

# 플라이휠의 고무댐퍼가 機關의 振動에 미치는 影響

## Effect of Rubber Damper of Flywheel on the Vibration of Diesel Engine

明炳洙\*

B. S. Myung

金聲來\*

S. R. Kim

### Summary

Data acquisition system and computer program developed in this study could be well used in engine vibration analysis. The system and program developed were also operated to be able to control measuring interval, number of channels, number of data.

The flywheel was specially studied to provide the proper weight with rubber damper for the engine design at low level of vibration.

This study was conducted to obtain basic data which affect the engine vibration. The experiment of this study was performed on original weight flywheel, weight-reduced flywheel, weight-reduced and rubber-coated flywheel, weight-reduced and damper-attached flywheel. Average of peak value, maximum vibration, power spectrum density based on FFT analysis are major factors of this experiment.

Results were obtained as follows :

1. When rubber was inserted in the flywheel rim of which weight was reduced from 32.2kgf to 24.4 kgf, maximum vibration of the engine was decreased 48.3% at X axis, 35.5% at Y axis and 34.6% at Z axis in comparison with the flywheel of original weight.
2. When the flywheel of rubber damper was compared with the original flywheel, the average of absolute vibration for rubber damped flywheel was decreased at X, Y, Z axis and especially its decreasing rate was so high at X-axis comparing with the other flywheel, which implied that rubber damper was very useful to reducing the vibration of the engine at X axis.
3. Hysteresis losses of X, Y, Z axis were greatly decreased in the flywheel with rubber damper on rim.
4. Damped oscillation effect on X and Y axis vibration above average peak vibration by the flywheel of rubber damper on rim was larger than those by the other flywheels.
5. Power spectrums of vibration at real and imaginary part were bi-mode type. The vibration frequency of rubber damped flywheel which weight is decreased was slightly increased as compared with original flywheel.

---

\* 忠南大學校 農業機械工學科

1. 緒 論

디젤機關에서 固有振動(5,13)은 爆發로 부터 發生되는 에너지의 強度와 潤滑程度 및 部品間의 不調和의 程度에 따라 크기가 달라지게 된다. 그리고 한번 生成된 振動은 時間이 經過되면서 振幅은 漸次的으로 減少되어 結局에는 靜止하게 된다.

國內의 農業用 CI機關은 23 : 1 程度의 高壓縮比(15,16,17)로 이로 인하여 發生되는 振動도 過大한 편이며 研究報告에 의하면 測定値는 規定值보다 두배에 가까운 過度한 값이었다.

振動現象은 理論으로는 共振周波數의 振幅은 無限大로 커지게 되어 있으나 實際의 狀況에서는 振幅에는 限界가 있으며 振動系에는 減衰作用이 일어나고 있음을 알 수 있다.

그래서 機關의 振動은 運轉時에 爆發이 繼續的으로 發生되므로 機關을 固定시키지 않으면 어느 方向으로 回轉되면서 움직이게 된다.

또 實驗 및 文獻(3,4)에 의하면 플라이휠의 重量을 減少시켜도 고무댐퍼를 適用할 경우에 性能이 向上되면서 振動은 減少된다.

그리고 플라이휠의 慣性力도 고르게 分布하여 素材内部의 減衰에 의해 비틀림振動을 減少시키는 役割도 할 수 있다.

그러므로 플라이휠의 重量을 減少시키면서도 爆發力에 의한 振動을 減衰시킬 수 있는 댐퍼의 역할을 附課할 수 있으면 바람직한 機關이 될 수 있을 것이다.

따라서 本 實驗에서는 一般的으로 손쉽게 求할 수 있는 고무를 利用하여 플라이휠의 重量을 減少시킨 後에 댐퍼를 設置하여 振動量을 測定하고 고무댐퍼의 實用性을 檢討하였다.

2. 理論考察

機關에서 振動減衰(13,14,18,19)가 일어나고 있음은 實驗으로도 알 수 있다. 그러나 減衰의 特性을 測定分析하여 正確하게 究明하기에는 限界가 있으므로 近似的으로 求하는 方法이 많이

利用되고 있다.

近似的인 解를 求하기 위한 가장 簡單한 方法은 그림1과 같이 自由振動과 댐핑모델은 1自由度系 모델의 時間領域에서의 反應을 利用한다.

그림 1은 系의 減衰가 粘性減衰라고 할 때 初期變位를  $X_0$ , N사이클 後의 振幅을  $X_0 + N$ 이라 한다면 Logarithmic decrement  $\delta$ 는 그림에서의 1 自由度系를 모델로하여 時間領域에서의 反應을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

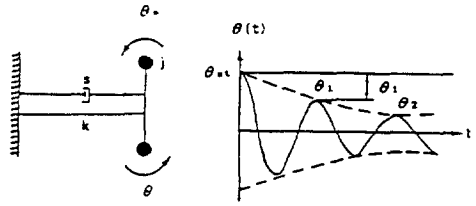


Fig. 1. Model of damping and free vibration.

減衰가 작으면서 r을 近似的으로 求할 경우는

$$r = \frac{2\delta}{\sqrt{4r^2 + \delta^2}} \doteq \frac{\delta}{\pi}$$

여기에서

$$r = S / m\omega^2$$

$\delta$  = Logarithmic decrement

$X_0$  = Initial displacement

N = Cycle

그러므로 振動體의 問題를 分析하는 경우에는 減衰作用과 조화 現象에 對하여 考慮하지 않으면 안된다.

減衰現象은 固定的인 要素와 作動者에 따라 變化되는 可變的인 要素로 나눌수 있다. 그러므로 機關은 壓縮比, 潤滑特性, 機械的인 摩擦力, 空氣 또는 流體의 摩擦力, 機關의 要素間의 不完全 彈性 等の 内部的인 抵抗에 의한 振動의 히스테리시스를 認定하는 것이다.

