 경우는 많지 않았다⁽²⁾. 따라서 본 글에서는 비틀림진동(torsional vibration)에 국한하여 고찰하고자 한다.

선박용 축계의 비틀림진동을 일으키는 주된 기진력은 연소가스압력과 왕복질량관성력 그리고 프로펠러의 변동 토크에 기인한다. 프로펠러 기진 토크는 일반적으로 프로펠러 날개 수에 따라 프로펠러 평균토크의 일정 비율을 취한다.

4행정 디젤엔진 추진축계는 감속기어를 통해 프로펠러를 구동하는 단순 추진축계, 엔진선단에 증속기어를 장착하여 펌프등의 보조장비를 구동하는 축계, 감속기어에 축발전기(shaft generator)를 장착한 축계, 2기 1

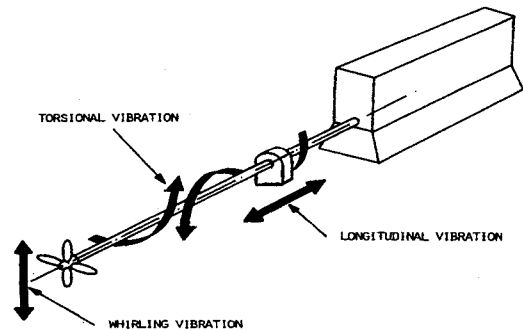


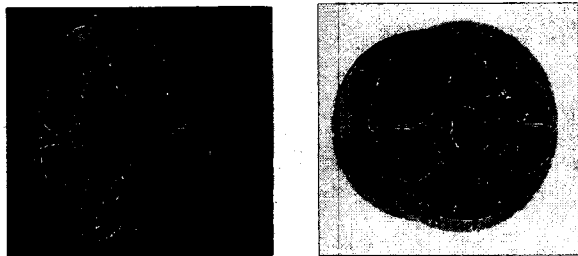
그림 1 추진 축계진동

측시시스템등 다양하게 구성된다.

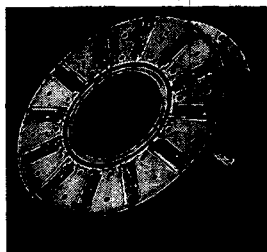
비틀림진동에 의해 축계에 과도한 응력 및 감속기어에서의 기어햄머링(gear hammering)현상등을 방지하기 위하여 추진축계에는 주기관과 감속기어 및 증속기어 사이에 탄성커플링(flexible coupling)을 적용하고 있다. 탄성커플링은 비틀림진동 에너지를 열로 발산하므로써 진동을 감소하는 역할을 한다. 따라서, 적절한 탄성커플링을 선정하는 일이 4행정 디젤엔진 추진축계에서 비틀림진동 방지대책의 대부분을 차지한다.

축계의 비틀림진동 모드는 탄성커플링 모드, 중간축 및 프로펠러축에 의한 축계 모드, 크랭크축 모드 순으로 나타나는데, 탄성커플링 모드 주파수가 주기관의 무부하회전수(idle speed) 이하에 오도록 고려하여야 한다. 탄성커플링에는 일정강성형(a), 토크비례강성형(b), 주파수비례강성형(c) 등 여러형식이 있으며 이들을 그림 2에 보였다. 각 커플링 제작사는 강성계산식과 함께 열부하(thermal load)계산식 등을 제공하고 있다.

비틀림진동에 의한 탄성커플링의 열부하는 정상착화시에 비하여 착화실패(misfiring)시



(a) (b)



(c)

그림 2 탄성커플링

일반적으로 증가하고, 상대적으로 유연한 축계에서는 저속운전범위에서 기어 햄머링현상이 발생할 수 있으므로 주의를 기울여야 한다.

그림 3은 비틀림강성 크기가 상이한 탄성커플링 경우에 대하여 tug boat 축계의 기어휠(gear wheel)에 작용하는 진동토크(vibratory torque)를 전달토크(transmitted torque)와 비교하여 표시하였다. 기어 햄머링을 방지하기 위해 공진점에서 기어휠의 진동토크가 전달토크의 약 50% 이하 되도록 고려한다. 그림 3에서 D, E 커플링 경우 기어손상이 예상된다.

