

비틀림진동 신호를 이용한 왕복동 내연기관의 착화실패 실린더 검출 방법

Misfiring Cylinder Detection for Reciprocating Internal Combustion Engine Using Torsional Vibration Signal

박 정 근[†] · 정 의 봉*

Jeong-Geun Park[†] and Weui-Bong Jeong*

(Received January 15, 2021 ; Revised February 16, 2021 ; Accepted February 17, 2021)

Key Words : Torsional Vibration(비틀림진동), Misfiring(착화실패), Detection(검출), Monitoring(감시), Internal Combustion Engine(내연기관)

ABSTRACT

The torsional vibration signal of a reciprocating internal combustion engine is a useful tool for monitoring the operating state of the engine, similar to the pulse signal in our body, which serves as the basic diagnostic tool in oriental medicine for assessing the pathogenesis of the human body. In comparison with several other methods for detecting a misfiring cylinder, a method employing the torsional vibration signal is considered to be highly effective in terms of accuracy, time, and cost. This study proposes a method for detecting a misfiring cylinder using the measured torsional vibration signal. The fundamental frequency amplitude and phase angle of the torsional vibration signal are found to distinguish the misfire occurrence and misfiring cylinder position, respectively. The proposed method is verified by analysis and numerical simulation using two-stroke, four-stroke, in-line, and V-type engines.

기 호 설 명

$d\theta$: 미소 각변위	k	: 기본주파수 또는 고조파 성분의 차수
$F(t)$: 비틀림진동 기진력	k_f	: 기본주파수 성분의 차수
$F_0(k)$: $F(t)$ 의 k 차 성분 진폭	n_{cyl}	: 실린더 수
FA	: 폭발순서에 따른 실린더의 폭발각도	t	: 시간
i, iA, iB	: 실린더의 번호	$\alpha(k)$: $\theta(t)$ 의 k 차 성분 위상
i_F, i_{Fmin}	: $F(t)$ 의 크랭크 각변위 위치	$\beta(k)$: $F(t)$ 의 k 차 성분 위상
$i_\theta, i_{\theta max}$: $\theta(t)$ 의 크랭크 각변위 위치	$\theta(t)$: 비틀림진동 각변위 신호
j	: 허수	$\theta_0(k)$: $\theta(t)$ 의 k 차 성분 진폭
		ω	: 회전 각속도

[†] Corresponding Author ; Member, EonC Co., Ltd., CEO
 E-mail : eonc@engineeringoncloud.com

* Fellow Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Professor

A part of this paper was presented at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Won Seok Yang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

1. 서 론

왕복동 내연기관 시스템에서 운전 중 특정 실린더에서 연소가 일어나지 않는 착화실패(misfiring) 현상이 종종 발생하게 되는데, 실린더 착화실패는 선박, 자동차, 발전설비, 석유화학 등 산업 전반에서 이용되는 왕복동 내연기관 시스템의 고장을 일으키는 주요 원인 중 하나이다. 착화실패가 발생하게 되면 불완전 연소에 따른 유해 배출물 증가로 인한 환경오염뿐만 아니라, 운전성능 저하 및 축계 요소 손상에 의한 운전 중단 등 치명적인 고장을 일으킬 수 있다.

왕복동 내연기관은 주기적으로 반복되는 실린더 가스 폭발력과 왕복질량 관성력으로 인해 본질적으로 변동 토크에 의한 비틀림진동 현상이 발생하게 되고, 이로 인한 축계 고장 및 파손을 방지하기 위하여 각 선급 협회는 비틀림진동 계산에 의한 설계 검정과 제작 시운전시의 계측 검정을 규정함으로써 안전성을 보장하고 있다.

하지만, 원유가 상승에 의한 저질유 사용 등의 이유로 착화실패 실린더 발생 빈도가 증가하면서 탄성 커플링이나 축발전기 등에서 비틀림진동에 의한 고장 사례가 증가하고 있는 실정이다. 또한, 대부분 다 실린더 기관인 왕복동 내연기관에서 착화실패 실린더가 발생할 경우 고장진단 및 유지보수 비용과 시간을 절약하기 위한 요구가 날로 증가하고 있다.

착화실패 실린더의 위치를 검출하기 위해 실린더의 압력이나 온도를 감시하는 방법⁽¹⁾, 배기가스의 온도를 측정하는 방법⁽²⁾, 진동신호나 비틀림진동 신호를 이용하는 방법⁽³⁻⁵⁾ 등에 대한 연구가 이루어져 왔다. 하지만, 실린더의 압력이나 온도를 감시하는 방법은 연소환경에 노출되는 센서의 수명과 비용 문제, 배기가스의 온도를 측정하는 방법은 부정확하고 실시간 감시가 어려운 문제점, 진동신호를 이용하는 방법은 기관 본체의 가속도 신호를 패턴화하여 통계적 적용이 가능한 자동차용 내연기관에는 적용되고 있지만 정형화되지 않은 선박용이나 일반 산업용 내연기관에는 부적합한 문제점을 가지고 있다.