振動中에서 強制振動에서의 運動을 方程式으로 表示해 보면

$$J\ddot{\theta} + S\dot{\theta} + K\theta = Q \sin \omega t \dots\dots\dots (1)$$

$\gamma = S/(J \cdot \omega_0)$ ,  $\omega_0^2 = K/J$ ,  $q = Q/J$ 라고 하면

$$\ddot{\theta} + \gamma\omega_0\dot{\theta} + \omega_0^2\theta = q \sin \omega t \dots\dots\dots (2)$$

$$\theta = e^{-\gamma\omega_n t/2} (C_1 \cos\omega_d t + C_2 \sin\omega_d t) + A \sin(\omega t - \Phi) \dots\dots\dots (3)$$

- C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> : 初期條件에 依해 決定되는 값
- ω<sub>d</sub> : ω<sub>d</sub> = ω<sub>n</sub> √(1 - γ<sup>2</sup>/4) 로서 減衰가 있는 振動系의 固有振動
- A : 強制振動의 振幅 크기  
q / √(ω<sub>n</sub><sup>2</sup> - ω<sup>2</sup>)<sup>2</sup> + (γω<sub>n</sub> ω)<sup>2</sup>
- Φ : 回轉力과 強制振動과의 位相  
tanΦ = γω<sub>n</sub> / (ω<sub>n</sub><sup>2</sup> - ω<sup>2</sup>)  
으로 주어진다.

機關에서 크랭크軸은 爆發壓力을 直接받아 直線運動을 回轉運動으로 轉換하는 回轉部이므로 비틀림 振動이 發生된다. 그 原因으로는 실린더 내에서의 燃燒개스의 壓力에 依한 크랭크軸의 回轉力과 各 結合要素間의 往復質量의 慣性力에 의한 回轉力差異로 인한 變動力을 들 수 있다.

一般的으로 內燃機關의 回轉力은 週期的인 變動을 갖는 燃燒, 潤滑, 各 結合要素間의 關係, 設計缺陷 等의 要素成分의 不調和에 依한 成分으로 나누어 지는데 各 조화 成分은 같은 振動數에서 強制 비틀림 振動을 일으키게 한다.

實際로는 成分間에 合成된 값이 振動의 結合值이지만 振動數가 機關의 軸 方向의 固有振動數로부터 實際의 狀況과는 거리가 있으므로 그 位相 /2는 差異가 있게 되며, 일의 量이 적어지면 強制振動의 振幅은 적다.

그러나 조화 現象은 조화 成分들의 振動數中에서 하나의 固有振動數와 一致하면 그 回轉力이 조화된 값과 強制振動의 位相差가 π/2가 되어 振幅이 最大가 되는 것이다

即 그때의 振動數는 機關의 回轉數의 函數로서 倍數로 表示할 수 있으며 振動數를 機關의 回轉數로 나눈 값을 要素間의 振動 조화成分의 次數(Order) <sub>n</sub> 이라고 하는 것이다. 4行程機關의 경우에 크랭크軸 2回轉에 1回 爆發을 하게 되므로 <sub>n</sub>番째의 조화 次數는 <sub>n</sub>/2가 된다.

조화 現象에 對한 分析은 機關의 指壓線圖와 回轉要素들의 往復質量의 慣性力을 利用한다. 燃燒狀態에 따른 變化와 危險回轉數의 計算과의 誤差가 크므로 危險度의 推定은 디젤機關에서는

指壓線圖를 測定分析하는 것이 좋다

디젤機關의 조화 係數로 널리 使用하고있는 Lewis表는 F. M. Lewis가 4行程디젤機關을 利用하여 測定한 값으로 조화 現象을 分析하여 圖示平均有效壓力(P<sub>m</sub>)에 對한 24個의 조화 즉 12次까지의 係數를 表示한 것이다.

實際의 경우와 計算推定値는 比較的 잘 一致하지만 Lewis表에 依한 5次 까지의 값보다 多少 크다. 그러나 實際 값에서는 反對로 적게 나타나는 경우도 있다.

一般的으로 디젤機關은 뚜렷한 傾向이 없으므로 正確하게는 알 수 없지만 비틀림을 推定하기 爲해서는 Lewis表를 그대로 活用하고 있다.

機關의 크랭크軸은 피스톤의 콘넥팅 로드의 大端部와 連結되어 往復運動을 回轉運動으로 變換시키는 일을 한다. 그러므로 機關의 爆發過程에서 發生되는 에너지의 大部分을 傳達받게 된다. 이때 傳達되는 힘의 一部分은 振動의 形態로 나타나게 된다.

이 振動은 各 方向別로 一定하게 傳達되지는 않는다. 이와 같은 경우에 레리法을 適用하여 周波數를 求할 수 있다.

Power spectrum 分析은 一般的으로 一雙의 連續的인 Stationary ergodic(定常에르고딕)의 不規則信號에서 x(t)와 y(t)가 주어지는 경우에는 covariance 共變數函數로 다음과 같이 表示할 수 있다

$$C_{xy}(\gamma) = E\{[x(t) - \mu_x]\{y(t+\gamma) - \mu_y\}\} \dots (4)$$

$$= R_{xy}(\tau) - \mu_x \mu_y$$

$$R_{xy}(\gamma) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) Q[y(t+\gamma)] dt$$

τ = time lag

R<sub>xy</sub>(γ)는 x(t)와 y(t)間에는 Cross correlation 은 相互相關函數라 부르며, y(t) = x(t)인 경우

$$C_{xx}(\gamma) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{[x(t) - \mu_x]\{x(t+\gamma) - \mu_x\}\} \dots\dots\dots (5)$$

$$= R_{xx}(\tau - \mu_x^2)$$

여기에서

$$R_{xx}(\gamma) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) * x(t+\gamma) dt$$

$x(t)$  = auto correlation

Spectral density는 스펙트럼 밀도函數로 相關函數를 푸리에 變換한 값으로 表示할 수 있다.

相互스펙트럼 밀도函數

$$S_{xy}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy} e^{-j2\pi f \tau} d\tau \dots\dots\dots (6)$$

스펙트럼 밀도函數  $S(f)$ 를 one-sided 스펙트럼  $G(f)$ 로 代置시키면

$$G_{xy}(f) = 2S_{xy}(f) = \int_0^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy} e^{-j2\pi f \tau} \dots\dots\dots (7)$$

$f \geq 0$

一般的으로 彈性體를 素材로 하고 있는 金屬 스프링은 1方向의 스프링 作用을 利用하지만 고무는 上下, 左右, 前後의 3方向으로 스프링 作用을 한다. 이러한 性質을 利用하는 것이 防振고무이며 一般物質의 댐퍼損失은 2.0이다.

