

마이크로컴퓨터를 利用한 機關의 振動計測시스템 및 分析프로그램 開發.

Development of Measurement System and Analysis Program for Engine Vibration using Microcomputer

明炳洙*
B. S. Myung

金聲來*
S. R. Kim

Summary

This study was carried out to develop a microcomputer-based data acquisition system and software for analysis of engine vibration. Due to this development of system and software, studies on the vibration of engine was able to conduct efficiently. From the display of color monitor, the outputs of test were compared and analysed on zero-base monitoring.

The results obtained are summarized as follows :

1. Data acquisition system in microcomputer was designed and programmed and operated accurately.
2. The results of test were easily compared in monitoring of zero-base at color monitor.
3. The system and program developed was able to control the measuring intervals, number of channels, and number of data.

1. 緒論

機關振動을 測定하는 目的은 測定데이터를 分析하여 原因과 形狀을 判斷하고, 振動의 原因을 究明하여 機關의 安定한 作動을 維持시키고져 하는 것이다.

現在의 振動測定은 記錄用紙에 記錄한 後에 判讀하여 그 값을 比較 分析하거나 測定데이터를 샘플링 貯藏한 後에 判讀分析하므로 正確性의 信賴性이 적고 一時에 많은 量의 데이터를

收集해야 되는 實驗은 不可能하다.

그리고 振動特性을 分析하는 既存의 裝備들은 專用 컴퓨터에 處理시스템을 構成하고 分析裝置을 附加하여 高價格 및 高性能의 大型시스템들로 되어 測定裝備를 利用하기에는 많은 時間과 經費의 負擔을 느끼게 된다. 이러한 點들을 勘案하여 操作, 維持 및 管理가 손쉬운 마이크로컴퓨터로 測定하여 그 데이터를 分析하고 數學的 模型 開發 및 總計 分析할수 있는 시스템 과 2次 處理 分析프로그램의 開發이 切實히 要求된다.

* 忠南大 農業機械工學科

또 計測된 振動 結果에는 影響을 미치는 많은 인자와 變數를 包含하고 있으므로 複合的인 여러 要因과 變數가 作用할때 가장 適正한 決定을 도모하기 위해서는 數學的 模型提示가 必要하다. 그러므로 機關의 適正設計를 위해서는 設計에 考慮되어야할 決定 變數를 分析할 수 있는 別途의 소프트웨어도 必要하다.

國內에서는 마이크로컴퓨터를 利用한 機關의 性能實驗 및 制御 等の 研究는 많으나 過度한 振動이 問題로 提起되고 있음에도 機關의 振動에 對한 研究報告는 없었다.

本 實驗에서는 마이크로컴퓨터를 利用한 振動 測定을 데이터 處理시스템을 構成하여 分析用 소프트웨어를 開發하고자 한다. 그리고 現在의 動力耕耘機에 搭載機關의 振動을 測定할 수 있는 데이터 處理 시스템을 補完하여 振動特性을 測定分析하여 機關의 改善를 위한 基本資料로 提供하고자 한다.

2. 理論考擦

機關의 振動에는 强制振動과 固有振動이 있는데 强制振動은 실린더 内部의 爆發力에 依하여 發生되는 것이므로 그 週期는 機關의 型式, 每分 回轉數(n)에 依해 決定되며 一定하다.

그리고 固有振動의 週期는 軸強度와 附着된 플라이휠의 慣性能率에 依하여 決定된다. 그러므로 이 兩者의 週期가 一致되는 경우가 危險하며 故障의 原因이 되므로 이것을 避하여야 된다.

디젤機關에 있어서 强制振動은 爆發力에 依하여 發生되는 振動이며 危險 回轉數는 强制振動과 固有振動이 共鳴된 경우의 回轉數로 主危險 回轉數와 制危險 回轉數가 있다.

制危險 回轉數는 振動의 次數가 크랭크軸의 1 回轉當 爆發數와 類似하던가 혹은 倍數가 되어 야하며 그렇지 않은 것은 危險 回轉數라 한다. 이와 같은 理論的인 展開나 分析은 많은 研究가 이루어졌다. 一般的으로 振動測定 分析時에는 速度, 加速度의 變化로 表示하며 數學的으로는

週期函數, 準正弦函數, 複合函數, 過渡振動 등으로 表現한다.

振動은 普通 平均值, 絶對平均值, 自乘平均值, RMS值 등으로 表示한다. 그리고 機關의 構造, 部品の 慣性, 機關의 使用部材에 影響을 받는 内部 振動과 캠軸 振動, 캠軸 危險速度, 비틀림振動 等の 部品の 連結狀態에 影響을 받는 外部 振動으로 區分한다. 機關 速度에 따른 振動은

$$F \cos \omega t - I_2 \frac{d^2}{dt^2}(a_2 \cos \omega t) = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$a_2(\text{maximum}) = F/\omega^2 I_2$$

$I_2 = \text{Mass moment inertia of the absorber}$

$K = \text{Spring-stiffness coefficient}$

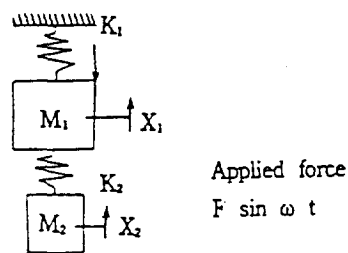


Fig. 1. Mechanical model of the vibration absorber.

