

디젤엔진의 비틀림진동 모니터링 시스템 개발을 위한 실험적인 연구

Experimental Study for Torsional Vibration Monitoring System Development of Diesel Engine

이돈출* · 김상환** · 장석기*

D. C. Lee, S. H. Kim and S. K. Jang

Key Words : Diesel Engine, Torsional Vibration, Damper, Flexible Coupling,
Torsional Vibration Monitoring System

ABSTRACT

The torsional vibration monitoring system(TVM) for large diesel engines was developed and applied by manufacturers of torsional vibration damper, flexible coupling and diesel engine since 1990s. And demands of TVM have been steadily increased to operate safely engine and to extend maintenance interval of damper and flexible coupling. In this paper, the experimental methods and algorithms of TVM development which used the existing PC, turning wheel and speed sensors in ship are introduced.

1. 머리말

선박용 대형 저속 디젤엔진은 1970년대 오일 쇼크 이후 엔진의 열효율을 증대시키기 위하여 평균유효압력과 최대폭발압력이 꾸준히 증가하여 왔다. 따라서 비틀림진동을 일으키는 기진력도 증가하게 되었고 실린더수가 적은 7 실린더 이하의 비틀림 진동의 주 공진점이 상용운전 범위 안에 위치해 있어 필요에 따라 비틀림진동 댐퍼를 적용하고 운전 금지구역을 설정하여 공진점을 피하고

있다. 그리고 8실린더 이상의 엔진은 주로 대형 컨테이너선에 많이 적용하고 있는데 이들 선박은 빠른 선속이 요구되어 선박 크기에 비해 고출력의 엔진이 필요하게 된다. 이러한 대형 디젤엔진에서 그 특성에 따라 고성능의 비틀림 튜닝댐퍼 또는 점성댐퍼를 적용하고 있고, 댐퍼의 성능이 떨어지면 크랭크축의 부가응력이 증가하여 절손사고 등 선박의 안전에 지대한 영향을 미칠 수 있다. 이러한 중요성을 감안하여 댐퍼 제작사인 오스트리아 Geislinger사는 1990년대 초 처음으로 비틀림진동 모니터링 시스템(TVM)을 개발하여 선박용 엔진에 적용하게 되었다.⁽¹⁾ 이후 국내 H사는 출력변동을 줄이기 위하여 실린더 수가 많은 고출력 디젤엔진을 채택하고 있는 대형 육상 디젤발전소에서 연소계통의 장치 불량으로 일어나는 실린더 착화실패

* 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mail.mmu.ac.kr
Tel : (061)240-7089, Fax : (061) 240-7282
** 시그널 워저드

를 자동적으로 모니터링하기 위하여 MAN B&W에서 개발한 TVM을 20만 kW급 디젤발전소에 적용한 사례가 있었다.⁽²⁾ 또한 금년에는 탄성 커플링 제작사인 독일의 Vulkan사에서 자사의 커플링 성능을 지속적으로 모니터링하기 위하여 TVM을 개발하여 국내 대형 유조선에 적용하여 인도한 바 있다.⁽³⁾ 이러한 TVM의 수요는 점차 증가하고 있지만, 대형 디젤엔진의 특성에 따라 소량의 별도 모니터링 장치를 설계하여 설치해야 하므로 가격이 상승하게 된다. 따라서 본 연구에서는 기존 선박용 엔진에 설치된 장치의 일부와 본선용 PC를 이용하여 신뢰성 있는 비틀림진동 모니터링 시스템을 저렴한 가격으로 개발하고자 한다.

2. 비틀림진동 모니터링 시스템의 기본 원리

2.1 갭 센서를 이용하는 방법

1990년대 초 초대형 컨테이너선이 등장하면서 엔진에 고성능의 튜닝 비틀림진동 댐퍼를 부착하게 되었다. 이 엔진들은 고가일 뿐 아니라 댐퍼의 기능이 저하되면 크랭크축의 수명과 안전에 영향을 미칠 수 있다. 또한 수리·보수비용이 크기 때문에 사전에 댐퍼의 성능을 확인하여 그 기간을 늘리고 적절한 시기를 결정하는 것이 바람직하다. 따라서 비틀림진동 댐퍼를 제작 공급했던 Geislinger사에서 외부업체와 공동으로 TVM을 개발하여 보급하였으며 이 시스템의 원리는 다음과 같다.