고무의 内部摩擦(12)은 金屬에 比하여 대단히 크다. 共振時의 振幅低下와 衝擊에 同伴하는 自由減衰振動의 初期減衰를 위해 고무(人造고무 包含)의 性質을 低周波에서도 利用할 수 있지만 高周波振動의 吸收에도 適合하며 高溫에서도 잘 견디고 有機化合物에서도 比較的 安定되며 接着力, 耐熱性 等도 뛰어나다.

人造고무는 混合等級에 따라서 基本動倍率は 7~5範圍인데 一般的으로 基本動倍率(Ma)이 10程度이고 Shore硬度가 60~70 程度인 고무를 많이 使用하고 있다.

適定使用溫度範圍는 天然고무인 경우에는 -20~70℃이며, 合成고무의 경우에는 +120℃까지 可能하며 고무댐퍼의 경우에 Zdanowich와 Moyal의 實驗結果에 依하면 最大熱發散率(maximum rate of heat dissipation)은 고무 1in<sup>3</sup>當 每秒 0.009BTU(0.005 CHU)가 超過하지 않도록 設計할 것을 勸誘하고 있다.

플라이휠의 림部의 中間에 插入시키는 方法은 고무링이 橢圓型의 間隔에 끼워져 있는 경우 相對運動이 작아 主로 剪斷應力을 받으며, 反對로 相對運動이 커지게 되면 壓縮應力을 받게되어

振動振幅이 커져 고무의 스프링 常數가 增加하므로 效果的인 制御를 할 수 있을 것으로 期待된다.

一般的으로 고무댐퍼는 接着시키는 型態, 끼워맞춤 型態, 림의 사이를 고무를 插入시켜서 接着시키는 型態 等으로 製作할 수 있다.

### 3. 實驗裝置 및 方法

#### 가. 實驗裝置

1) 供試機 및 플라이휠 : 實驗에 使用한 供試機關은 定格出力이 7.5kW인 4行程 水冷式 柴油機關 2臺를 任意選拔하여 使用하였다.

實驗에 使用한 플라이휠은 分析結果를 基礎로 아래 4水準으로 製作하였다.

가) OW 타입 플라이휠 : 그림 2에서 OW 플라이휠은 現在 供試機에 裝着하고 있는 플라이휠이다. 이 플라이휠은 軸表示된 部分이 曲面으로 되어 있으며, 重量은 34kgf이고 림幅은 50mm이다.

나) DW 타입 플라이휠 : 그림 2에서 DW의 플라이휠은 림부의 幅을 50mm에서 40mm로 줄이고 림의 下端部를 切削하여 重量을 8kgf減少시켜 26kgf로 製作한 것이다.

다) IR 타입 플라이휠 : IR 타입의 플라이휠의 外形은 그림 2에서와 같이 플라이휠을 外徑 340mm 部分과 內徑 360mm의 圓形部分의 2個 部品으로 分離하여 加工하고 그 中間에 20mm의 고무댐퍼를 끼워 密着시켜 하나의 플라이휠로 製作하였다.

댐퍼로 使用한 고무는 Shore硬度가 60~70사이인 우레탄 人造고무로  $G_d = 140 \text{ lb/in}^2$ ,  $Ma = 7.0$ 이다. 이  $G_d$ ,  $Ma$ 는 機關의 定格出力, 常用回轉數 以上인 2300rpm, 10kW 出力에서도 플라이휠의 림의 離脫없이 充分하게 견딜 수 있는 範圍內의 것을 選定하였다.

플라이휠의 림은 고무와 鑄鐵의 다른 材質로 構成하였어도 計算으로 充分히 견딜 수 있는 範

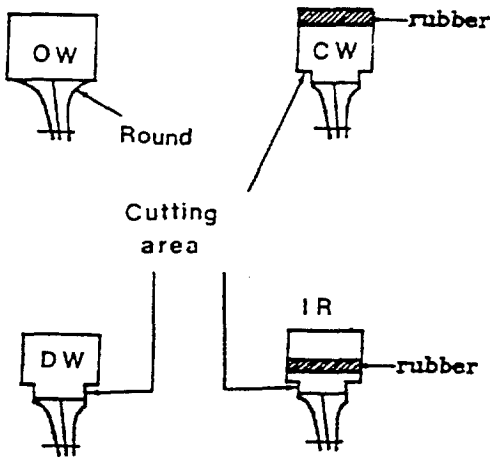


Fig. 2. General view of four designed flywheels.

圓의 強度를 選擇하여 過度回轉에 의한 遠心力과 振動 등에 安全하도록 고무댐퍼에 均質化를 圖謀하였다.

고무의 均質化는 加工한 립部와 支持部(보스 및 아암)에 金型을 製作하고 고무 内部에 氣泡를 없애기 爲하여 金屬과 고무의 溫度가 같도록 金屬을 加熱하였으며, 插入되는 고무는 餘裕分을 두고 프레스로 壓搾하였다.

그리고 고무의 接着力을 좋게 하기 위하여 고무의 特性에 變化를 일으키지 않을 溫度인 80℃로 하였다.

라) CW 타입 플라이휠 : 그림 2의 CW 타입의 플라이휠은 外徑 410mm를 383mm로 切削加工하여 重量을 減少시키고 립部 上端에 고무를 附着시켜 振動을 減衰되도록 製作한 것이다. 이때 使用한 고무댐퍼는 IR에서와 같다.

### 2) 計測機

實驗에 使用한 計測機(2,6,7,9,10)는 엔진 테스트 베드, 加速度計 등을 使用하였다. 그리고 測定된 시그널을 信號 增幅機에 入力시키는 +端子의 線은 測定 信號을, -端子의 線은 アナログ 그라운드에 連結하여 入力되도록 하였다.

### 3) 필터의 構成

필터의 周波數選定은 研究에 使用한 供試機關

의 定格回轉數가 2200rpm으로 秒當 18.3回爆發을 하는 4行程機關이므로 固有振動數는 36.6Hz 範圍가 된다.

機關의 部品間 結合에 의한 振動減衰에 의한 要素間의 조화 現象 등을 考慮한 周波數를 選擇 豫備實驗을 하여 分析하고자 하는 信號에 損傷이 없고 노이즈를 除去하는 周波數의 필터를 選定하여야 한다.

物理的 現象을 電氣的인 信號로 變換하여 計測(1,9,11,19)을 하는 경우 アナ로그 領域에서의 信號와 노이즈의 通過領域과 減衰領域에 따라 필터의 構成이 必要하다.