랜덤 振動에서 時間에 따른 振動量은

$$x(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^t x(t) dt \text{로 表示할 수 있으며}$$

이때의 期待値는

$$E[x(t)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^t x(t) dt \dots\dots\dots (2)$$

$$= \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \text{로 쓸 수 있다.}$$

Fourier는 週期的인 運動을 sine 과 cosine函數의 調和로 關係式을 나타냈는데 週期t에 對한 週期函數 x(t)일 때

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega_1 t + a_2 \cos \omega_2 t + \dots$$

$$+ b_1 \sin \omega_2 t + b_2 \sin \omega_2 t + \dots \quad (3)$$

Fourier 展開에 依해서 (4) 式을 指數函數의 項으로 나타내면

$$x(t) = a_0/2 + \sum_{n=1}^{\infty} [1/2(a_n - i b_n) e^{i \omega_n t} + 1/2(a_n + i b_n) e^{-i \omega_n t}] \dots \quad (4)$$

$$\therefore x(t) = C_n e^{i \omega_n t} \dots \quad (5)$$

$$C_n = 1/2 a_0, C_n = 1/2(a_n - i b_n)$$

式(5)은 소프트웨어 開發時에 數學的 모델의 基本式으로 活用하여 係數를 查도록 프로그램 作成에 利用된다.

機關의 實際의 振動은 Hook의 法則에 따르지 않고 機關内部의 素材内部에서 分子摩擦로 일어나는 内部減衰와 그림 2에서 보는 바와 같이 機關의 摩擦部分 즉 베어링, 피스톤 등의 摩擦로 인한 摩擦減衰와 軸系 및 타이밍기어 등의 히스테리시스 減衰에 의하여 外部減衰가 複雜하게 連結되어 作用하고 있다. 機關의 振動은 爆發한 에너지가 그대로 傳達되는 것이 아니라 内部에서의 충격흡수 기능을 包含하여 減衰役割을 하게 된다.

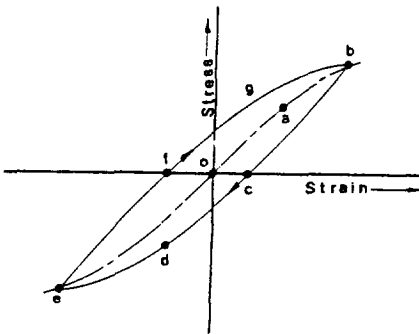


Fig. 2. Hysteresis loop of engine vibration.

3. 實驗裝置 및 方法

가. 實驗裝置 및 소프트웨어 構成

1) 實驗裝置

試驗에서 振動測定은 機關의 燃燒熱 傳導도

건될 수 있도록 許容溫度範圍가 크고, 過度特性이 좋은 사이즈모계의 加速度計를 選定하였다.

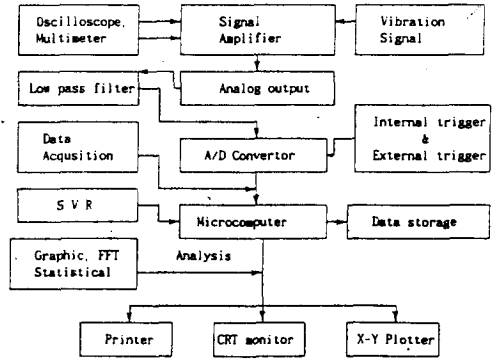


Fig. 3. Schematic diagram of the experimental apparatus.

데이터의 貯藏 과 分析裝置은 그림 3과 같이 開發한 데이터 處理시스템에 의한 振動分析 소프트웨어 및 裝置를 利用하였다.

데이터를 分析하기 위한 데이터 處理시스템 構成 및 振動 特性分析 프로그램을 開發하고, 開發된 시스템 및 프로그램은 알고있는 任意의 sine, cosine函數를 入力 分析하여 시스템을 確認하고 實際의 實驗을 實施하여 檢證하였다.

이 實驗을 爲하여 使用된 하드웨어는 主 記憶裝置가 4MB이고 120 MB의 補助記憶裝置 및 演算을 위한 Math-coprocessor를 갖춘 32bit 마이크로컴퓨터와 A/D 變換器, 加速度計, 測定지점과 測定回數를 調節할 수 있는 外部트리거裝置 그리고 結果를 出力할 수 있는 프린터와 플로터를 使用했다.

檢證을 위한 實驗 供試機는 水冷式 4.5kW의 디젤機關을 利用하였으며 實驗에 使用한 計測機 및 소프트웨어 構成은 다음과 같다.