그림 4는 정상착화 및 착화실패시 탄성커플링에 걸리는 열부하를 비교한 결과이다. 축계 비틀림진동응력은 각 선급에서 크랭크축, 중간축, 프로펠러축 등에 대하여 허용값을 제시하고 있으며 이들 허용값을 초과하는

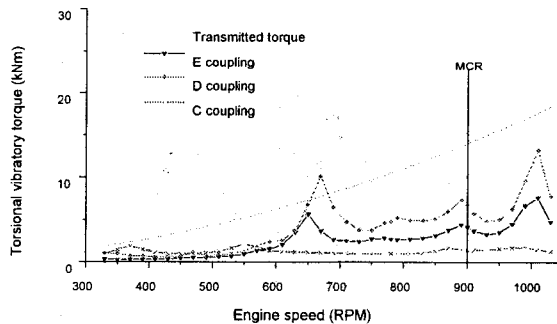


그림 3 기어휠에 작용하는 진동 토크

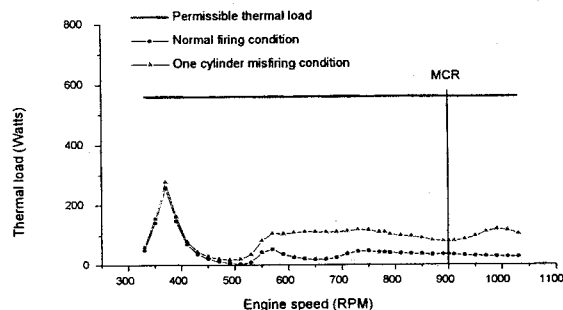


그림 4 정상착화 및 착화실패시 커플링 열부하 비교

경우 다음과 같은 방진대책을 강구한다.

크랭크축의 응력이 허용값을 초과하는 경우나 비틀림진동값이 상대적으로 큰 공진차수가 운전영역내에 존재하는 경우는 일반적으로 비틀림진동 댐퍼(damper)를 진동모드 진폭이 크게 나타나는 크랭크축 자유단(통상 flywheel 반대편)에 설치하여 진동응력을 낮춘다. 비틀림진동 댐퍼로는 점성댐퍼(d), 러버댐퍼(e), 스프링댐퍼(f) 등이 있으며, 점성댐퍼는 공진점 변동없이 단순히 점성감쇠에

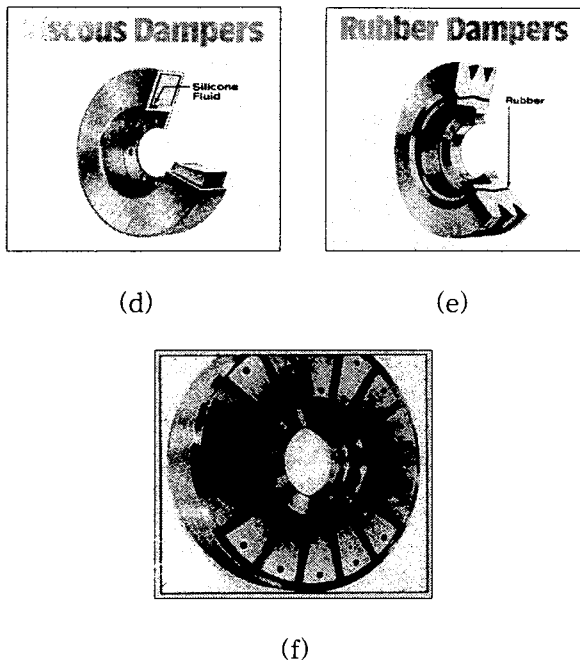


그림 5 비틀림진동 댐퍼

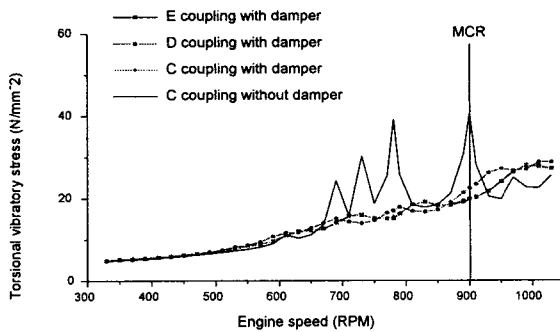


그림 6 크랭크축 비틀림응력

의해 진동크기를 낮추는 역할을 하지만, 스프링댐퍼 및 러버댐퍼는 부가질량계로서 작용하여 공진현상을 양분하는 특성이 있다. 그림 5에 이들 댐퍼를 보였고, 그림 6은 전술한 tug boat 크랭크축의 비틀림진동 응력 선도로 점성댐퍼를 장착하지 않으면 크랭크축의 부 공진차수 응력들이 급격히 증가함을 알 수 있다.