필터는 通過領域과 減衰領域에 따라 分類하는데 種類로는 저역통과 필터, 고역통과 필터, 영역통과 필터, 영역제거 필터 등이 있다. 이들 필터에 信號가 通過할 수 있는 周波數範圍를 通過領域(Pass band)이라고 하고 除去되는 信號의 範圍를 減衰領域(Stop band)이라고 한다.

理想的인 필터는 通過領域과 減衰領域의 周波數는 같지만 實際의 필터에서는 通過領域에서 阻止領域으로 減衰量이 어떤 기울기를 가지고 이루어진다.

저역통과 필터는 다시 通過領域과 減衰領域에 따라 배터워스, 체비세프, 베셀, 연립 체비세프形 등으로 分類하는데 使用 目的에 따른 特性은 배터워스形은 노이즈의 컷트에 適合한 特性을 가지고 있으며, 베셀形은 波形情報에 適合한 特性을 가지고 있다. 그리고 체비세프形은 信號와 노이즈가 近接되어 있을 때 適合한 特性을 가지고 있고, 연립 체비세프形은 高性能이 要求될 때 適合한 特性을 가지고 있다.

그래서 本 實驗에서는 位相特性에 力點을 두고 通過 領域에서 周波數에 대하여 直線으로 변하는 것을 選擇하였다.

배터워스 필터는 遲延特性(dθ/dω) 位相을 周波數로 微分量인 遲延量이 平坦하게 되는 特性이 있으며 通過領域은 平坦하고 減衰領域은 6ndB/oct特性(n은 次數)으로 된다.

$$\omega_0 = \frac{\omega_p}{(10^{\max/10} - 1)^{1/2n}} \dots \dots \dots (8)$$

$$n = \frac{\log[(10^{a_{max}/10} - 1)/(10^{a_{max}/10} - 1)]^{1/2n}}{2 \log(\frac{\omega_s}{\omega_p})} \dots (9)$$

8), 9)식을 이용하여 300Hz 周波數臺에서의 遮斷周波數에 適合한 필터의 次數를 計算하면 4 次形이 된다. 이와같이 計算하여 필터를 構成 製作하였다.

나. 實驗方法

本 實驗은 플라이휠 型態別 無負荷 및 負荷別로 區分하여 開發한 시스템과 프로그램을 利用하여 實施하였다. 그리고 供試機 2臺에 플라이휠의 型態別로 交替 附着하여 3回 反覆實驗하여 測定值를 分析 平均値를 데이터로 하였다.

3. 結果 및 考察

供試機의 定格負荷時의 플라이휠 型態의 差異에 대하여 X, Y, Z軸 方向 간의 振動量分布, 振動量, 히스테리시스의 變化, 最大振動量, FFT分析結果는 다음과 같다.

1) 最大振動量

機關의 振動에서 사람이 느낄 수 있는 것은 最大振動量이다. 플라이휠 型態에 따른 最大振動量은 그림에서 보는 바와 같이 振動은 負荷가 增加되면서 減少되어 가는 傾向이다.

定格出力에서 X軸 方向의 振動은 그림 3에서 負荷가 增加되면서 定格出力 部分에서 振動量이 減少하여 安定되어 가는 傾向을 보이고 있다.

定格出力에서의 振動은 OW은 14.5G, IR은 7.5 G, DW은 16.0G 그리고 CW에서는 21G로 고무댐퍼를 림의 中央部에 附着한 것을 除外하고는 모두 過度하게 나타났다.

即 고무댐퍼를 附着한 플라이휠은 出力 3.5kW 以上에서는 振動量도 작고 安定되는 것으로 나타나 매우 바람직하다고 思料된다.

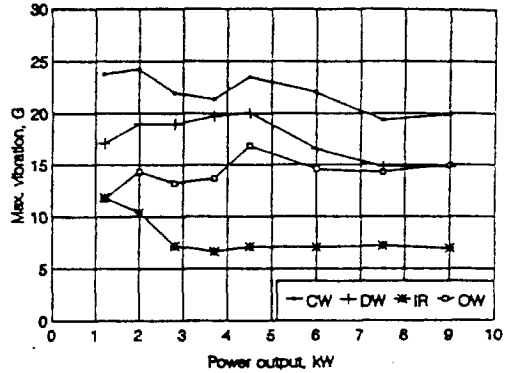


Fig. 3. Maximum vibration of the tested engine at X-axis with four type flywheels.

그림 4은 定格出力에서 Y軸 方向의 振動量 變化이다. 그림에서 보는 바와 같이 Y軸 方向의 振動은 CW의 경우 振動量도 크며 不安定하였고 OW와 IR은 負荷가 增加되면서 增加하는 傾向을 보이고 있으며 DW는 低負荷에서는 減少되다가 3kW 以上에서는 增加하는 傾向을 보이고 있다.

그리고 定格出力에서의 振動量을 보면 OW은 12.0G, IR은 9.5G, DW은 14.2G 그리고 CW에서는 14.0G로 나타났다.

IR가 OW보다도 振動量이 36.7%가 적었다. Y軸 方向에서의 振動量도 고무댐퍼의 效果가 큰 것으로 나타났다.

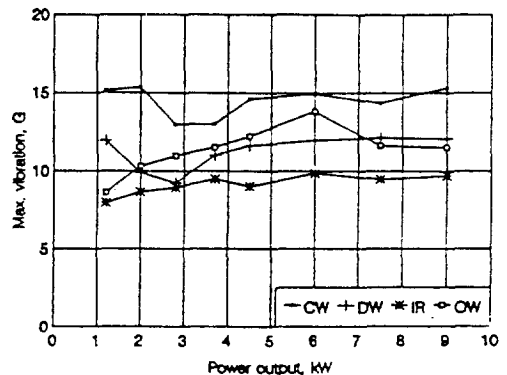


Fig. 4. Maximum vibration of the tested engine at Y-axis with four type flywheels.

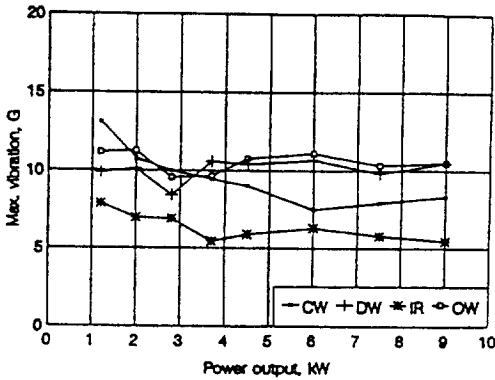


Fig. 5. Maximum vibration of the tested engine at Z-axis with four type flywheels.