가) A/D 變換器

本 研究에서 使用한 A/D變換器는 12bit의 分解能과 16채널의 容量과 25Microseconds의 處理速度를 가지고 있다. 그리고 마이크로컴퓨터의 擴張슬롯에 連結하고 外部로 부터의 入力은

專用 터미날을 使用하였다.

컴퓨터와 計測機는 外部의 아나로그와 디지털을 區分하여 共通그라운드를 設置하고 아나로그信號와 디지털信號는 各其 다른 單一루프를 形成토록 하였다. 그리고 入力電壓은 增幅器와 컴퓨터 등의 安全을 爲하여 電源은 $\pm 5V$ 區間을 使用하였다.

이 變換器 機能에는 Sample & hold機能과 測定命令 遂行中에 最高 및 異常의 信號를 홀드하여 出力하는 Pick up & hold機能이 있어 振動測定에 適合한 것이다. 그리고 DMA를 利用하여 메모리 간에 高速으로 데이터를 傳送하여, 되도록 많은 데이터를 얻을 수 있도록 하였다.

나) 加速度計

振動量을 計測하기 爲해서 使用한 加速度計는 各 軸當 $\pm 10G$ 容量을 가지고 있는 3軸 加速度計를 利用하였다. 이 加速度計는 許容容量의 範圍가 200%로 異狀信號의 過振動에 대한 安全을 考慮하여 容量을 選定하였다.

다) 增幅器

研究에 使用한 增幅器는 出力을 V,I모드로 選擇할 수 있고 저역통과 필터와 自動 0點 調整機能 등의 機能을 갖추고 있는 DC增幅器로 10 kHz의 應答特性을 갖고 있으며 最大 5000배 까지 增幅할 수 있는 것이다.

라) X-Y 플로터

實驗 分析結果의 出力은 컴퓨터 補助記憶裝置에 데이터 화일로 貯藏할 수도 있고 프린터와 X-Y 플로터로 出力할 수 있도록 하였다.

프린터는 一般的인 것으로 어느것이나 互換될 수 있도록 하였고 플로터는 HP와 IBM의 標準 모델의 機種에 맞도록 하여 汎用으로 使用할 수 있도록 프로그램을 작성하였다.

마) 트리거 裝置

크랭크軸의 回轉角度別 測定 回數 및 測定目的에 따른 測定 回數를 一定하게 되도록 하기 爲해서는 A/D 變換器에서 소프트웨어로 프로그램하여 調節하는 方法인 内部 트리거모드와 外部에서 人爲적으로 測定方法 및 回數를 調節할 수 있는 두 方法을 選擇하여 使用할 수 있도록 構成하였다.

外部 트리거모드의 構成은 5V의 信號電源을 供給할 수 있는 로터리 엔코더를 利用하여 外部에서 測定데이터數와 測定時間 그리고 位置를 指定할 수 있도록 製作하였다.

製作은 A/D 變換器의 内部에서 內,外部 트리거모드를 設定하고 外部트리거인 경우 測定信號의 認知는 Low level은 最小, $-0.5 V$, 最大 $0.8 V$ 이고 High level은 最小 $2.0 V$, 最大 $5.0 V$ 로 하여 시스템의 構成은 TTL 과 互換되고 Load는 Low에서 $0.4 mA$, $0.5 V$, High $0.05 mA$, $5 V$ 範圍를 認知하도록 하였다. 그리고 60 Hz의 5 V 電源을 4040B를 使用하여 1/2, 1/4, 1/8, ... 등으로 回數를 分枝하여 1 回轉當 測定 횟수를 任意대로 調節할 수 있도록 構成하였다.

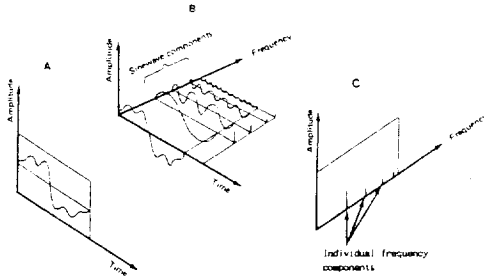
이 트리거모드에서 測定信號는 1 回轉時 最大 60番 그리고 最少 1/64 回까지 調節할 수 있게 하였다.

2) 소프트웨어 構成

計測된 데이터는 補助記憶裝置에 貯藏하였다가 實驗後에 다시 入力 信號값을 振動값으로 變換시켜 모니터에 時間履歷曲線으로 圖解하여 마우스를 通하여 分析區間을 設定하여 그 區間內의 데이터만을 分析토록 하여 分析時間을 節約할 수 있도록 하였다.

가) 使用 言語

本 試驗의 프로그램 言語는 計測을 위한 프로그램은 M社의 Turbo C++, 마우스 및 附屬 器機 利用을 爲한 프로그램은 Assemble語, 그리고 分析프로그램은 M社의 BASIC語 등을 使用하였다.