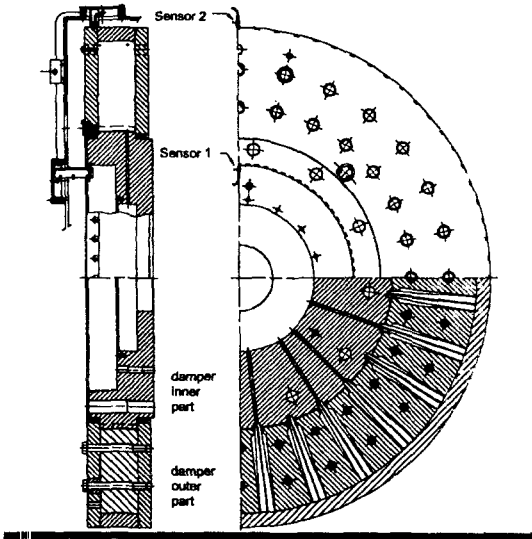


Fig. 1 Gap sensors of TVM in Geislinger damper

우선 Fig. 1과 같이 댐퍼의 내, 외륜에 홈을 파고 갭 센서를 설치하여 주기적으로 얻은 전기적인 펄스파 신호를 FIR(Finite impulse response) 필터를 통해 분석한다. 그리고 별도의 'Junction-box'와 모니터를 엔진 및 엔진 제어실에 설치하여 엔지니어가 댐퍼의 비틀림 각도를 지속적으로 모니터링할 수 있도록 하고 있으며, 이를 Fig.2에 보인다. 또한 필요에 따라 진동 전문가가 'Wave-forms', 차수 및 스펙트럼 분석을 할 수 있도록 하고 있다. 이외도 최근 독일의 커플링 제작사인 Vulkan사에서 Geislinger사와 동일한 원리로 탄성커플링에 갭 센서를 설치한 TVM을 개발하여 소개하고 있으며 이를 Fig. 3에 보인다.

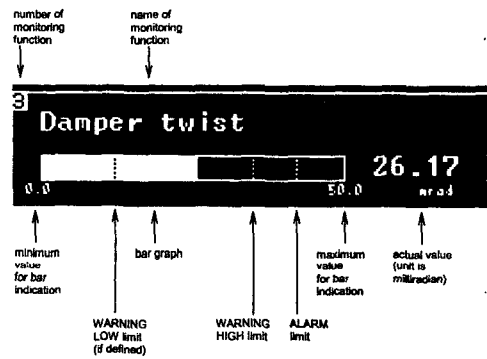


Fig. 2 Display of angular displ. for damper outer

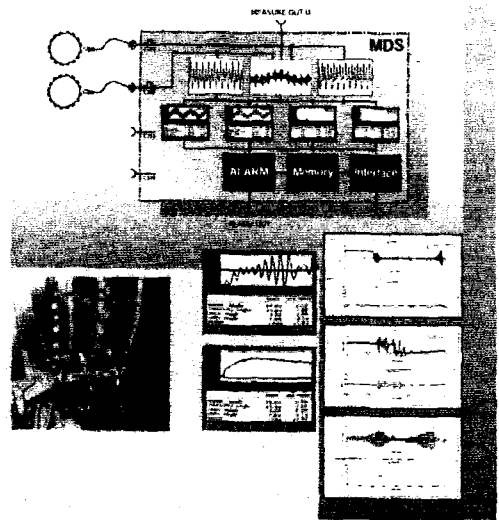


Fig. 3 TVM of flexible coupling in Vulkan Co.

2.2 엔코더를 이용하는 방법

국내 H사에서 제작 공급한 대형 육상용 디젤발전소에서 엔진의 특성상 한 실린더가 착화실패가 일어나면 비틀림진동이 급격하게 증가하게 되므로 엔진에서 이를 신속하게 모니터링하기 위한 시스템이 필요하게 되었다.⁽⁴⁾ 이 엔진은 앞쪽에 댐퍼나 튜닝휠이 설치되어 있지 않아 2.1절의 G사와 같은 방법으로 비틀림진동을 모니터링하기가 곤란하였다. 따라서 크랭크축 선단에 잼센서 대신 정도가 뛰어난 1024 Pulse/rev. 엔코더를 부착하여 비틀림진동을 모니터링 하도록 하였다. 전체적인 설계는 MAN B&W사에서 수행하였으며, 분석 및 모니터링 기능을 TVM 안에 내장시키고 시운전 후 현장 여건에 적합하도록 외부에서 다른 PC를 이용하여 내장된 소프트웨어와 초기 세팅값을 재설정할 수 있도록 하였다. 그리고 외부에서는 주진동 차수 성분만 읽을 수 있도록 하였고 이 신호는 엔진운전시스템과 연결되어 있어 한 실린더 착화 실패시 비틀림진동이 증가하면 발전기의 부하감소와 함께 자동적으로 엔진을 보호할 수 있도록 설계되어 있다.