그림 5은 Z軸 方向의 最大振動量의 變化이다. 그림에서 보는 바와 같이 低負荷에서는 振動이 減少하다가 3kW 以上에서는 增加하는 것으로 나타났다.

그리고 定格出力에서 Z軸 方向의 振動量은 OW은 10.7G, IR은 7.0G, DW은 10.5G 그리고 CW에서는 11.0G인 것으로 나타났다. 그러므로 IR을 除外하고는 모두 振動이 過度하였다. 특히 IR에서는 負荷가 增加하여도 振動量은 減少하면서 安定되는 것으로 나타났다.

最大振動量에 대한 分析結果, 振動을 減少시키기 위해서 플라이휠의 重量이 減少되어도 고무댐퍼를 附着시키면 負荷가 增加하여도 振動은 許容範圍 以內로 減少되었다.

그리고 IR의 最大振動量을 OW振動量에 比較하면 X軸 方向은 48.3%, Y軸 方向은 35.5% 그리고 Z軸 方向으로는 34.6% 減少되는 것으로 判斷되었다.

## 2) 絶對振動量

普通機關의 振動量은 最大, 最小를 合한 값이 +, - 方向을 分離하여 分析 하였다. 이와 같이 分離한 것은 +方向의 振動은 爆發力의 影響에 의한 것이며 -方向은 그 爆發力과 減衰가 合해진 것이다.

그러므로 그 값을 分離하여 要素間的 減衰影

響을 分析하기 위한 것이다. 實驗 데이터에서 2秒 동안에 各方向의 振動量의 絶對值를 平均하여 分析하였다.

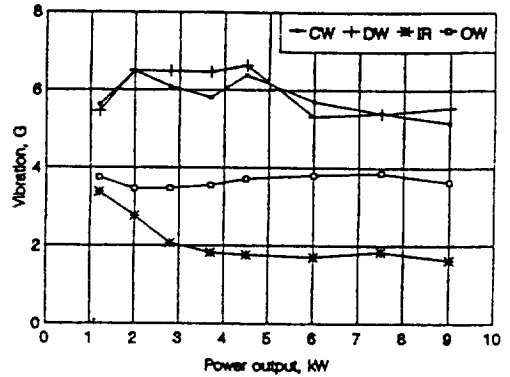


Fig. 6. Vibrations of the tested engine at X-axis with four type flywheels.

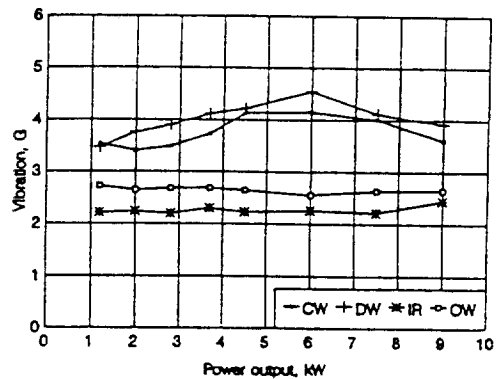


Fig. 7. Vibrations of the tested engine at Y-axis with four type flywheels.

플라이휠의 型態에 따른 X軸 方向의 絶對振動量의 平均은 그림 6에서 보는 바와 같다. CW, DW은 低負荷에서는 增加되다가 減少되기는 하나 安定되지 못하고 2~5kW에서 6~7G로 제일 높았다. 그러나 IR은 負荷가 增加되면서 減少되고 OW에서는 安定되고 있는 것으로 나타났다.

定格出力에서는 CW와 DW는 5.5G 정도, OW는 3.8G 그리고 IR에서는 2.0G 以下로 나타나 IR의 고무댐퍼가 X軸 方向에서는 絶對振動量의 平均에도 매우 바람직한 것으로 나타났다.

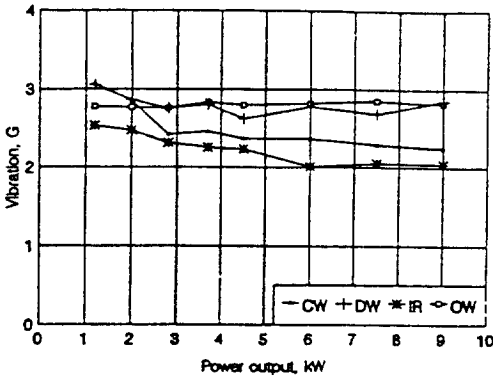


Fig. 8. Vibrations of the tested engine at Z-axis with four type flywheels.

Y軸 方向에서의 絶對 平均振動量 變化는 그림 7과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 CW, DW에서는 負荷가 增加에 따라 6.0kW 附近까지는 增加되었다가 다시 減少되어 定格出力 附近에서는 4G 程度였다. 그러나 OW와 IR은 負荷의 增加에 따라 比較的 安定되어 2~3G 範圍였다. OW보다 IR이 좀더 安定되었다.

定格出力에서 CW는 4.1G, DW는 4.2G OW는 2.6G이고 IR은 2.3G로 고무댐퍼를 附着하는 것이 바람직하게 나타났다.

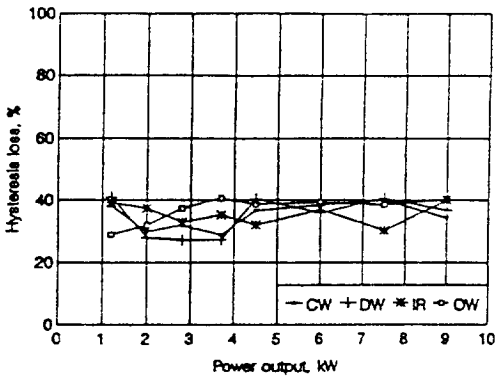


Fig. 9. Hysteresis loss of the tested engine at X-axis with four type flywheels.

Z軸 方向에서의 絶對振動量の 平均의 變化는 그림 8과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 OW, DW는 振動量은 若干 높으나 負荷의 增加에 따

라 減少되는 傾向을 보이고 있으며 2.5~3G 사이에서 安定되었다. IR, CW은 負荷의 增加에 따라 減少되는 바람직한 傾向을 보였다.