A : Time domain measurement
 B : Analysis to sin & cos wave components
 C : Time domain observation (Spectrum observation)

Fig. 4. Vibration of the conceptual description for frequency analysis.

나) 測定데이터의 畫面 表示

計測된 振動 시그널을 分析하는 順序는 그림 4와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 計測한 振動의 시그널은 時間履歷曲線으로 나타낼 수가 있다. 이때 의 값은 微小한 것 이므로 分析 및 表示하기 容易한 比로 增幅를 시켜 앞에서

誘導한 sine, cosine의 調合成分으로 나타낸다. 그리고 그 값을 利用하여 FFT分析 및 스펙트럼 分析을 實施 하게 된다.

다) Power spectrum分析 및 FFT 分析

스펙트럼 密度函數와 相關函數分析은 Cooley-Tukey, Nussbaumer, Agarwal, Brigham, Cooley알고리즘 등이 많이 活用되고 있으나 本 研究에서는 最近에 가장 많이 使用되고 있는 Cooley-Tukey의 알고리즘을 利用하여 周波數 分析에 利用하였다.

FFT分析은 Rectangular weighting function, Bdrlett, Hanning Parzen, Dolph-Chebyshev weighting functions 등의 理論에 依據하여 開發 되어 M社에서 提供하는 알고리즘을 拔取하여 利用하였다.

라) 統計 分析

統計分析 프로그램은 分析하고자 設定區間의 데이터를 利用하여 面積, 最大, 最少值, 區間內의 總計, 平均값, 絶對값, Pick point의 平均값과, RMS, MS 그리고 特定값을 超過率 등을 求할 수 있도록 構成 하였다.

本 研究에서는 FFT分析은 加速度計를 通하여 感知한 信號를 시그널 增幅器로 分析하기 容易한 크기로 增幅한 後에 A/D變換하여 信號의 時間履歷 曲線을 모니터에 圖解後 時間信號들의 振幅히스토그램을 가우스分布圖와 比較해서 機關의 狀態에 따른 그래프形象을 檢討 하도록 하였다.

프로그램은 測定值를 分析하여 測定된 代表값과 特定값을 가우스 分布曲線과比較 分析 分布率을 求하도록 프로그램을 作成하였다.

計測 및 分析프로그램을 主要 機能에 따라 區分한다면 다음과 같이 3 가지로 構成된다.

i) 데이터處理를 爲한 計測프로그램(SAMPLE)

데이터處理를 爲한 計測프로그램인 SAMPLE의 構成은 그림 5의 흐름圖에서 보는 바와 같다. 이 SAMPLE프로그램의 構成은 하드웨어의으로 트리거 모드, 測定方法 등의 設定後에 適한 構成이 이루어 지게 되면 프로그램에서는 時間, 모니터에 出力을 위한 增幅度, 入力 값의 初期化에 의한 제로 Base化 등을 設定한다.

프로그램의 構成은 變數인 測定 間隔(頻度), 時間 등이 決定되면 初期化하여 測定하고 入力 되는 값은 畫面에 出力할 수도 있고 分析을 위해 利用할 수 있도록 時間과 함께 貯藏 및 프린터에 出力 시킬 수 있도록 되어있다.

ii) 計測 데이터分析 프로그램(GRAPHICAL-ANALYSIS)

計測 데이터 分析 프로그램인 GRAPHICAL-ANALYSIS 프로그램은 그림 6의 흐름圖에서 보는바와 같다.

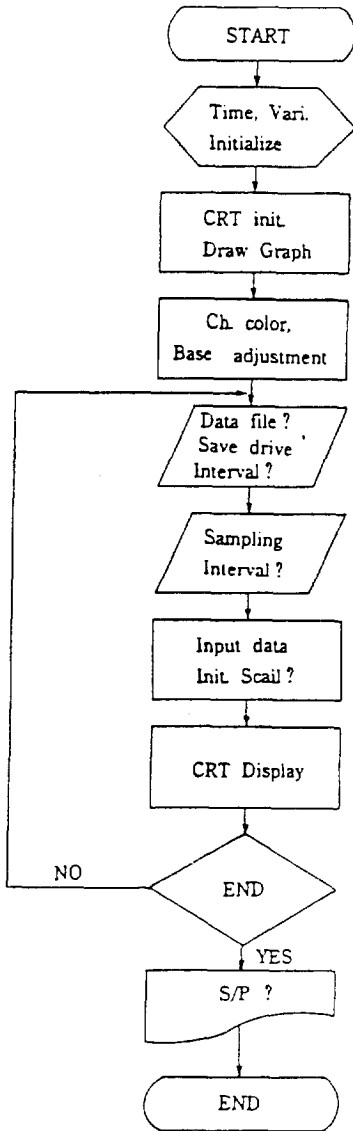


Fig. 5. Flow chart for the data acquisition.