그중에 비틀림진동 신호를 이용하는 것은, 한의학에서 진맥을 이용하여 신체의 건강상태와 병인을 분석하는 것처럼⁽⁶⁾, 착화실패 실린더의 검출 및 회전기계장치의 상태 진단을 위한 매우 유용한 방법으로 정

형화되지 않은 일반 내연기관 축계에도 적용이 가능하고, 센서는 계측이 용이한 단지 한 곳에 설치하는 것으로 충분하며, 착화실패 여부와 착화실패 실린더의 위치 검출을 위해 단순한 수식 적용만으로 실시간 감시가 가능한 장점이 있다.

그러나, 선형진동을 이용한 기계안전진단 시스템은 많이 개발되어 있으나, 비틀림진동 신호를 이용한 상태진단 장비는 극소수에 불과하고, 착화실패 및 착화실패 실린더를 검출하기 위한 많은 연구에도 불구하고 비틀림진동 신호를 이용한 상용화된 장치와 그 적용 실적은 많지 않은 것이 현실이다.

이 연구는 비틀림진동 신호를 주파수 분석하여 구한 기본주파수 성분의 진폭과 위상을 이용하여 착화실패 발생여부와 착화실패 실린더의 위치를 실시간으로 검출하는 방법에 관한 것이다. 착화실패가 발생하게 되면 비틀림진동 신호의 대부분을 기본주파수 성분이 차지하게 되므로, 기본주파수 성분의 진폭과 비틀림진동 신호의 합성 진폭을 비교하여 착화실패 여부를 판정하고, 기본주파수 성분이 최대일 때의 각도와 위상으로부터 착화실패 실린더의 위치를 검출하는 방법을 제안하였다. 그리고, 제안한 방법의 유용성을 직렬형 및 브이형 왕복동 내연기관 실제 축계에 대하여 수치해석 시뮬레이션에 의한 방법으로 확인하였다.

2. 비틀림진동

2.1 정상착화 및 착화실패

기관 운전시 기관내의 모든 실린더가 전 운전속도 범위에서 항상 정상적인 착화조건에 있지 않고, 착화실패 실린더의 발생은 축계 장치의 고장이나 운전정지 등의 심각한 위험을 초래하게 되므로 초기 설계검정 단계에서 실린더의 정상착화조건 뿐만 아니라 착화실패에 따른 해석도 필요하다.

실린더 착화실패가 발생하면 가스압력에 의한 토크가 작용하지 않고 불연소 가스에 의한 토크만 작용하므로, 동일 기관출력에서 정상착화 실린더들의 평균유효압력이 상승하게 되고, 착화실패 실린더로 인한 토크 불균일로 비틀림진동이 증가하게 된다.

2.2 비틀림진동 기진력

왕복동 내연기관 축계의 주요 비틀림진동 기진력은 실린더 가스 폭발력과 왕복질량 관성력 등의 변동

토크에 기인하고, 실린더 착화실패가 발생하면 가스 폭발압력에 의한 토크가 작용하지 않고 불연소 가스와 왕복질량 관성력에 의한 토크만 작용하게 된다. 이 연구에서는 대부분이 다 실린더 기관인 왕복동 내연기관에서 착화실패가 발생할 경우에 대해 비틀림진동 기진력을 먼저 평가하고자 한다(7-9).

비틀림진동 기진력은 한 주기 동안 일련의 폭발순서에 따라 크랭크 축에 작용하는 회전 토크에 의한 기진력으로, 직렬형과 브이형 왕복동 내연기관의 비틀림진동 기진력 $F(t)$ 는 각각 아래와 같이 기본주파수와 고조파 성분의 합으로, 직렬형 기관은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F(t) = \sum_i^{n_{cyl}} \sum_k^n F_{0,i}(k) e^{j(\beta_i(k)-k \cdot FA_i)} \cdot e^{jk \cdot \omega t} \quad (1)$$

크랭크 쓰로우에 A-bank와 B-bank의 실린더가 V-angle로 배열되는 브이형 기관은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F(t) = \sum_i^{n_{cyl}/2} \sum_k^n [F_{0,i}(k) e^{j(\beta_i(k)-k \cdot FA_{i,A})} + F_{0,i}(k) e^{j(\beta_i(k)-k \cdot FA_{i,B})}] \cdot e^{jk \cdot \omega t} \quad (2)$$

2.3 비틀림진동 기본주파수 성분

왕복동 내연기관 축계의 비틀림진동 해석은 축계 장치의 부하조건과 운전속도에서 k 차 조화성분의 기진력이 작용할 때 축계의 k 차 조화 응답을 구하는 것으로 단순화할 수 있다.