定格出力에서 CW는 2.27G, DW는 2.68G OW는 2.82G이고 IR은 2.05G로 고무댐퍼를 附着하는 것이 바람직 하게 나타났다. 이와 같이 각 플라이휠의 型態는 負荷의 增加에 따라 振動量이 減少되는 傾向이었으며 IR은 OW보다 X軸 方向은 46.7%, Y軸 方向은 11.5%, 그리고 Z軸 方向에서는 7.1%가 減少되어 3軸 方向 共히 고무댐퍼의 效果가 좋은 것으로 나타났다.

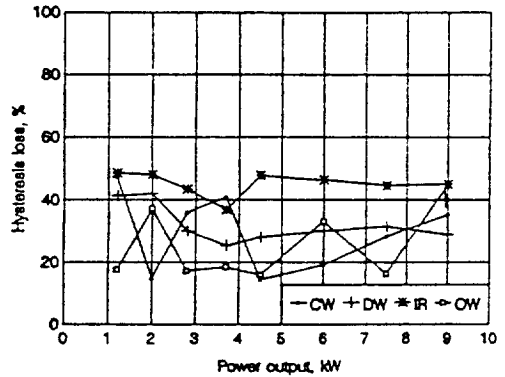


Fig. 10. Hysteresis loss of the tested engine at Y-axis with four type flywheels.

### 3) 히스테리시스의 損失

振動計測을 위하여 使用한 加速度計의 特性은 FS에서 0.1% 以内의 히스테리시스를 갖는다. 그러므로 어느 方向으로 힘을 가했다가 除去하게 되면 0.1% 以内에서 原狀態로 復元된다.

機關의 振動에서도 마찬가지로 一定한 方向으로 振動이 일어나면 振動이 끝난 後에 原狀態가 되어야 한다. 그러나 機關은 減衰作用으로 인한 완충장치 機能과 要素間의 不完全 結合으로 一致되지는 않는다.

이와 같이 一致되지 않는 差異를 히스테리시스損失이라고 하며 供試機에서의 損失은 그림에서 보는 바와 같다.

그림 9에서 보는 바와 같이 히스테리시스損失



은 X軸 方向에서 OW는 20~30% 範圍, IR은 30~40% 範圍, DW는 30~50%, CW는 25~50%의 範圍에 있다. 그러므로 X軸 方向에서는 OW와 IR이 安定된 것으로 보인다.

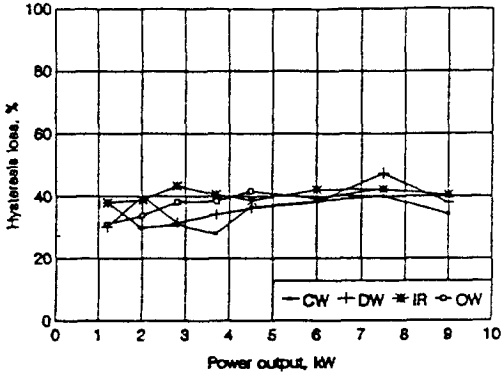


Fig. 11. Hysteresis loss of the tested engine at Z-axis with four type flywheels.

이와 같은 결과는 OW는 플라이휠 重量에 의한 減衰를 CW, DW는 重量減少로 인하여 增加를, IR은 重量은 減少되었지만 고무댐퍼의 影響으로 安定되는 것으로 思料된다.

Y軸 方向에서의 히스테리시스 損失은 그림 10에서 보는 바와 같이 OW는 20~40% 範圍, IR은 40~50% 範圍, DW는 30~45%, CW는 15~50%의 範圍로 IR에서 제일 높았으며 各型態 모두가 不安定한 것으로 나타났다.

Z軸 方向에서의 히스테리시스 損失은 그림 11에서 보는 바와 같이 OW, IR, CW, DW 모두가 30~40% 範圍에서 安定을 보이고 있다. 이 결과는 같은 플라이휠 重量인 Z方向의 振動에는 플라이휠의 댐퍼가 큰 影響을 주지 못하는 것으로 思料된다.

이와 같이 플라이휠의 重量의 減少 및 고무댐퍼의 效果는 히스테리시스의 損失分析에서 X軸 方向에서 特別히 고무댐퍼의 影響이 크게 미치는 것으로 나타났다.

4) 피크振動量의 平均

振動量의 分布는 理論적으로는 크랭크軸이 1

回轉할 때 피스톤이 상사점과 하사점에서 2회의 振動이 發生되어야 한다. 그러므로 爆發이 일어나는 상사점에서 最大振動이 일어난다. 그러나 爆發을 일으키는 燃料噴射 時期는 圓滑한 燃燒를 위하여 상사점 이전에 實施하므로 爆發과 振動은 一致해서 일어나지 않는다. 그러나 共鳴이나 減衰에 의하여 그 以下가 된다.

理想的인 機關은 爆發횟수와 같은 減衰된 振動피크(最大, 最小)가 일어나야 한다. 그러므로 피크 平均振動量(Pavr.)보다 큰 振動이 일어나는 횟수를 比較 分析하였는데 그 결과는 表 1과 같다.

OW는 定格出力에서 피크振動量의 平均 以上이 되는 피크振動量의 平均값은 表 1에서 보는 바와 같이 X軸 方向은 38.5%, Y軸 方向에서는 26.2%, Z軸 方向에서는 42.3%로 나타났다.

2回轉에 1회의 爆發이 있으므로 最大振動量은 50%의 分布를 보여야 하나 各 要素間에서 減衰되어 X方向은 11.5%, Y方向은 24.8%, Z方向은 7.7%의 共鳴 및 減衰가 일어나고 있는 것으로 思料된다.

DW에서는 피크振動量의 平均은 定格出力에서 X軸 方向에서는 피크振動量의 平均 以上이 되는 값은 X軸 方向에서는 40.5%였고 Y軸 方向에서는 45.3%였고 Z軸 方向에서는 47.4%였다. 即 X方向은 9.5%, Y方向은 4.7%, Z方向은 2.6%의 共鳴 및 減衰가 일어나고 있는 것으로 思料된다.

CW에서는 定格出力에서 피크振動量의 平均 以上이 되는 값은 X方向은 40.0%, Y方向은 44.2%, Z方向은 43.9%로 共鳴 및 減衰가 X軸 方向에서는 10%, Y軸 方向에서는 5.8%, Z軸 方向에서는 6.1%로 減少되었다.