크랭크축의 주 공진차수를 대부분 상용 최대회전수 보다 높도록 고려하지만 PTO (power take-off)를 갖는 크랭크축은 PTO 측에 부착되는 질량의 영향으로 크랭크축의 주 공진차수가 운전영역으로 내려오는 경우가 있으니 주의가 필요하다.

중간축 및 프로펠러축의 응력이 허용값을 초과하는 경우는 축경을 증가시키거나, 튜닝휠(tuning wheel)을 추가로 적용하는 등 진동특성에 따라 적절한 대책을 강구한다.

커플링모드의 공진점이 부득이하게 운전영역 내에 존재하게되는 경우에는 커플링모드 진폭이 큰곳에 튜닝휠을 부착하여 그 고유진동수를 운전영역 이하로 낮추는 방법이 이용된다.

3. 발전장치 축계 비틀림진동

이중베어링형식 발전기에는 탄성커플링이 장착되고, 커플링 모드 진동과 크랭크축 모드의 진동만이 통상 문제가 되므로 추진축계의 경우와 동일한 방법으로 방진대책을 강구한다. 또한, 발전기는 정속으로 운전되므로 일반적으로 크랭크축에 튜닝휠만을 장착함으로써 공진점을 선급에서 요구하는 운전범위 밖으로 쉽게 이동시킬 수 있다.

단일베어링형식 발전기는 엔진크랭크축에 직결함되므로 발전기축 모드와 크랭크축 모드가 서로 영향을 주면서 나타나게 된다. 따라서 방진대책으로서 발전기축의 축경 조정이나 크랭크축 선단에 튜닝휠을 장착하여 공진점을 선급 요구운전범위 밖으로 이동시키거나, 댐퍼를 설치하여 진동레벨을 낮추는 방법등이 강구될 수 있다. 비틀림진동에 의한 발전기의 전압변동을 방지하기 위하여 발전기 로터축의 진동토크가 전달토크의 2.5배를 초과하지 않도록 하여야 한다⁽³⁾.

비틀림진동에 의해 캠축(cam shaft) 진동이 야기되는 경우가 있는데, 일반적으로 크랭크축 모드 절점을 크랭크축의 캠구동기어에 위치시킴으로써 크랭크축의 비틀림진동이 캠축진동을 일으키지 않도록 하고 있으나, 캠축에서 비틀림진동이 문제시 되는 경우 비틀림진동 댐퍼를 장착하여 진동을 제어한다.

그림 7은 5실린더 엔진에서 튜닝휠을 적용하여 비틀림진동을 제어한 예이다. 공진 회전수를 운전영역 위로 올리기 위하여 플라이휠을 줄이는 방법과 발전기축의 강성을 높이는 방법을 고려하였으나, 플라이휠을 줄이는 방법은 회전수 변동을 야기시켜 시스템을 불안정하게 만들 소지가 있어 제외하였고, 또한 1절 모드진동이 제어대상이므로 모드 진폭이 가장 큰 크랭크축 자유단에 튜닝휠을 적용하였다. 정격회전수를 주 공진차수인 1절 5차와 7.5차 사이에 위치시키고 부 공진차수가 정격회전수의 $\pm 5\%$ 범위를 벗어나도록 하였다.

4. 탄성지지 시스템

선박이나 건물에서 진동절연을 목적으로 발전장치를 탄성지지하는 방법이 많이 이용되고 있다. 탄성마운트에는 그림 8과 같이 고무마운트(g), 스프링마운트(h) 등이 있다. 고무마운트는 공진영역에서의 감쇠특성이 양호하여 기진주파수 대역이 광범위한 선박용 장비의 탄성지지에 적합하며, 육상용 장비에