비틀림진동 해석을 위하여 실제 축계를 질량-감쇠-스프링 진동계로 이상화하고 이를 운동방정식으로 표현하면 식(3)과 같다.

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = F(t) \quad (3)$$

주기함수 기진력에 의한 응답 또한 주기함수이므로 비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 또한 기본주파수와 고조파 성분의 합의 꼴로 식(4)와 같이 표현할 수 있고,

$$\theta(t) = \sum_k^n \theta_0(k) e^{j(k \cdot \omega t + \alpha(k))} \quad (4)$$

기준실린더의 상사점을 원점으로 하여, 크랭크 1회전을 균등 분할한 미소 각변위를 $d\theta$, 분할 구간에서

의 각변위 위치를 i_θ 라고 하면, 크랭크 각변위는 $\omega t = i_\theta d\theta$ 와 같이 나타낼 수 있으므로 비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 는 식(5)와 같이 수치화된 펄스 신호 형태로 나타낼 수 있다.

$$\theta(t) = \sum_k^n \theta_0(k) e^{j(k \cdot i_\theta d\theta + \alpha(k))} \quad (5)$$

비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 의 기본주파수와 고조파 성분은 상기 식에서 허수부를 취하여 식(6)과 같은 사인함수로 표현할 수 있다.

$$\theta_k(t) = \theta_0(k) \sin(k \cdot i_\theta d\theta + \alpha(k)) \quad (6)$$

그리고 차수 성분 k 는 한 주기 동안의 크랭크축 회전을 고려하여 2행정 기관 및 4행정 기관에 대하여 다음과 같이 적용한다.

$$k = 1.0, 2.0, 3.0, \dots \text{ (two-stroke engine)} \quad (7)$$

$$k = 0.5, 1.0, 1.5, \dots \text{ (four-stroke engine)} \quad (8)$$

여기서 2행정 기관 기본주파수 성분은 $k=1.0$ 차 성분이고, 크랭크축 2회전이 한 주기인 4행정 기관은 $k=0.5$ 차 성분이 착화실패 실린더 검출을 위한 기본주파수 성분이다. 이하에 표시하는 차수성분 k_f 는 기본주파수 성분을 표시하는 값이라고 한다.

3. 착화실패 비틀림진동 특성

3.1 비틀림진동 신호

Fig. 1은 비틀림진동 신호를 계측하고 신호처리를

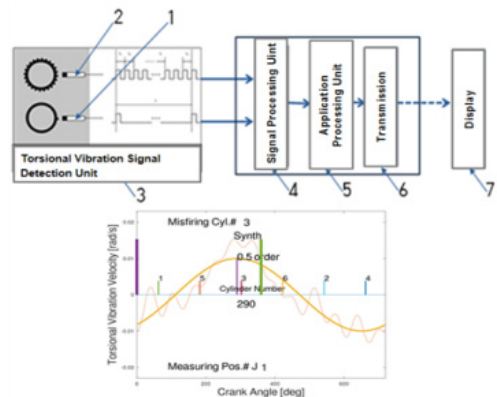


Fig. 1 Schematic diagram for misfire detection

통해 이를 주파수분석한 후 응용처리하여 검출한 착화실패 실린더의 일례를 보인 것이다.

Fig. 1에서 회전수 측정용 센서 1은 기준실린더(통상 1번 실린더)의 상사점 위치와 일치하도록 설치하고 회전속도 변동을 측정하기 위한 센서 2는 크랭크축 1회전 각도를 등 간격으로 분할한 구간을 펄스 신호 형태로 감지할 수 있도록 설치한다. 그리고, 비틀림진동 신호 검출부 3은 이들 펄스 신호를 이용하여 비틀림진동 신호를 측정한다.

측정된 비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 는 FFT(fast Fourier

transform)과 같은 주파수분석을 실시하여 각 주파수 성분에 해당하는 차수(order)의 각변위 진폭 $\theta_0(k)$ 와 위상 $\alpha(k)$ 를 구한다.

3.2 기진력과 비틀림진동 각변위

실린더 정상착화와 착화실패시 비틀림진동 특성을 파악하기 위하여 비틀림진동 수치해석 시뮬레이션을 수행하고 비틀림진동 기진력과 비틀림진동 응답을 구하였다. 시뮬레이션 결과인 비틀림진동 기진력과 비틀림진동 응답은 실제 내연기관 시스템의 기진력과 응답에 해당하므로 비틀림진동 응답을 실제 시스템에서 계측된 비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 로 가정하고 착화실패 여부와 착화실패 실린더를 검출하였다.