2.3 범용계측장비를 이용하는 방법

비틀림진동을 측정하는 방법으로 직접 측에 스트레인 게이지를 부착하여 응력을 계측하는 방법과 크랭크축 선단의 비틀림각을 측정하는 방법으로 구분할 수 있다. 전자는 텔레메터링(Telemetering)을 이용한 시스템으로 주로 부가응력보다는 응력을 측정하여 동력을 측정하는데 이용되고 있다. 이는 비틀림진동을 모니터링 할 수는 있지만 복잡하고 비경제적이며, 특히 8실린더 이상에서는 응력이 많이 걸리는 2절 진동의 노드점이 크랭크축에 있기 때문에 정도가 낮을 가능성이 크다.

후자는 최근 개발된 레이저 토손메터가 있기는 하지만 영구적으로 사용하기는 부적합하고 가격이 비싸다. 가장 경제적인 방법으로 2.1절에서 언급한 잼 센서 또는 엔코더를 이용하여 얻은 신호를 'F-V Converter' 를 통해서 각속도 변동으로 전환하고 이를 상용화된 제품을 이용하여 각변위, 'Ordertracking' 및 스펙트럼 분석을 하여 비틀림진동을 모니터링할 수 있다. 이 방법은 간접적인 방법이지만 현재까지 가장 값싸게 비틀림진동을 측정 또는 모니터링할 수 있는 방법이다.

3. PC를 이용한 TVM 개발

앞에서 언급한 여러 회사에서 TVM이 개발될 당시에는 비교적 PC의 연산속도와 저장 용량이 크지 않았다. 따라서 별도의 주변장치들이 필요하게 되어 가격상승의 요인이 되었다. 그러나 최근에 개발된 PC는 연산속도가 매우 빠를 뿐만 아니라 데이터 저장 용량이 획기적으로 증가하였다. 또한 가격이 저렴하여 선박과 디젤발전 플랜트 등에 일반 관리용으로 보급되어 있어 TVM용으로 별도의 준비 없이 같이 사용할 수 있다. 또한 대형 디젤엔진에서 엔진 회전수와 위상을 체크하기 위하여 기존 터닝 휠(Turning wheel) 기어 주위에 잼 센서가 설치되어 있어 이 신호 역시 TVM을 위해 같이 사용할 수 있다. 따라서 TVM을 위한 하드웨어는 계측정도가 약간 떨어지는 100 kHz, 12 비트 정도의 A/D 변환기와 PC에 입력할 수 있는 약간의 케이블 등이 필요하게 된다.(앞에서 언급한 엔진속도 및 위치 센서와 조속기 시스템에서 A/D 변환기능이 있기는 하지만 이를 이용하면 정확성이 떨어질 수 있고 상호 호환이 어려움) 그리고 이를 운용하기 위한 소프트웨어로 본 연구에서 A/D 변환기로부터 받은 신호를 'Ordertracking' 할 수 있는 프로그램을 개발하였으며 그 특징은 다음과 같다. 실제 적용과정에서는 비틀림진동 해석 및 초기 시운전시 진동계측을 통해서 적절한 보완작업이 필요할 것으로 판단된다.

(1) 2 행정과 4 행정 엔진을 동시에 사용할 수 있도록 하였다. 다만 감속기를 통한 프로펠러 가진에 의한 진동 차수는 별도로 검토하여야 한다.

(2) 급격한 엔진 회전수 변동에 적응하도록 10회까지 평균값을 취할 수 있도록 하였으며, 필요시 엔진을 'Sweeping up-down' 하면서 일반 비틀림진동 계측업무도 수행할 수 있도록 하였다.