이 GRAPHICAL-ANALYSIS 프로그램의 구성은 변수를 초기화 후에 분석할 Data의 화일을 입력 모니터에 측정 설정한 값으로 환산(本實驗에서는 G로 환산토록 함)하여 출력한 다음 데이터의 분석區間을 설정토록 하였다. 이때 입력된 결과 및 區劃設定은 그림 7과 같다.

그림에서 보는 바와 같이 區劃設定은 모니터에 표시된 입력데이터에 분석하고자하는 區間을

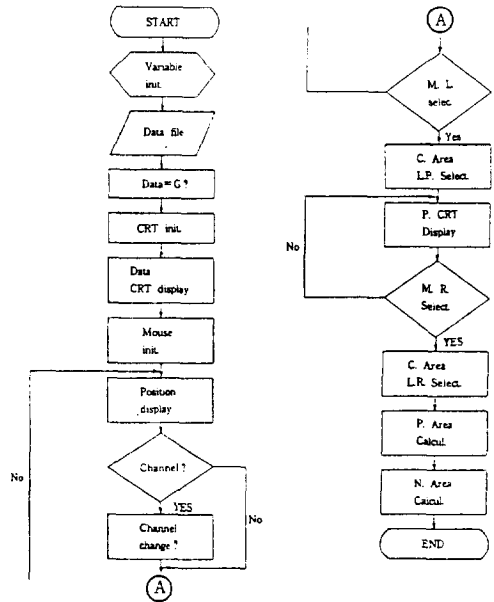


Fig. 6. Flow chart of GRAPHICAL-ANALYSIS for engine vibration.

畫面의 a, b 垂直線과 같이 마우스로 分析하고자 하는 區間을 設定한다.

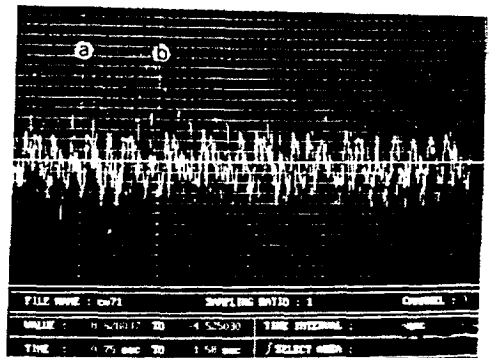


Fig. 7. Sample of the GRAPHICAL-ANALYSIS.

그림에서 보는 바와 같이 a는 測定後 0.75秒에 8.63G값에서 부터 b는 1.58秒에서 4.53G 값까지의 區間사이의 데이터에 面積, 最大值, 平均值 등을 計算하게 되며 分析結果는 畫面에 表示한 後에 화일로 貯藏하거나 프린트 하도록 하였다.

그리고 入力信號의 選擇 즉 X, Y, Z軸 方向의 데이터變換은 키보드의 0, 1, 2의 숫자의 키를 누르면 0은 X軸 方向, 1은 Y軸 方向, 2는 Z軸 方向이 選擇되도록 프로그램 하였다.

分析의 程度는 컴퓨터 키보드의 스페이스바로 選擇하여 分析되는 傾向을 파악하여 適定 程度의 段階로 選定토록 하였다. 選定時 誤差를 줄이기 위하여 스페이스 바에서 2番의 增加 信號가 入力되어야 다음의 段階로 進行토록 하였다.

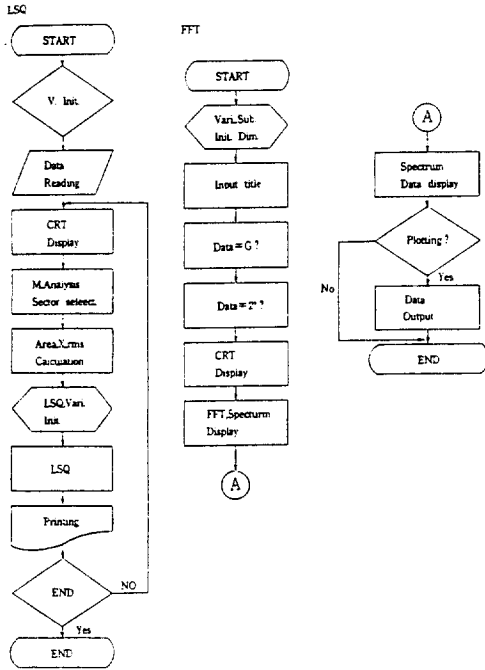


Fig. 8. Flow chart of time signal and statistical analysis for the engine vibration(LSQ).

面積 計算을 위한 積分에 使用한 알고리즘은 Trapzoid composite rule이며 現在의 그림은 지우고 分析 結果를 畫面에 表示토록 하였다.

iii) FFT分析 및 統計處理 프로그램 (STATISTICS)

FFT分析 및 統計處理 프로그램인 STATISTICS의 構成은 그림 8의 흐름圖와 같다. FFT分析 및 統計處理을 爲한 프로그래밍은 흐름圖에서 보는 바와 같이 FFT分析을 위해서 샘플링 갯수는 2ⁿ로 하여 分析토록 프로그램이 되어 있다.