Table 1의 4행정 직렬형 내연기관 시스템 Case 1에 대하여, Fig. 2와 같이 질량-감쇠-스프링 진동계로 모델링하고 수치해석 시뮬레이션으로 구한 비틀림진동 기진력과 비틀림진동 각변위를 Figs. 3~6에 표시하였다.

정상착화시 비틀림진동 특성은 Fig. 3과 같이 기진력 및 비틀림진동 응답 모두 기본주파수 성분의 기여도는 매우 낮다. 하지만, 착화실패 발생시에는 Fig. 4와 같이 기본주파수 성분의 기진력이 증가하게 되고, 이로 인한 비틀림진동 응답은 Fig. 5와 같이 비틀림진동 신호에서 기본주파수 성분의 기여도가 가장 크게 된다.

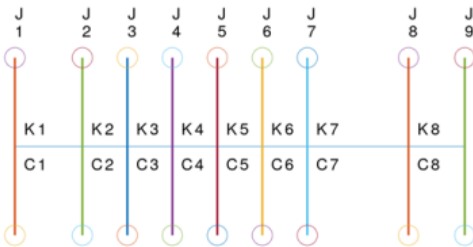
Fig. 5에서 비틀림진동 합성응답(Synth) 그래프는 Fig. 1의 검출부 비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 이고, 신호처리부에서 주파수 분석을 실시하여 획득한 기본주파수 성분의 진폭 $\theta_0(k_f)$ 와 위상 $\alpha(k_f)$ 을 이용하여 Fig. 5의 기본주파수 성분(0.5 order) 그래프를 얻는다. 따라서, 기본주파수 성분의 진폭이 비틀림진동 신호 진폭의 일정 비율 이상이면 착화실패 실린더가 발생한 것으로 판정할 수 있다. 착화실패는 선급 규정과 동일하게 한 개의 실린더에서만 착화실패가 발생하는 경우로 국한한다⁽¹⁰⁾.

Fig. 4와 Fig. 5에 보인 바와 같이 착화실패 실린더는 기본주파수 성분의 기진력이 최소값을 갖는 위치에서 폭발행정이 이루어지는 실린더이고, 이 위치에서 기본주파수 성분의 진동 응답은 최대값을 갖게 되므로, 이들 위치에서의 크랭크 각변위를 구하면 착화실패 실린더를 특정할 수 있다. 한편, 특정 실린더의 착화실패 발생시 비틀림진동 계측 위치 변경에 따른 비틀림진동 응답 특성을 Fig. 6에 나타냈다. Fig. 6에

Table 1 Torsional vibration system

Parameter	Case 1	Case 2	Case 3
Engine type	4-stroke, in-line 6 cylinders	2-stroke, in-line 7 cylinders	4-stroke, v-type 8 cylinders
Rated output	426 kW at 1800 r/min	4890 kW at 170 r/min	353 kW at 1800 r/min
Application	Generator set	Propulsion	Generator set
Cylinder bore	130 mm	350 mm	128 mm
Stroke length	160 mm	1400 mm	142 mm
Firing order	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4	1 - 7 - 2 - 5 - 4 - 3 - 6	1B - 1A - 3A - 2B - 2A - 3B - 4B - 4A
Firing angle	0-120-240-360 - 480-600	0-51.5-104.5-153.1-208.0-255.8-310.2	0-90-180-270-360-450-540-630

Mass Elastic Data



Case 1 : 4-Stroke Inline Engine Generator Set

Fig. 2 Mass-elastic model for vibration analysis

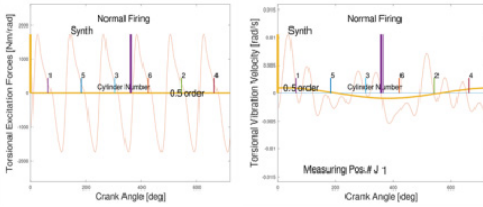


Fig. 3 Force and velocity in normal firing (case 1: 4-stroke, in-line 6 cylinders)

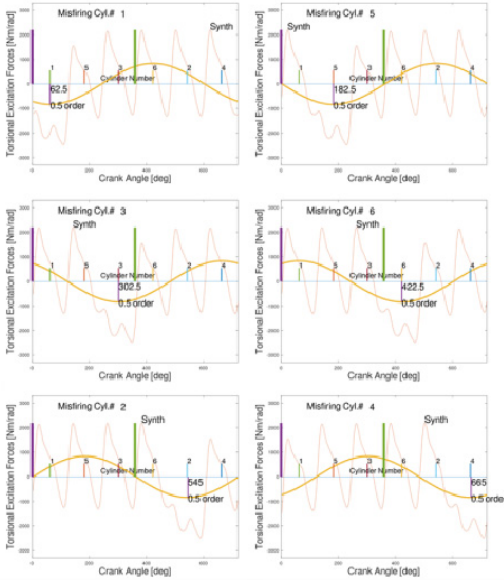


Fig. 4 Excitation force in misfiring (case 1: 4-stroke, in-line 6 cylinders)

보인 바와 같이 착화실패 발생시 비틀림진동 기본주파수 성분의 진폭과 위상은 계측 위치와 무관한 특성을 보이므로, 이 연구에서 제안한 방법이 산업현장에서 효과적으로 사용될 수 있음을 알 수 있다.