(3) 비틀림진동의 이론적인 해석 값과 초기 엔진 시운전시 계측 값을 기준으로 하여 상한 값과 하한 값을 설정하고 댐퍼와 탄성커플링의 성능을 주기적으로 모니터링할 수 있도록 하였다. 또한 동일한 방법에 의해서 실린더의 착화실패도 모니터링할 수 있도록 하였으며, 차후 위상 센서에 의해 문제 실린더도 찾아낼 수 있도록 할 예정이다.

4. 실험 엔진의 요목 및 비틀림진동의 이론해석

진동 실험 대상은 목포해양대학교 실습선인 G/T 3,700톤급 새유달호의 주기인 8S26MC를 이용하였고 엔진 요목은 Table 1과 같다. 이 엔진의 비틀림진동 스프링-질량계는 Fig. 4와 같고 크랭크축의 부가응력을 줄이기 위하여 점성 댐퍼가 엔진 선단에 부착되어 있다. 그리고 1~3절의 비틀림진동의 진동 모드는 Fig. 5와 같다. 이론 해석은 댐퍼가 정상적일 경우와 고착에 의해 댐퍼의 기능을 상실하였을 경우 구분할 수 있으며, 크랭크축 선단과 터닝 휠의 2~3절 11, 13차의 각 변위를 각각 Fig. 6~7에 보인다. 또한 실린더 착화실패에 대한 비틀림진동 계산은 1절 2차진동의 공진영역인 150~170 rpm에서 수행하였으며, 이를 Fig. 8~9에 보인다.

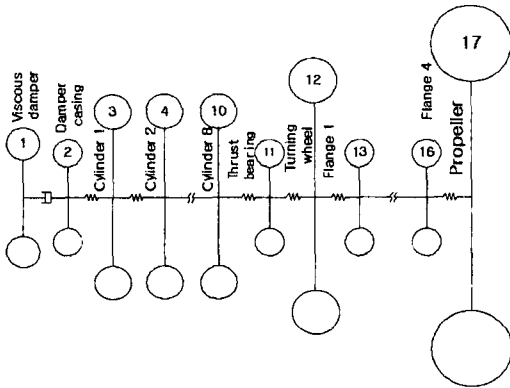


Fig. 4 Spring-mass system for 8S26MC engine

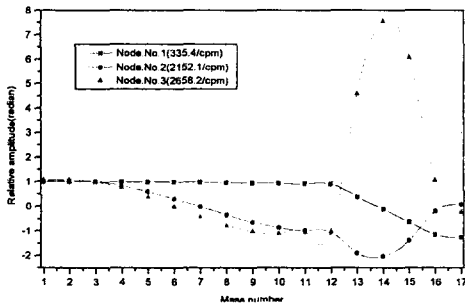


Fig. 5 Mode shape of torsional vibration for 8S26MC propulsion engine

Table 1 Specification of the 8S26MC Engine.

Damper	Type	Holset D1075/165
	Outer inertia	77.96 kg · m ²
	Inner inertia	66.72 kg · m ²
	Absolute damping	17.6 kN · ms/rad
	Inertia ring area	1.51 m ²
Weight	823 kg	
Engine	Type	8S26MC
	Cyl. bore × stroke	260 × 980 mm
	Power at MCR	3,970 bhp × 250 rpm
	Reciprocating mass	537 kg/cyl.
	Firing order	1-8-3-4-7-2-5-6
	Conn. ratio(r/l)	0.436
	No. of cylinder	8 ea
	Weight	53 ton(dry)
Propeller	Turning wheel dia.	1497 mm
	Number of teeth	97 ea
	Type	Fixed pitch propeller
	No. of blade	4 ea
	Diameter	3.06 m
Weight	2370 kg	
Moment of inertia	1095 kg · m ² (in air) 1369 kg · m ² (in water)	