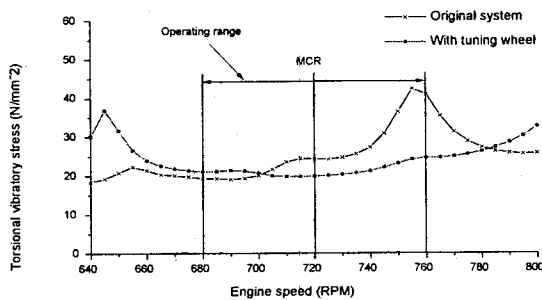


그림 7 튜닝휠을 이용한 비틀림진동 제어

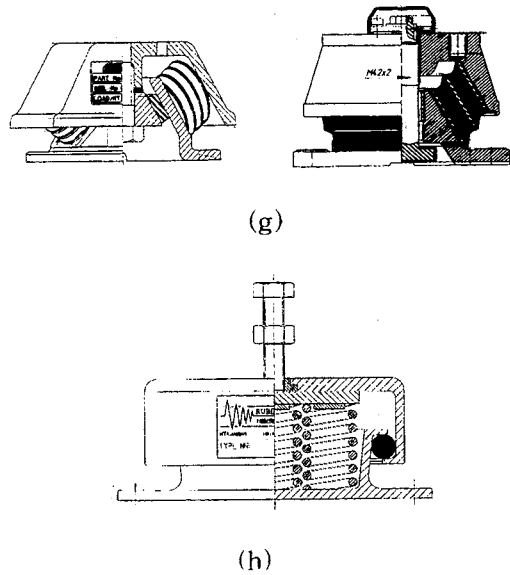


그림 8 탄성마운트

는 종종 스프링마운트가 적용된다.

그림 9는 선박용 디젤발전기의 탄성지지에로서 6자유도의 강체가 3방향 탄성계수를 갖는 마운트에 지지되어있는 것으로 모델링하여 구조진동계산을 한다.

탄성마운트계의 정적설계시, 대상 장비의 정하중을 지지할 수 있고 각 마운트에서 정적 처짐량이 동일하도록 탄성마운트의 사양과 위치를 선정한다. 특히 선박용에 적용되는 탄성마운트는 해상조건에 따른 선박의

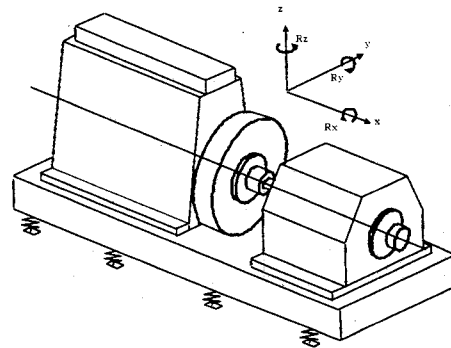


그림 9 디젤발전기의 탄성지지 해석모델

표 1 발전장치의 진동평가 기준 (ISO 8528-9)

Engine Speed rpm	Rated power output of the generating set kW	Vibration velocity	
		Engine mm/s,rms	Generat or mm/s,rms
≥2000 but ≤3600	≤ 40	-	50
	> 40	-	40
≥1300 but <2000	>8 but ≤40	-	40
	>40 but ≤100	-	25
	>100 but ≤200	45	25
	> 200	45	20
>720 but <1300	≥200 but ≤1000	45	20
	> 1000	45	18
≤720	> 1000	45	15

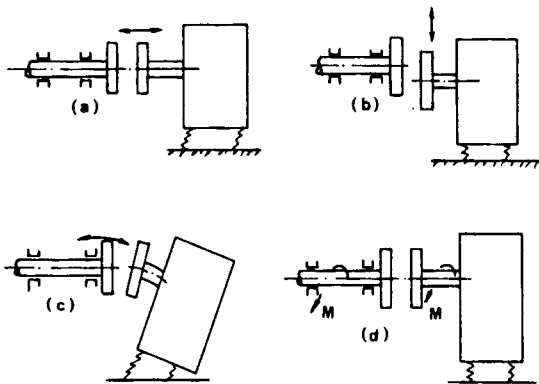


그림 10 탄성지지 주기관의 동적거동

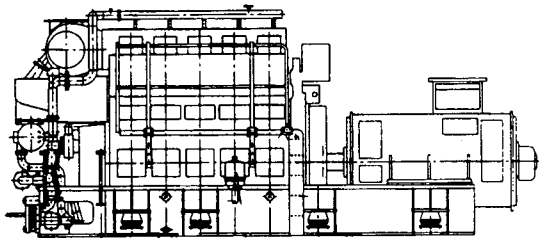


그림 11 5L23/30H 발전장치

pitching, rolling 등의 거동에 대하여 마운트 처짐량이 허용값을 초과하지 않아야 한다. 동적설계시 6자유도 고유진동수가 엔진기진력 및 프로펠러기진력과의 공진을 회피하도록 고려한다. 발전장치의 자체 기진원으로 주 고려대상은 짝수 실린더의 경우 guide force moment이며, 홀수 실린더의 경우 1, 2차 모멘트를 추가로 고려한다. 외부기진원으로서 프로펠러 날개수의 배수 차수 기진주파수와 주기관의 H-moment 기진주파수를 고려한다.