데이터가 2의 倍數일때는 그대로 프로그램을 遂行하고 아닐 경우에는 제공수가 되도록 갯수를 修正되어 FFT가 分析되도록 하였다.

나. 實驗方法

1) 振動測定

機關의 振動測定은 12kW 엔진 테스트 베드에 機關을 設置하여 無負荷 및 負荷別로 區分하여 各計測機 및 프로그램 등을 測定 設定後에 構成한 시스템과 開發된 프로그램을 利用하여 測定 分析하였다.

供試機는 디젤機關 2臺를 任意選定하여 燃料桶을 除去하고 블록에 加速度計를 附着하였다. 附着 方法은 機關블록의 크랭크샤프트 部分에 附着하였고 斷熱을 爲한 石綿패킹을 利用 附着하였다.

設置된 加速度計는 機關이 停止 狀態일때를 0으로 하여 +, - 값으로 區分하여 나타내었다. 그래서 一般的으로 두 값을 合한 것을 振動量으로 하고 있지만 本 研究에서는 分離하여 分析하였다.

測定값을 +, - 方向으로 區分한 理由는 機關이 壓縮 및 爆發 等の 過程에서의 振動과 피스톤이 후퇴하면서 要素間的 不調和에 의한 값을 區分 細分化하여 分析하고자 한 것이다.

細分化된 分析은 人爲的으로 減少가 不可한 壓縮, 爆發에너지인 振動과 機關의 部品간의 不調和에 의한 原因 등이 區分되어 振動이 過多한 理由나 異常 振動의 原因을 究明하기 容易하게 하기 위해서 이다.

또 다른 하나는 두 區域을 區分하여 機關의 要素의 内部에서 일어나는 히스테리시스의 量을 測定하여 댐퍼의 可能性 與否를 確認하기 위해서 이다.

振動 方向은 크랭크 샤프트와 平行인 方向을 X軸 方向으로 하고 X軸 方向은 다시 플라이휠 쪽으로 向하는 것을 +로 하고 燃料펌프쪽으로 向하는 것을 -로 하였다.

피스톤과 平行한 方向을 Y 軸 方向으로 하고 다시 Y軸을 헤드쪽으로 向하면 +로 크랭크 샤프트쪽으로 向하면 -, 베드와 垂直 方向을 Z軸 方向으로 하고 다시 上向을 +로 下向을 -로 區分 定義하였다.

機關이 回轉中에도 언제나 一定한 크랭크 角度에서 測定되도록 하기 위해서 A/D 變換器에 外部 트리거모드를 使用하여 信號를 入力하였다.

振動 測定에 使用한 供試機는 4行程機關으로 定格出力, 2200rpm이므로 36.6Hz 程度의 振動 週期函數다. 이 週期는 18.3Hz의 強制振動 函數와 固有振動이 調和振動이므로 X 軸, Y 軸, Z 軸 同時에 測定되도록 하였다.

實驗은 負荷時에는 負荷別, 無負荷時는 回轉數別 振動 特性을 測定 分析하였다. 그러나 여기에서는 無負荷에서는 2200rpm과 負荷時는 定格出力에서 振動特性만을 分析하였다.

4. 結果 및 考察

振動測定에 使用한 供試機는 4行程機關으로 定格出力이 2200rpm이므로 36.6Hz의 振動 週期를 갖고 있으며 이 週期는 18.3Hz의 強制振動과 固有振動이 調和된 振動이므로 X軸 方向, Y軸 方向, Z軸 方向이 同時에 測定되도록 하였다. 때문에 1秒에 100個 以上의 最大, 最少값의 데이터가 入力되었다.

實驗은 負荷時에는 負荷別, 無負荷時에는 回轉數別의 振動特性을 測定 分析하였다.

1) 無負荷時의 振動

가. X軸 方向

無負荷 2200 rpm에서의 振動은 X軸 方向은 그림 9와 같으며 power spectrum 分析 結果는 實數部와 虛數部 모두 加우슨 分布 曲線과 比較 分析하였으며 結果는 그림 右側의 上, 下段과 같다.

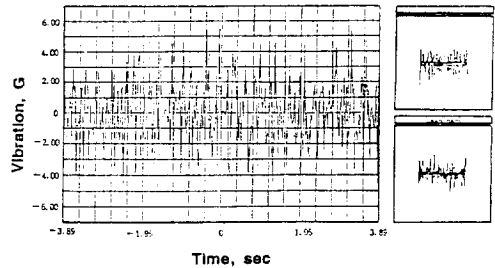


Fig. 9. FFT analysis at no-load running at 2200 rpm in X-axis on the 4.5kW diesel engine.

分析된 結果는 positive area=1.37G.sec, negative area는 1.84G.sec로 25.5% 程度의 不均衡을 이루고 있었다. 振動은 最大 positive value는 4.28G, 最大 negative value는 -4.38G로 機關의 最大 振動量은 8.66G이었다.