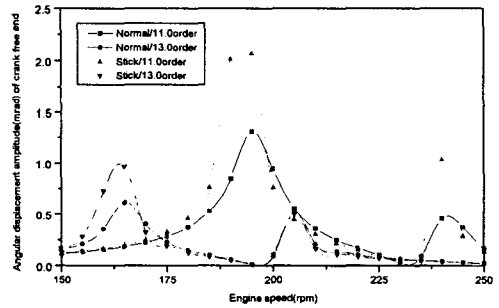


Fig. 6 Calculated angular displacement amplitude of crankshaft free-end

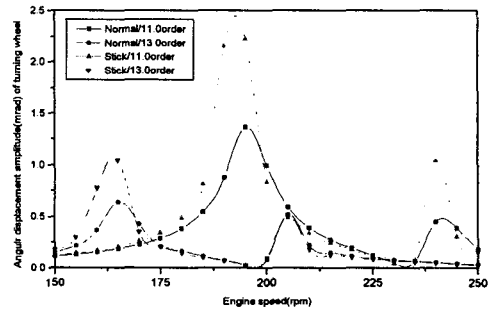


Fig. 7 Calculated angular displacement amplitude of turning wheel

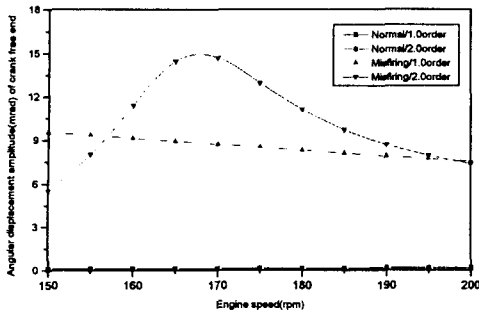


Fig. 8 Calculated angular amplitude of crank free end in cyl. No. 1 misfiring condition

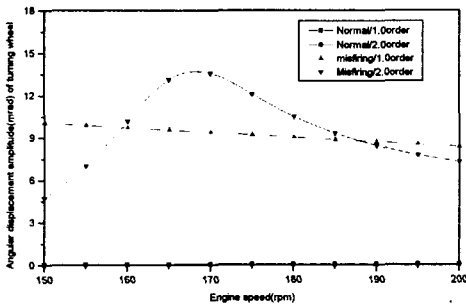


Fig. 9 Calculated angular amplitude of turning wheel in cyl. No. 1 misfiring condition

5. 비틀림진동 실험 및 고찰

TVM을 개발하기 위한 실험 및 비틀림진동 계측 장비 배치도는 Fig. 10에 보이며 기존 선박의 디젤엔진을 이용하였기 때문에 잭 센서와 Laptop 컴퓨터를 별도로 설치하여 2회의 비틀림진동 계측을 수행하였다. 첫째 크랭크축 선단에 국내 A사에서 제작한 엔코더를 이용하여 실험을 하였으나 점성 뱀피 설치로 엔코더를 부착하기 위해 연장된 축의 휘들림이 심하고 크랭크축과 엔코더를 연결하는 커플링이 유연하지 못하여 엔코더의 구조진동이 심하였다. 따라서 이 신호는 진동 모니터링용으로 검증은 할 수 있었지만 레이저 신호와 비교하여 큰 차이가 있어 본 논문에서는 제외하였다. 그러나 여기서 얻은 시간 신호를 Onosokki F-V 변환기를 통해서 주파수분석기로 분석한 결과와 PC에서 직접 분석한 결과가 완전하게 서로 일치하

였다. 따라서 엔코더의 축 정렬과 구조진동만 보완하면 사용상 문제가 없을 것으로 판단된다. 다만 저자의 경험에 의하면 2.2절에서 언급한 M사의 제품에서 엔진의 장기간 사용에 따라 커플링의 절손 사고가 빈번하게 일어나 이를 보완하기 위하여 커플링 외부를 고무로 패킹하여 감쇠를 증가시킨 사례가 있었다.

둘째 터닝 휠에서는 원칙적으로 기존에 설치된 잭 센서를 이용하여야 하나 이는 엔진제작 초기에만 가능하므로 본 연구를 위하여 이 센서 바로 옆에 별도의 잭센서를 설치하였으며, 터닝 휠의 기어 형상은 Fig. 11과 같다. A/D 변환기는 비교적 성능이 좋은 상품화된 instruNet Model 100B 이용하였고, 샘플링 속도 20 kHz로 Laptop 컴퓨터에서 텍스트 파일을 얻은 후 바로 일괄 후처리하는 방법을 택하였다. 그리고 이때 얻은 신호는 Fig. 12와 같다. Fig. 13은 중간 단계에서 터닝휠의 한 회전에 대한 각진폭의 'Wave-forms' 이고 Fig. 14는 엔진의 3회전을 평균하여 이를 차수 분석한 결과다. 또한 계측에 대한 신뢰성을 확인하기 위하여 계측위치, 시기와 분석방법이 각기 다르기는 하지만 이 분야에서 가장 성능이 좋은 독일 P사의 레이저 계측기와 본 실험의 각진폭을 서로 비교·분석하였다. 우선 Fig. 15는 크랭크축 선단에서 레이저 계측기로 계측한 2절 11차 진동이며, Fig. 16은 본 실험을 통해서 얻은 결과로써 비틀림각이 아주 적은 2절 진동 13차 진동까지 얻을 수 있었다. 그리고 기진력이 적어 진동진폭은 이론계산보다 상당히 낮으며 점성뱀피가 정상적으로 작동하고 있음을 알 수 있다.