4. 착화실패 실린더 검출

4.1 기준실린더의 위치

착화실패가 발생한 것으로 판정되면 2행정 기관은 크랭크축 1회전이 한 주기이므로 기준실린더의 상사점 위치를 특정하는데 문제가 없으나, 4행정 기관은 크랭크축 회전수 센서의 감지가 한 주기 중 2회에 걸쳐 발생하므로 그 중 어느 것이 기준실린더의 상사점 위치를 표시하는지 구별할 필요가 있다.

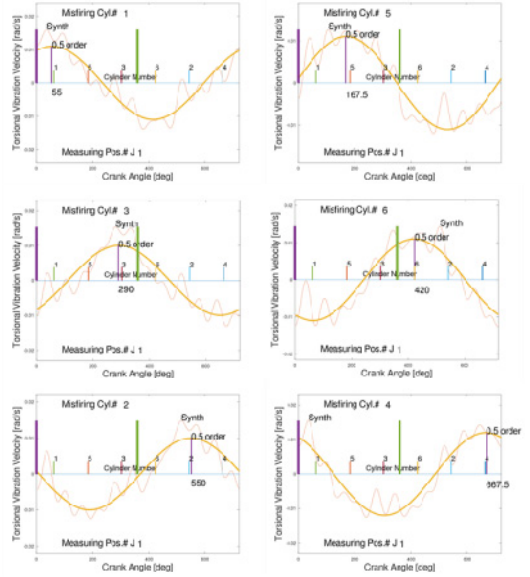


Fig. 5 Vibration velocity in misfiring (case 1: 4-stroke, in-line 6 cylinders)

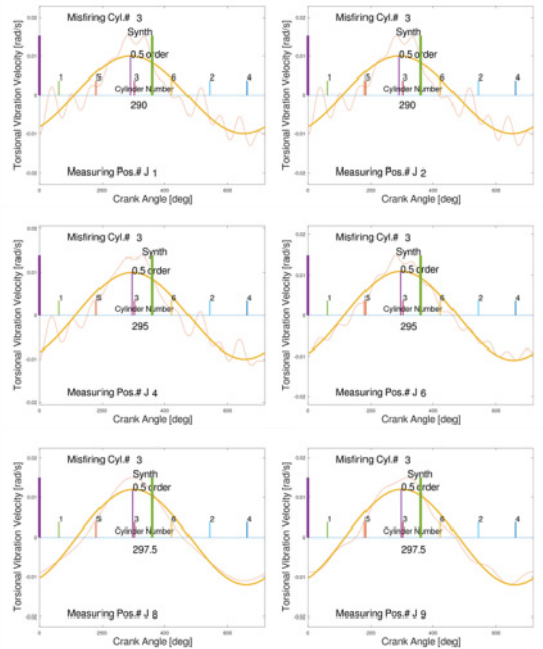


Fig. 6 Vibration velocity in misfiring depending on the change of measuring position(case 1)

4행정 기관에 대해서는 추가로 Fig. 5에 보인 바와 같이 주파수 분석에 사용된 현재 회전수 펄스 신호가 통상적으로 설치되는 캠축 위치 센서(camshaft posi-

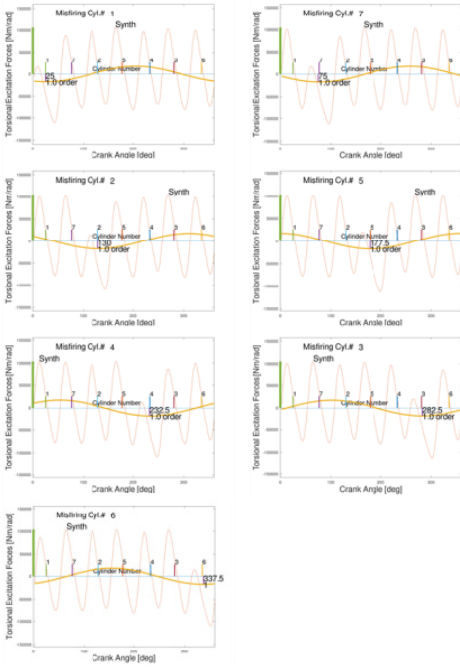


Fig. 7 Excitation force in misfiring (case 2: 2-stroke, in-line 7 cylinders)

tion sensor)의 펄스 신호와 일치하는 펄스 신호이면 현재의 회전수 펄스인 선행 펄스 신호를 기준실린더의 상사점을 지시하는 펄스로, 그렇지 않으면 후행 펄스를 기준실린더의 상사점을 지시하는 펄스로 구별하고, 구별한 기준실린더의 상사점을 크랭크 각변위 원점으로 수정하여 기본주파수 성분의 위상과 최대값 일 때의 각변위를 재 산정한다.