탄성지지 발전장치의 진동레벨은 그림 9의 6자유도 모델로써 강제진동해석을 수행하여 관심부위의 응답을 구한다. 이러한 계산값 및 발전장치 계측값은 표 1의 ISO 왕복동 내연기관구동 발전장치의 진동평가 기준과 비교하여 평가한다. 예로서 엔진속도 720 rpm, 발전기 출력 625 kW인 탄성지지 디젤 발전장치의 진동허용값은 표 1에서 엔진 및 발전기 각각 45 mm/sec, 20 mm/sec rms 임을 알 수 있다⁽⁴⁾.

탄성지지 주기관시스템에는 탄성커플링을 추가로 고려하여야 한다. 이는 그림 10에서와 같이 주기관의 동적거동을 흡수하여야 할 탄성매개체가 측계에 필요하기 때문이다.

탄성마운트 계산에는 엔진, 발전기 및 거치대(common-bed)를 강체로 가정하여 계산하는데, 종종 거치대 강성이 충분치 못하여 문제되는 경우가 있다. 그림 11은 SSHI-B&W 5L23/30H 발전장치(625 kW x 720 rpm)로서, 진동계측값이 허용값을 초과하여

표 2 5L23/30H 발전장치의 고유진동수

진동모드	고유진동수 (Hz)	
	수정전	수정후
Lateral	5.2	5.2
Longitudinal	11.7	11.7
Vertical	8.7	8.6
Rolling	16.5	16.5
Pitching	6.3	6.3
Yawing	8.6	8.7
C/B bending	33.3	34.6
C/B twisting	36.8	42.5

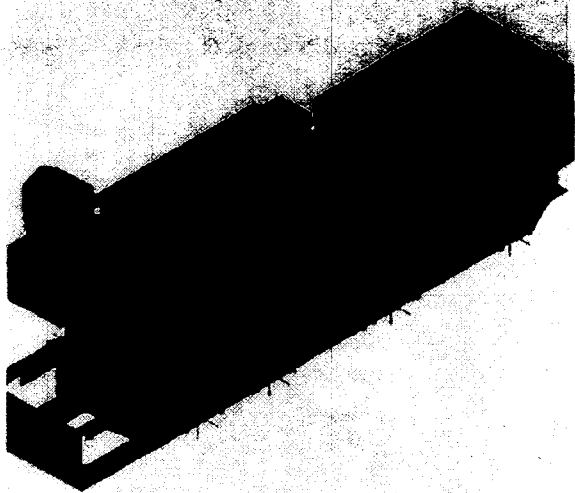


그림 12 5L23/30H 발전장치 유한요소 모델

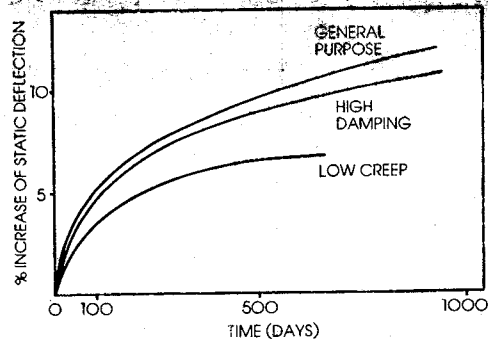


그림 15 고무마운트 creep 특성

거치대 및 발전기 foot부를 수정함으로써 비틀림모드 고유진동수를 증가시켜 문제를 해결하였다.

최근에는 이러한 장치를 그림 12와 같이 유한요소로 모델링하여 엄밀히 해석하는데, 당사에서 범용 구조해석프로그램인 ANSYS를 이용하여 모드해석을 수행한 결과를 거치대 수정전, 후에 대하여 표 2에 보였다.

거치대를 수정하여 강성을 보강함으로써 비틀림모드 고유진동수가 36.8 Hz에서 42.5 Hz로 증가되어 운전영역에서의 주기진원인 2.5차(30 Hz)와의 공진을 회피할 수 있었다. 그림 13, 14에서 굽힘, 비틀림모드를 보이고 있다.