그러나 振動量이 1 PAV 값을 超過率은 37.93% 이었다. 그리고 power spectrum 分析 結果는 實數, 虛數部 모두에서 加우슨 分布 曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態의 非定常 分布인 것으로 나타났다.

나. Y軸 方向

그림 10은 Y軸 方向의 振動分析 結果이며 positive area는 2.25G.sec, negative area는 2.37G.sec로 差는 5.3% 程度로 거의 均衡을 보였다. 그러나 最大 positive value는 5.59G, negative area는 -5.55G로서 最大 振動量은 11.14G으로 X軸 方向과 비슷한 傾向이었다.

Power spectrum 分析 結果는 實數, 虛數部 모두에서 加우슨 分布 曲線과 一致하지 않는 bi-mode 形態의 非定常 分布로 나타났다.

다. Z軸 方向

그림 11은 Z軸 方向의 振動量 分析 結果이며 positive area는 0.89G.sec, negative area는 1.0G.sec로 11%의 不均衡을 이루었다. 그러나 最大 positive value는 2.68G, 最大 negative value는 -3.50G로 最大 振動量은 6.18G 이었고 振動量이 1 PAV를 超過率은 29.82% 였다.

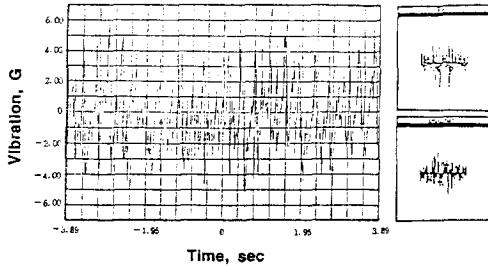


Fig. 10. FFT analysis at no-load running at 22 00rpm in Y-axis on the 4.5kW diesel engine.

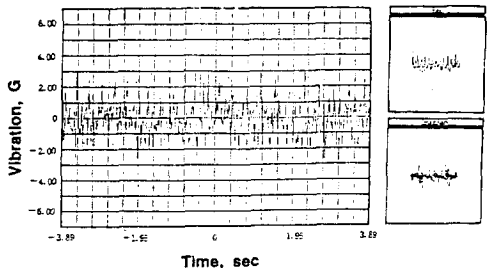


Fig. 11. FFT analysis at no-load running at 22 00rpm in Z-axis on the 4.5kW diesel engine.

이 分析 結果에 의하면 振動量은 過度한 것으로 思料된다. 그리고 實驗에 使用한 機關이 4 行程 機關이므로 2 回轉當 1回의 爆發이 일어난다. 그러므로 1 PAV를 超過하는 分布가 理論적으로 50% 程度이어야 하나 大部分 30% 程度로 機關 内部의 히스테리시스 및 減衰가 일어나고 있음을 알수가 있다.

統計處理 및 數學的인 모델 開發 그리고 振動量의 分布 確率等의 分析은 設定 區間을 分析하게 되는데 그 結果는 프린터와 畫面에 出力된다.

分析은 區間이 設定되면 그 區間內 +, - 部分의 面積과 最大, 最少값의 檢索 그리고 總計, 平均, 絕對平均, MS, RMS等과 最大, 最少值의 平均값(PAV)를 超過率 等を 求하게 된다.

그리고 理論分析에서 誘導된 一般式의 指數와 그 誤差를 求하게 된다. 例題의 分析 結果는 表 1과 같다.

測定區間의 分析例이나 測定區마다의 分析值의 偏差가 大端히 크게 나타났다. 이는 振動量을 細分化하였으며 또한 單氣筒機關인 關係로 反復, 負荷, 供試機 等に 따라 많은 差異가 생기는 것으로 사료되어 一般化가 困難하여 本 研究에서는 數學的 模型을 提示하지 않았다.

Table 1. Sample of the vibration analysis by LSQ.

Time interval	= 0.773
Number of Data	= 33
Positive Area	= 0.770
Negative Area	= 0.904
Number of Sampling Data	= 18
Maximum Positive Value	= 4.63
Maximum Negative Value	= -5.26
Sum	= -5.67
Average	= -3.15
Absolute Average	= 2.53
Mean Square	= 8.57
RMS Meter	= 2.93
	$ x > PAV : 38.89\%$
	$ x > 2PAV : 0.00\%$
	$ x > 3PAV : 0.00\%$

2) 定格出力時 振動

가. X軸 方向

定格 出力時 X軸 方向의 振動을 分析한 結果는 그림 12와 같다. 그리고 分析 結果에 Power spectrum 分布에 가우슨 커브를 같이 圖解하여 比較해야 되나 分布圖의 差異가 많아 表示하지는 않았다.

Power spectrum 分析 結果는 實數, 虛數部 모두에서 가우슨 分布 曲線과 一致하지 않는 bi-mode 形態의 非定常 分布이었다.