IR에서의 피크振動量의 平均 以上이 되는 값은 X軸 方向에서는 30.1%, Y軸 方向에서는 29.6%, Z軸 方向에서는 42.1%였다. 即 IR은 X軸 方向에서는 19.9%, Y軸 方向에서는 20.4%, Z軸 方向에서는 7.9%의 共鳴 및 減衰가 일어났다. 그러므로 OW와 比較하면 X 方向에서는 8.9%, Y軸 方向에서는 4.4% 減少하였으나 Z軸 方向에서는

Table 1. Average vibration amplitude of X, Y, Z-axis with the flywheel type at varying output

Output	Items	OW Flywheel		DW Flywheel		CW Flywheel		IR Flywheel	
		Pavr. G	x>Pav %	Pavr. G	x>Pav %	Pavr. G	x>Pav %	Pavr. G	x>Pav %
1.2kW	X	3.75	28.8	5.46	41.0	5.62	38.2	3.38	39.1
	Y	2.72	25.0	3.46	35.0	3.84	30.8	2.21	38.7
	Z	2.78	30.9	3.06	30.0	3.07	32.8	2.54	37.8
2.0kW	X	3.46	31.9	6.51	27.8	6.49	29.8	2.77	37.3
	Y	2.64	31.6	3.75	34.2	3.40	26.6	2.23	28.9
	Z	2.77	33.8	2.87	40.0	2.85	34.2	2.68	38.8
2.8kW	X	3.47	37.3	6.49	27.1	6.90	31.0	2.07	32.9
	Y	2.67	30.6	3.59	40.8	3.49	41.9	2.09	29.0
	Z	2.76	38.2	2.76	31.4	2.42	35.4	2.32	43.3
3.7kW	X	3.55	47.0	6.47	27.1	5.80	28.0	1.83	35.1
	Y	2.68	23.5	4.11	40.0	3.73	35.7	2.29	35.3
	Z	2.84	38.4	2.81	34.1	2.46	38.5	2.26	40.6
4.5kW	X	3.71	38.6	6.64	40.3	6.38	36.6	1.77	31.9
	Y	2.64	29.8	4.21	42.6	4.13	48.2	2.02	31.0
	Z	2.80	41.7	2.63	36.1	2.37	34.9	2.24	38.6
6.0kW	X	3.80	39.3	5.32	35.8	5.70	38.4	1.71	36.8
	Y	2.55	22.7	4.54	47.1	4.15	43.2	2.25	31.8
	Z	2.82	39.2	2.78	38.0	2.36	40.7	2.02	42.0
7.5kW	X	3.86	38.5	5.40	40.5	5.41	40.0	1.84	30.1
	Y	2.63	26.2	4.11	45.3	4.01	44.2	2.21	29.6
	Z	2.85	42.3	2.69	47.4	2.29	43.9	2.06	42.1
9.0kW	X	3.63	40.0	5.55	36.7	5.16	34.3	1.63	40.0
	Y	2.64	32.9	3.91	40.0	3.60	42.7	2.44	32.9
	Z	2.82	40.4	2.86	37.8	2.25	39.0	2.05	40.4

0.2%가 증가된 것으로 나타났다. 이와 같은 결과를 종합해보면 고무댐퍼는 X, Y축 방향에서는 진동량 감소 효과가 크게 미치고 있으며 플라이휠 무게를 8kgf 정도 감소시켜도 고무댐퍼를装着시키면既存 플라이휠 무게때보다도 X축, Y축 방향에서는 진동량 감소의 효과가 있는 것으로認定되었다.

5) FFT 分析

測定된 振動을 FFT分析 結果를 要約하면 表 2와 같다. OW形態 플라이휠의 X축 方向의 振動

分析結果는 +方向으로 6G, -方向으로는 7G로 振動量은 13G로 振動의 周波數는 43.2 Hz였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 잘 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Y축 方向의 振動分析結果는 +方向으로 6G였고, -方向은 6G로 振動量은 12G로 振動의 周波數는 43.2Hz였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Z축 方向의 振動分析結果는 +方向으로 5G,

Table 2. FFT analysis of the engine vibration and vibration frequency with the type of flywheel.

Items	Axis	+ Vibration	- Vibration	Vib.Freq.	
OW	X	6 G	- 7 G	43.2 Hz	bi-mode
	Y	6	- 6	43.2	
	Z	5	- 5	43.2	
DW	X	6	-12	49.6	
	Y	6	- 9	49.1	
	Z	4	- 4	49.6	
CW	X	8	-10	49.1	
	Y	6	- 9	49.1	
	Z	4	- 4	48.6	
IR	X	2	- 4	49.1	
	Y	4	- 4	49.1	
	Z	4	- 4	49.1	

-方向으로는 5G의 값을 보여 振動量은 10G로 振動의 周波數는 43.2Hz였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다

CW形態 플라이휠에서 X軸 方向의 振動을 分析한 結果 +方向으로 8G 程度였고, -方向은 10 G 程度로 振動量은 18G이었다. 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였으며 6Hz 程度의 週期로 共鳴이 일어나고 있다.

그리고 Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Y軸 方向의 振動은 +方向으로 6G, -方向으로는 9G 程度의 값을 보여 振動量은 15G인 것으로 나타났다. 그리고 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Z軸 方向의 振動을 分析한 結果 +方向으로 4 G 였고, -方向은 4G로 振動量은 8G로 振動의 周波數는 48.6Hz 程度였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다

이와 같은 分析에 의하면 플라이휠의 重量을 減少시켜 림의 外部에 고무댐퍼를 附着시킨 것

은 振動의 減衰에 影響을 미치지 않으며 振動의 周波數는 49Hz 程度였다.

DW形態의 플라이휠에서 X軸 方向의 振動分析 結果 +方向으로 6G, -方向으로는 12G의 값을 보여 振動量은 21G로 매우 過度하게 나타났으며 振動의 周波數는 49.6Hz 程度였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Y軸 方向의 振動을 分析한 結果는 +方向으로 6G이고, -方向은 9G로 振動量은 15G로 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였다.

Z軸 方向의 振動을 分析한 結果는 +方向으로 4G, -方向으로는 4G의 값을 보여 振動量은 8G로 振動의 周波數는 49.6Hz 程度였다.