4.2 착화실패 실린더의 위치

기준실린더의 상사점을 각변위 원점으로 하여 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 크랭크 각도와 위상은 비틀림진동 신호 성분의 사인함수 식 (6)으로부터 식 (9)와 같이 표현되고, Fig. 5에 보인 바와 같이 각 실린더 착화 실패시에 대하여 비틀림진동 신호 기본주파수 성분(0.5 order)이 최대값을 갖는 크랭크각도는 식 (9)에 의해 식 (10)과 같이 구해진다.

$$i_{\theta \max} d\theta = \frac{1}{k_f} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha(k_f) \right) \tag{9}$$

$$i_{\theta \max} = [55, 167.5, 290, 420, 550, 667.5] \tag{10}$$

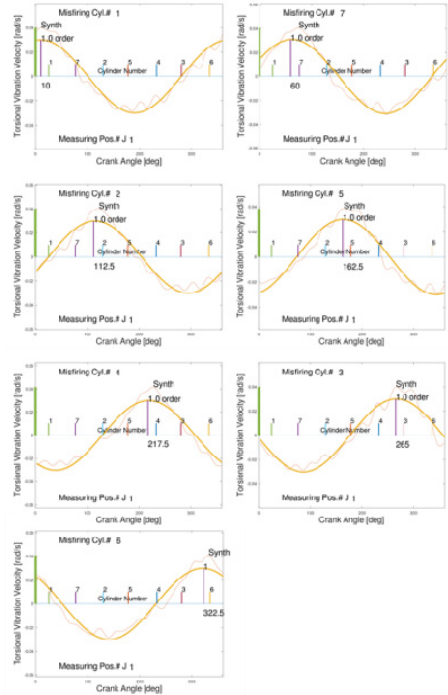


Fig. 8 Vibration velocity in misfiring (case 2: 2-stroke, in-line 7 cylinders)

비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 와 마찬가지로 Fig. 4와 같이 표현되는 각 실린더 착화실패시 기진력의 기본주파수 성분도 사인함수 식 (11)로 표현할 수 있고,

$$F(t) = F_0(k_f) \sin \left(k_f \cdot i_f d\theta + (\beta(k_f) - k_f \cdot FA_i) \right) \tag{11}$$

기진력 기본주파수 성분이 최소값을 갖는 크랭크 각도 $i_{F \min} d\theta$ 는 식 (12)와 같이 표현된다.

$$i_{F \min} d\theta = \frac{1}{k_f} \left(\frac{3\pi}{2} - \beta(k_f) \right) + FA_i \tag{12}$$

그런데, Fig. 4에서 기준실린더(Cyl. #1) 착화실패시 기진력 기본주파수 성분이 최소가 되는 각변위는 $i_{F \min} d\theta = 62.5^\circ$ 이므로 기본주파수 성분의 기진력의 위상은 $\beta(k_f) = 238.75^\circ$ 으로 계산된다.

기진력의 위상 $\beta(k_f)$ 은 착화실패 실린더의 위치와 무관하게 일정한 특성을 가지고 있고, 착화실패시 기진력이 최소가 되는 각변위 $i_{F \min} d\theta$ 와 진동응답이 최대가 되는 각변위 $i_{\theta \max} d\theta$ 는 서로 일치하므로, 착화실패 실린더의 위치를 용이하게 특정할 수 있는 식 (13)을 얻게 된다.

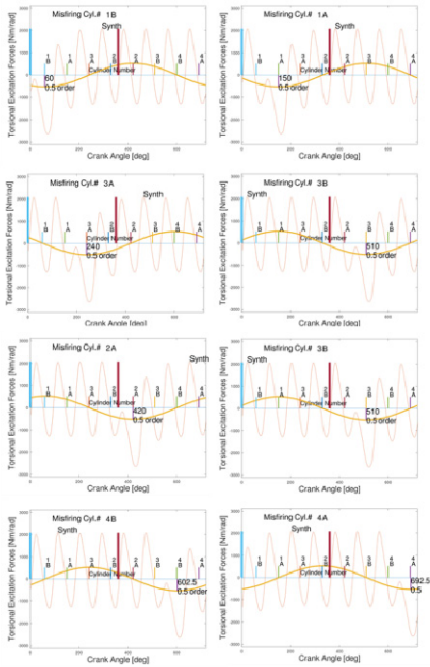


Fig. 9 Excitation force in misfiring (case 3: 4-stroke, v-type 8 cylinders)

$$FA_i = i_{\theta_{max}} d\theta - \frac{1}{k_f} \left(\frac{3\pi}{2} - \beta(k_f) \right) \quad (13)$$