또한 한 실린더 착화실패에 대한 모니터링을 할 수 있도록 하기 위하여 1절 2차 공진영역인 150~170 rpm에서 실린더 No.1을 인위적으로 연료공급을 차단하고 실험을 수행하였다. Fig. 17은 모든 실린더가 정상적인 상태와 실린더 No. 1만 착화실패시 이론해석 및 계측한 결과로 모든 실린더가 정상적일 때는 각 실린더의 부하의 불균등으로 각진폭은 이론계산결과보다 상당히 크며, 초기 엔진시운전 후 이를 반영하여야 한다. 그러나 한 실린더 착화실패시는 이론 및 계측결과 거의 일치하고 있다.

차후 TVM을 상품화하기 위해 국내산 A/D 변환기를 적용할 예정이며, 제작사와 협의하여 원도우상에서 주기적으로 진동을 모니터링하여 분석 후 디스플레이 되도록 개선할 예정이다.

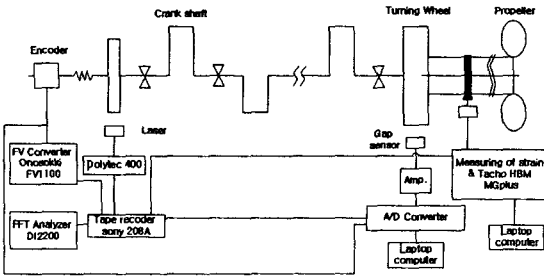


Fig. 10 Schematic diagram for TVM and torsional vibration measurements

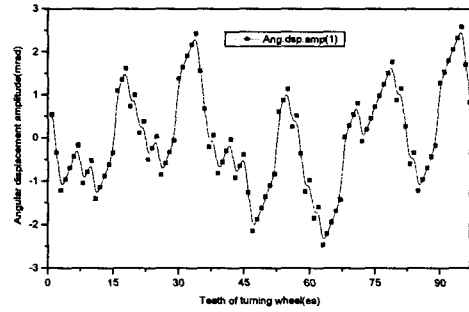


Fig. 13 Wave-form of torsional signal at 220.5 rpm

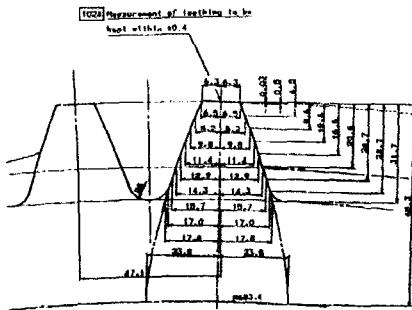


Fig. 11 Teeth section of turning gear for TVM

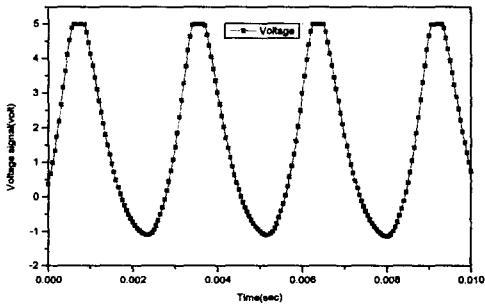


Fig. 12 Time signal received from turning wheel at 220.5 rpm

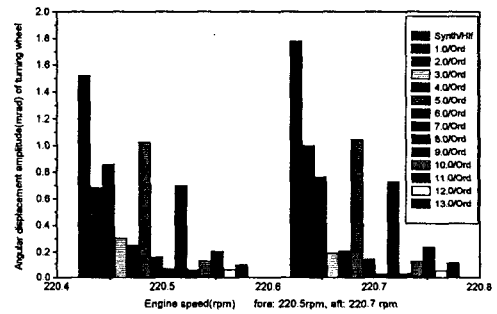


Fig. 14 Ordertracking value of angular dsp. amplitude

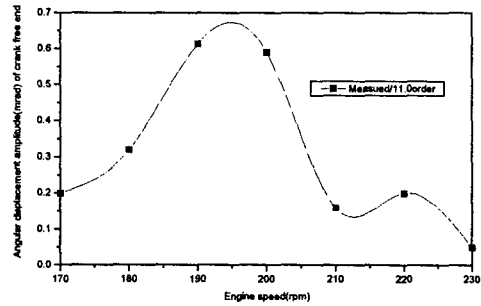


Fig. 15 Angular displacement amplitude of crank free end by Ploytec laser torsionmeter

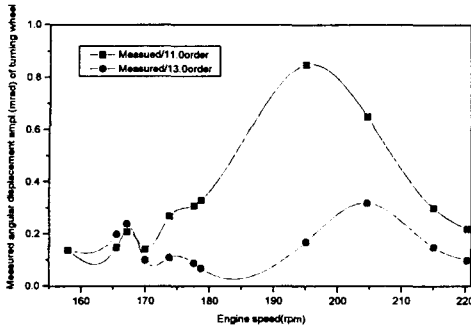


Fig. 16 Measured angular displacement amplitude of turning wheel

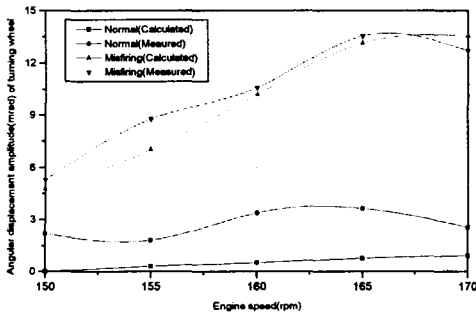