分析 結果 positive area=1.17G.sec, negative area는 1.35G.sec로 13% 程度의 不均衡을 이루고 있었다. 또한 最大 positive value는 6.17G, 最大 negative value는 -4.75G로 機關의 最大 振

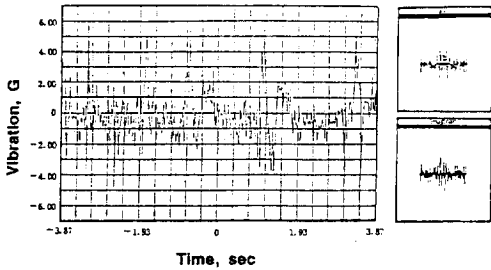


Fig. 12. FFT analysis at rated output in X-axis on the 4.5kW diesel engine.

動量은 10.92 G가 되었다. 그러나 振動量이 1 PAV 값을 超過率은 28.3% 이었다.

나. Y軸 方向

그림 13은 Y軸 方向의 振動分析 結果이며 positive area는 2.25G.sec, negative area는 2.37G.sec로 5.1% 程度의 不均衡을 보였다.

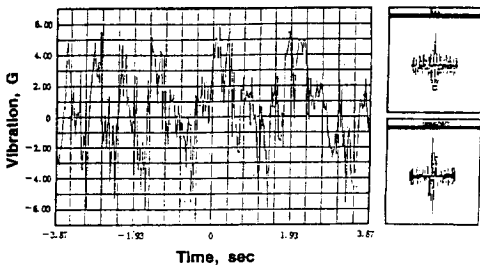


Fig. 13. FFT analysis at rated output in Y-axis on the 4.5kW diesel engine.

그러나 最大 positive value는 5.47G, negative area는 -5.94G로서 最大 振動量은 11.41G이었다. 振動量이 1 PAV를 超過率은 24.55% 이었다.

Power spectrum 分析結果는 實數, 虛數部 모두에서 가우슨 分布 曲線과 一致하지 않는 bi-mode形態의 非定常 分布로 나타났다.

다. Z軸 方向

그림 14은 Z軸 方向의 振動量 分析 結果이며 positive area는 2.64G.sec, negative area는 1.91.sec이었다. 그러나 最大 positive value는 2.22G,

最大 negative value는 2.99G로 最大 振動量은 5.21G 인 것으로 나타났다.

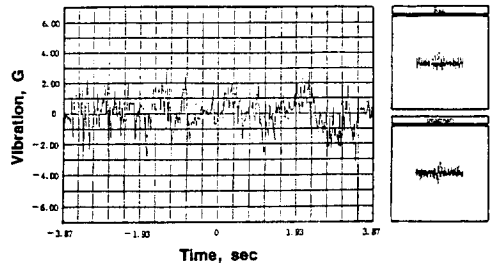


Fig. 14. FFT analysis at rated output in Z-axis on the 4.5kW diesel engine.

1 PAV 超過率은 大部分 30~40% 未滿으로 機關 内部에서 히스테리시스 및 減衰가 일어나고 있음을 알수가 있다.

이와같은 分析 結果에 의하면 開發된 시스템과 分析 프로그램은 實驗 目的에 適合하여 앞으로 未備點을 補完한다면 實用 價値가 있는 것으로 思料된다.

數學的 모델은 分析 結果가 論理分析 結論式의 $x(t) = Cne^{-nt}$ 에서 C와 n의 값이 實驗 反復間 및 機臺 그리고 分析 區間 選定等에 따라 高른 分布를 가져야 開發이 可能하나 差이가 甚하여 하나의 모델開發 提示는 困難한 것으로 思料된다.

5. 結 論

本 試驗은 마이크로컴퓨터를 利用하여 振動量을 測定 및 分析할수 있는 데이터 處理 시스템을 構成하여 소프트웨어를 開發하였다. 그리고 實驗 結果로 機關의 振動에 對한 研究를 效率的이고, 經濟的이며, 迅速, 正確하고, 便利하게 處理할 수 있는 基盤을 構築하였다.

實驗 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 마이크로컴퓨터를 利用하여 構成한 시스템 및 分析 프로그램은 開發 目標에 適合하게 作動되었다.

2. 칼라 모니터를 사용하여 測定한 結果를 同一 베이스에서 比較的 쉽게 分析할 수 있었다.
3. 소프트웨어는 測定 채널數, 時間 間隔, 데이터數를 자유로이 選定할 수 있었다.

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. Bishop, 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. Schock and vibration handbook. McGraw-Hill. Vol. 1, pp.1~10, Vol. 2, pp.1~24.
8. Erik, O., F. Jones and L. H. Holbrook. 1984. Machinery's handbook 2nd 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. G. Motors. Eng. J.
11. Grevis-James, I. W., D. R. DeVoe, P. D. Bloome and D. G. Batchelder. 1981. Microcomputer based data acquisition system for tractors. ASAE NO. 811578.
12. 韓國農器具工業協同組合. 1990. 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.
15. Hoflmeister, 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(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. Second ed., pp. 111~164.