이제 최대값을 갖는 크랭크 각도 $i_{\theta_{max}} d\theta$ 와 위상 $\beta(k)$ 을 이용하여 계산한 착화실패 실린더의 폭발각도는 $FA_i = [-7.5, 105, 227.5, 357.5, 487.5, 605]$ 으로, Table 1의 폭발순서에 따른 폭발각도 $FA = [0, 120, 240, 360, 480, 600]$ 와 비교함으로써 정확하게 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있게 된다.

Fig. 5 misfiring cyl.# 3의 예를 들어 설명하면, Fig. 1의 검출부에서 얻어진 비틀림진동 신호 $\theta(t)$ 는 합성 응답(synth) 그래프이다. 신호처리부에서는 주파수 분석을 실시하여 기본주파수 성분의 진폭 $\theta_0(k_f)$ 과 위상 $\alpha(k_f)$ 을 획득하며 기본주파수 성분(0.5 order) 그래프는 이를 나타낸 것이다.

기본주파수 성분(0.5 order)의 진폭 $\theta_0(k_f)$ 이 합성 응답(synth) $\theta(t)$ 의 진폭과 비교하여 일정 비율 이상이면 착화실패가 발생한 것으로 판정한다. 이제 착화실패 실린더의 위치를 검출하기 위하여 식 (9)에 의해 기본주파수 성분(0.5 order)이 최대값을 갖는 크랭크 각도 $i_{\theta_{max}} d\theta = 290^\circ$ 를 구하고, Fig. 4와 식 (12)에서 얻어진 기준실린더(cyl. #1) 착화실패시 기본주파수

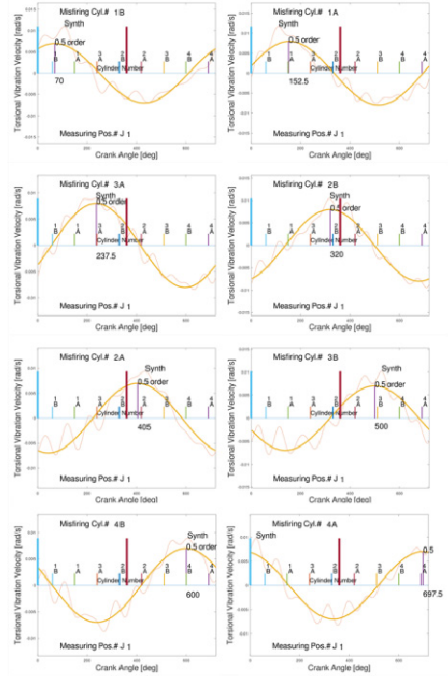


Fig. 10 Vibration velocity in misfiring (case 3: 4-stroke, v-type 8 cylinders)

성분의 기진력의 위상 $\beta(k_f) = 238.75^\circ$ 을 이용하여 식 (13)으로부터 착화실패 실린더의 폭발각도 $FA_i = 227.5^\circ$ 가 계산된다. Table 1의 폭발순서에 따른 각 실린더의 폭발각도 FA 와 착화실패 실린더의 폭발각도 FA_i 의 편차는 $|FA - FA_i| = [227.5, 107.5, 12.5, 132.5, 252.5, 372.5]$ 으로 최소의 편차량을 갖는 cyl. #3이 착화실패 실린더임을 특정할 수 있다.

4.3 사례 분석

(1) 2행정 직렬형 추진용 내연기관

마찬가지 방법으로 Table 1의 2행정 직렬형 추진용 계 case 2는 Fig. 7에서, 기준실린더(cyl. #1) 착화실패시 기진력 기본주파수 성분이 최소가 되는 각변위는 $i_{F_{min}} d\theta = 25^\circ$ 이므로, 기본주파수 성분의 기진력의 위상은 $\beta(k_f) = 245^\circ$ 로 계산된다. Fig. 8에 보인 바와 같이 착화실패시 비틀림진동 신호 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 크랭크 각도는 $i_{\theta_{max}} = [10, 60, 112.5, 162.5, 217.5, 265, 322.5]$ 이므로, 착화실패 실린더의 폭발각도는 $FA_i = [-15, 35, 87.5, 137.5, 192.5, 240, 297.5]$ 으로, Table 1의 폭발순서에 따른 폭발각도 $FA = [0, 51.5, 104.5, 153.1, 208.0, 255.8, 310.2]$ 와

비교함으로써 정확하게 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있다.