이외에 발전장치와 연결되는 외부 파이프 등의 손상방지를 위해 그 연결부위가 충분히 유연한 구조로 설계되어야 하며, 고무마운트는 그림 15와 같은 creep 특성을 가지므로 마운트 경년변화후 마운트 높이를 재조정하는 작업이 필요하다.

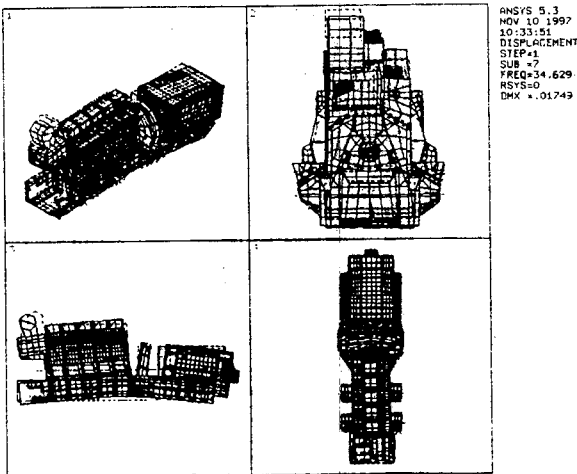


그림 13 5L23/30H 발전장치 굽힘모드

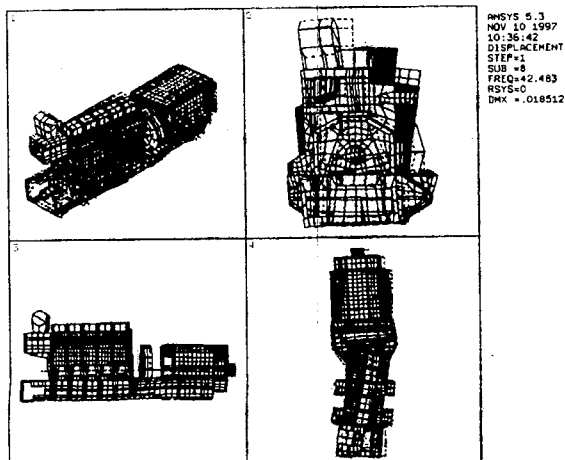


그림 14 5L23/30H 발전장치 비틀림모드

5. 결 언

4행정 중형디젤엔진은 선박용 보기관, 주기관 및 육상용 발전기등 다양한 용도의 원동기로 사용되므로 사용처의 특성 및 요구조건에 따라 다음과 같이 진동특성 및 그 대책을 요약할 수 있다.

(1) 추진축계에서 중진동, 횡진동이 문제되는 경우는 거의 없으며, 축계진동은 대부분 비틀림진동에 국한된다. 적절한 탄성커플링을 선정하는 것이 비틀림진동 방지대책의 대부분을 차지하며 착화실패시 탄성커플링의

열부하 및 기어 햄머링 현상에 주의하여야 한다.

(2) 엔진 운전영역내의 비틀림 공진회피 대책으로 축경을 조정하거나 튜닝휠과 같은 질량을 부착하는 방법, 플라이휠 관성모멘트를 조정하는 방법등이 고려된다. 디젤발전기는 대부분 일정회전수로 운전되므로 비용측면에서 공진회피 대책이 효과적이다.

(3) 크랭크축의 비틀림 진동응력을 낮추기 위해서는 일반적으로 비틀림진동 댐퍼를 적용한다.

(4) 선박이나 건물에서 진동절연할 목적으로 디젤발전장치를 탄성지지하는 방법이 이용되며, 선박의 경우 선박거동을 고려한 정하중설계와 함께 탄성마운트계의 고유진동수가 엔진기진력 및 프로펠러등 외부기진력과 공진을 회피하도록 설계되어야 한다.

(5) 엔진 및 발전기가 설치되는 거치대는 굽힘, 비틀림모드에 대하여 공진이 발생하지

않도록 충분한 강성을 갖게 설계되어야 한다.

참고 문헌

- (1) VERITEC, 1985, Vibration Control in Ships, Chap. 1, p. 1.12.
- (2) 한국선급, 1991, 선박 진동·소음 제어 지침, 제 6 장, p. 179.
- (3) Lloyd's Resister of Shipping, 1996, Rules and Regulations for the Classification of Ships-Part 5, Chap. 8, Sec. 2.6.4.
- (4) ISO 8528-9 : 1995(E), Reciprocating Internal Combustion Engine Driven Alternating Current Generating Sets - Part 9 : Measurement and Evaluation of Mechanical Vibrations, p. 10.