플라이휠의 重量을 8kgf減少시키면 振動은 過度해지며 振動周波數는 若干 增加되는 것으로 나타났고 Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다. 그러므로 重量을 8kgf減少시키면 振動은 過度해지며 振動周波數는 若干 增加되는 것으로 나타났다.

Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

IR形態의 Flywheel에서 X軸 方向의 振動分析 結果는 +方向으로 2G였고, -方向은 4G로 振

動量은 6G였다. 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였으며, Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Y軸 方向의 振動分析 結果는 +方向으로 4G, -方向으로는 4G의 값을 보여 振動量은 8G였고, 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Z軸 方向의 振動分析 結果는 +方向으로 4G였고, -方向은 4G로 振動量은 8G 程度로 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

Z軸 方向의 振動은 +方向으로 4G였고, -方向은 4G로 振動量은 8G 程度로 振動의 周波數는 49.1Hz 程度였다. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다.

플라이휠의 重量을 減少시키고 립부에 고무댐퍼를 附着하였을 경우 振動은 減少되었으며 振動周波數는 49.1Hz로 增加하였다.

#### 4. 結 論

本 實驗은 開發한 시스템과 分析 프로그램을 利用하여 플라이휠의 型態別로 振動量變化를 分析하였다. 플라이휠의 型態는 元來의 것과 重量을 8kgf 減少시킨 것, 그리고 重量을 減少시키고 립部の 外部와 中間에 고무댐퍼를 附着시킨 것으로 各各의 振動量變化, PAV率, 最大振動量, FFT 분석 結果 等を 分析하여 比較하였으며 그 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 最大振動量은 플라이휠 中間에 고무댐퍼를 附着한 것이 元來의 플라이휠에 比하여 X軸 方向은 48.3%, Y軸 方向은 35.5% 그리고 Z軸 方向으로는 34.6% 減少된 것으로

나타났다.

2. 絕對振動量의 平均은 모든 供試플라이휠에서 負荷의 增加에 따라 減少하는 傾向이었으며 플라이휠의 립 中間에 고무댐퍼를 附着하는 것이 元來의 플라이휠보다 X軸 方向은 46.7%, Y軸 方向은 11.5% 그리고 Z軸 方向에서는 7.1%가 減少되어 X軸 方向의 振動減少는 고무댐퍼의 效果가 매우 높은 것으로 나타났다.
3. 히스테리시스 損失은 고무댐퍼를 립 中間에 附着한 플라이휠의 X軸 方向에서 크게 減少하는 傾向으로 나타났다.
4. 피크振動量의 平均보다 큰 X, Y軸 方向의 振動은 고무댐퍼를 립 中間에 附着한 플라이휠에서 減衰效果가 크게 나타났다.
5. Power spectrum 分析結果는 實數部, 虛數部 모두에서 가우슨分布曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態인 것으로 나타났다. 振動의 周波數는 元來의 플라이휠은 43.2Hz 이고 그외의 경우에는 49Hz로 若干增加하였다.

#### 參 考 文 獻

1. Agarwal, R. C. and J. W. Cooley. 1977. New algorithms for digital convolution. IEEE ASSP-25, pp. 392 410.
2. ASTM standards. 1990. Test methods for rating motor, diesel, and aviation fuels. ASTM
3. Bihop, I. N. 1964. Effect of design variables on friction and economy. SAE 812A.
4. Bishop, REP. 1979. Vibration. Cambridge University press, pp. 145 163.
5. Challen, B. J. 1987. Some diesel engine sensors. SAE technical paper No. 871628.
6. Clerk, R. C. 1963. The utilization of flywheel energy. SAE.
7. Cyril, M. H. and E. C. Charles. 1961. Shock and vibration handbook. McGraw-Hill. 1,

- pp. 1~10, 2, pp. 1~24.
8. Erik, O., F. Jones and L. H. Holbrook. 1984. Machinery's handbook 22nd ed., pp. 223~235.
  9. Flatyer, J. J. 1982. Dynamometer and measurement of power. John Willey and Sons new cone.
  10. Goohs, A. 1953. Torsional vibration in diesel engines. Gen. Motors. Eng. J.
  11. Grevis-James, I. W., D. R. DeVoe, P. D. Bloome and D. G. Batchelder. 1981. Micro-computer based data acquisition system for tractors. ASAE NO. 811578.
  12. 韓國農器具工業協同組合. 1992. 韓國農業機械年鑑. 韓國農機械學會.
  13. Hazen, and Montieth. 1938. Torsional vibration of in-line aircraft engines. Trans. SAE 33, pp. 335.
  14. Hideyski O, and K. Masabiko. 1980. Some analysis and development of fly-wheel powered vehicle. SAE80.
  15. Hofmeister, B. 1964. Torsional vibration control in diesel-engine drive. Trans. SAE 72, pp. 544.
  16. 日本機械學會. 1989, 機械工學便覽(應用編). 日本機械學會. B7, pp. 40 191.
  17. 日本機械學會. 1989, 自動化設計における慣性モーメント(GD2)と設計演習. 日本機械學會誌 31(10), pp. 25 123.
  18. 日本經營開發センター. 1989. 回轉機械の振動, 騒音その原因と對策解析調査診斷. 日本經營開發センター出版部.
  19. JSME. 1989. Vibration hand book. JSME, pp. 675 734.
  20. Jung, H. K., S. R. Kim and B. S. Myung. 1988. Effect of flywheel weight on engine performance for the small diesel engine. Res. Rep. Agri. Sci. Tech. CNU. 15(2), pp. 143 152.
  21. Kim, S. R. and B. S. Myung. 1990. Cooling performance on the small diesel engine. Res. Rep. Agri. Sci. Tech. CNU. 17(1), pp. 45 51.
  22. Kim, S. R. and B. S. Myung . 1990. A study on the characteristics of using microcomputer. Res. Rep. Agri. Sci. Tech. CNU. 17(2), pp. 123 131.
  23. Lewis, L. 1925. Torsional vibration in the diesel engines. Trans. Soc. Naval Architects and marin engineers, pp. 33 109.
  24. Taylor, C. F. 1982. The internal combustion engine in theory and practice. I.
  25. Taylor, C. F. 1982. The internal combustion engine in theory and practice. II.
  26. White, R. G. and T. G. Walker. 1982. Noise and vibration. John wiley & Sons. 2nd ed., pp. 111 164.