Fig. 17 Angular displ. ampl. of turning wheel

6. 결론

본 논문에서는 TVM을 상품화하기 위한 소프트웨어를 개발하고 진동실험을 8S26MC엔진에서 수행하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 깎 센서를 이용하여 터닝 휠에서 비틀림진동을 모니터링한 결과 크랭크축 선단과 진동모드는 다르지만 이와 유사하게 양호한 결과를 얻을 수 있었다. 그리고 기존에는 한 실린더 착화 실패를 배기가스 온도차에 의해서 감지하였던 것을 1절 비틀림진동에 의해서 아주 쉽고 저렴한 가격으로 빠른 시간 내에 감지할 수 있었다.

(2) 제작된 지 8년 정도 지난 점성댐퍼의 성능을 본 실험을 통하여 확인하였으며 그 결과 댐퍼가 정상적으로 작용하고 있는 것으로 판단되어진다. 또한 비틀림 진폭이 아주 적은 2, 3절 진동까지 모니터링하여 비틀림진동 댐퍼와 탄성 커플링 등의 성능을 지속적으로 모니터링할 수 있었다.

(3) 크랭크축 선단에서(특히 비틀림진동 댐퍼가 설치되어 있는 엔진) 각진폭을 모니터링하기 위하여 동일한 위치에서 엔코더를 사용하는 것 보다 깎센서를 이용하는 것이 반영구적 일뿐 아니라 모니터링 값의 정도도 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

(4) 끝으로 본 실험을 통해서 얻은 자료와 이론을 바탕으로 하여 원격 조정할 수 있는 값싼 비틀림진동 모니터링 시스템을 개발할 예정이며, 추후 일반 비틀림 계측용으로 사용할 예정이다.

참고문헌

- (1) Geislinger, 1992, Geislinger Monitoring System Catalogue for Hyundai-MAN B&W 12K90MC engine.
- (2) Hyundai, 1998, Vibration Monitoring System Catalogue for Hyundai-MAN B&W 12K90MC-S engine.
- (3) Vulkan, 1998, A Monitoring Diagnostic System Catalogue for Flexible Coupling and Sleeve damper.
- (4) 이돈출·유정대·김정렬, 2000, “부동간격 크랭크 배치각에 의한 디젤 발전소의 비틀림 진동 제어”, 한국소음진동공학회지, 제10권 제4호 pp.65 5~661.