(2) 4행정 브이형 발전기용 내연기관

Table 1의 4행정 브이형 발전기 case 3에 대하여도 같은 방법을 적용하면, Fig. 9에서 기준실린더(cyl. #1) 착화실패시 기진력 기본주파수 성분이 최소가 되는 각변위는 $i_{F_{\min}}d\theta=60^\circ$ 이므로, 기본주파수 성분의 기진력의 위상은 $\beta(k_f)=240^\circ$ 로 계산된다.

Fig. 10과 같이 착화실패시 비틀림진동 신호 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 크랭크 각도는 $i_{\theta_{\max}}=[70, 152.5, 237.5, 320, 405, 500, 600, 697.5]$ 이므로, 착화실패 실린더의 폭발각도는 $FA_i=[10, 92.5, 177.5, 260, 345, 440, 540, 637.5]$ 으로, Table 1의 폭발순서에 따른 폭발각도 $FA=[0, 90, 180, 270, 360, 450, 540, 630]$ 와 비교함으로써 정확하게 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있다.

5. 결 론

비틀림진동 신호의 기본주파수 성분의 진폭과 위상을 이용하여, 왕복동 내연기관 시스템에서 고장을 일으키는 주요 원인 중 하나인 착화실패 실린더를 검출하는 방법을 제안하고 다음과 같은 실린더 착화실패 현상을 규명하였다.

(1) 기본주파수 성분의 진폭이 비틀림진동 신호 진폭의 일정 비율 이상이면 실린더 착화실패가 발생한 것으로 판정할 수 있다.

(2) 착화실패 실린더가 발생하면 비틀림진동 신호의 기본주파수 성분이 최대가 되는 위치는 기진력 기본주파수 성분 최소값의 위치와 각도 오차범위 이내에서 일치한다.

(3) 착화실패 실린더는 비틀림진동 신호의 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 위치와 기진력 기본주파수 성분의 위상으로부터 용이하게 실린더 폭발각도를 계산하는 수식을 도출할 수 있고, 폭발순서의 폭발각도와 비교함으로써 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있다.

(4) 4행정 내연기관은 캠축 위치 센서 펄스 신호와 일치하는 회전수 펄스 신호를 기준실린더 상사점을 지시하는 펄스 신호로 구별하고, 그에 따라 크랭크

각변위와 폭발각도를 재 산정하여야 한다.

(5) 특정 실린더에서 착화실패가 발생한 경우 비틀림진동 기본주파수 성분의 최대값의 위치는 그 측정 위치와 무관하게 각도 오차범위 이내에서 동일하게 나타난다.

References

- (1) Powell, J. D., 1993, Engine Control Using Cylinder Pressure: Past, Present, and Future, The Journal of Dynamic Systems, Measurement, Vol. 115, No. 2B, pp. 343~350.
- (2) Tamura, M., Saito, H., Murata, Y., Kokubu, K. and Morimoto, S., 2011, Misfire Detection on Internal Combustion Engines using Exhaust Gas Temperature with Low Sampling Rate, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 17-18, pp. 4125-4131.
- (3) Sharma, A., Sugumaran, V. and Devasenapati, S. B., 2014, Misfire Detection in an IC Engine using Vibration Signal and Decision Tree Algorithms, Measurement, Vol. 50, pp. 370-380.
- (4) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 19, No. 2, pp. 155-161.
- (5) STX Engine Co., Ltd., 2010, Method and Apparatus for Detecting a Misfire of an Internal Combustion Engine, PCT/KR2010/003448.
- (6) Kim, H. H., Kim, J. Y., Park, Y. J. and Park, Y. B., 2013, Research and Development of Radial Artery Pulse Diagnostic Devices in Korea, Integrative Medicine Research, Vol. 2, No. 1, pp. 7-17.
- (7) Park, J. G., Jeong, W. B. and Seo, Y. S., 2002, Optimal Design of Crank Angles for Reducing the Excitation Forces in a Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 2, pp. 108-115.
- (8) Jeong, W. B., Yoo, W. S. and Park, J. G., 2004, Optimization of Engine Excitation Forces for Vibration Control, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 14, No. 8, pp. 709-717.
- (9) VERITEC, 1985, Vibration Control in Ships, A/S Veritas-huset, Norway.

(10) Korean Register, 2020, Rules for the Classification of Steel Ships, Pt. 5, Ch. 4, Sec. 1, p. 55.



Jeong-Geun Park received B.S. and M.S. degrees from Kookmin University in 1984 and from Hanyang University in 1986, respectively. He is currently a Ph.D. candidate at Pusan National University. His research interests are focused on the engineering and monitoring system for noise and vibration control.



Weui-Bong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustics-structure interactions.