

小型內燃機關軸系の 비틀림振動댐퍼에 관한 研究⁺

第1報 最適粘性· 고무彈性댐퍼의 開發

全孝重* · 金有宗** · 金東赫*** · 金義珩*

A Study on the Torsional Vibration Damper of the Small
Internal Combustion Engine Driving System(Part I)
— Development of the Optimum Viscous-Rubber Damper —

Hyo-Jung Jeon, Yu-Jong Kim, Dong-Hyuk Kim, Ue-Kan Kim

Abstract

The crankshaft system of engine is a complex vibratory object and its vibration modes are consisted of torsional, bending, axial and their coupled vibration. Among them, the torsional vibration causes engine noise as well as serious fatigue failures of crankshaft.

If the troubles of noises and crsnkshaft strength are forecasted by torsional vibraion calculation in the design stage of crankshaft, the torsional damper is adopted as the final countermeasure.

In this paper, some computer programs to calculate crankshaft torsional vibration of engine are developed and with deveploped programs, an efficient rubber-viscous damper for automobile engine is designed and manufactured, and then it is fitted on the actual automobile engine to confirm its calculated efficiency. By comparing the mesured results(with damper and without damper) with the calculated one, the reliability of developed computer programs and the performances of manufactured damper are confirmed.

記號說明

ω_E	: 機關의 固有角振動數	C_d	: 댐퍼의 減衰係數
C_E	: 機關의 減衰係數	K_d	: 댐퍼의 動的비틀림剛性係數
ω_d	: 댐퍼의 固有角振動數	K_E	: 機關의 等価비틀림剛性係數
		P_o	: 外力
		β	: 相對振幅比
		M, M_R	: 動倍率

⁺ 1990年度 秋季學術大會에서 發表한 研究論文임

* 正會員, 韓國海洋大學

** 正會員, 現代精工(株)

*** 韓國標準研究所

- k_s : 댐퍼의 靜的비틀림剛性係數
- I_E, I_d : 等價慣性모우멘트
- Θ_E : 機關部分의 振動振幅
- Θ_d : 댐퍼部分의 振動振幅
- γ : 強制振動數比
- μ : 減衰係數比
- λ : 固有振動數比
- Θ_{st} : 靜的 角變位
- R : 慣性모우멘트比
- G : 고무의 靜的剪斷彈性率
- G' : 고무의 動的剪斷彈性率
- σ : 고무의 動的係數
- h' : 고무링의 自由두께
- r_1 : 고무링의 內半徑
- r_2 : 고무링의 外半徑
- $\Delta\theta$: 慣性體와 設置板과의 相對振幅
- ϵ : 고무링의 剪斷變形率
- μ' : 고무自體의 減衰係數
- t : 設置板의 두께
- C_s, C_s' : 실리콘油의 減衰係數
- η_{eff} : 실리콘油이 有效粘度
- ω : 外力의 角振動數
- δ : 실리콘油가 充滿되는 틈두께

1. 序 論

機關의 크랭크軸系는 複雜한 形狀의 振動體이며 振動의 形態는 비틀림振動, 굽힘振動 및 縱振動의 聯成狀態로 나타나게 된다. 이러한 振動中에서도 自動車用機關과 같은 小型機關에서 騒音의 原因이 될 뿐만 아니라 크랭크軸의 疲勞破損에 深刻한 影響을 미치는 것은 비틀림振動이다.

이 비틀림振動은 往復動內然機關의 토오크變動에 의해 誘發되며 小型機關의 通常 使用回轉數 領域內에서의 共振를 事實上 避할 수 없다. 自動車用 4시린더 가솔린 機關의 境遇, 1節에서의 固有振動數는 350-550Hz이며 主危險回轉數의 一部가 使用回轉數 內에 位置하게 된다. 共振에 의하여 비틀림 振幅이 增大하게 되면 플라이휠 및 크랭크 폴리볼트의 풀림, 크랭크軸에 의해 驅動되는 치차

類의 磨滅, 나아가서는 크랭크軸 疲勞破損의 重大한 原因이 된다. 또한 비틀림振動은 시린더 블록, 크랭크폴리 및 치차로부터 騒音을 發生시키며 低騒音 機關開發에 있어 設計段階에서 부터 充分히 檢討하여야 할 重要한 問題로 되고 있다.^{1),2),3)}

크랭크軸系에 대한 비틀림 剛性係數, 起振에너지 (가스壓力 및 慣性力), 減衰에너지 (메인베어링, 피스톤, 피스톤과 시린더 間의 摩擦에 의한 減衰, 軸系의 히스테리시스減衰, 冷却水 펌프등의 補機驅動에 따른 減衰)의 計算結果로 부터 비틀림 振動에 의한 附加應力이 軸系의 騒音과 許容強度上에 問題로 대두되면 最終的인 手段으로 댐퍼를 採擇하게 된다. 비틀림振動 댐퍼로서는 고무彈性 댐퍼^{4),5)}와 粘性減衰댐퍼⁶⁾가 主로 使用되고 있으나 이들은 各各 다른 特性을 가지고 있어 最近 先進國에서는 兩쪽의 長點을 取한 粘性·고무彈性 댐퍼를 開發하여 實用化하고 있다.

粘性·고무彈性댐퍼는 고무彈性댐퍼에 비해서 減衰 機能이 뛰어나며 粘性減衰댐퍼에 비하여 크기가 작고 重量이 減少하는 利點을 가지면서도 고무彈性댐퍼가 가지고 있는 動吸振器的인 特性을 維持할 수 있어 自動車用機關과 같은 小型機關의 댐퍼로서는 最適으로 생각된다. 다만, 粘性·고무彈性댐퍼는 고무彈性댐퍼와 粘性減衰댐퍼 보다 設計變數가 하나 더 增加하므로 最大의 效果를 내는 最適의 댐퍼를 設計하기 위해서는 動力學上의 詳細한 檢討를 基本으로한 研究가 先行되어야 하며 試驗製作 및 性能 確認이 必要하다. 그러나, 國內에서는 小型機關 크랭크軸系의 비틀림振動을 計算할 수 있는 能力과 經驗 不足으로 信賴性이 要求되는 各種 機關의 最適 댐퍼를 設計할 能力을 갖추지 못하고 있는 實情이다.

따라서, 本 研究에서는 먼저 小型機關의 비틀림 振動計算을 爲하 電算프로그램을 開發하고 이를 實際의 自動車用 機關의 크랭크軸系에 적용하여 實測值과 比較檢討함으로써 開發한 電算프로그램의 妥當性을 確認하고, 이 結果를 利用하여 비틀림振動用 最適 粘性·고무彈性댐퍼를 設計 製作하고 開發한 粘性·고무彈性댐퍼의 性能과 信賴性을 確認하고자 한다.

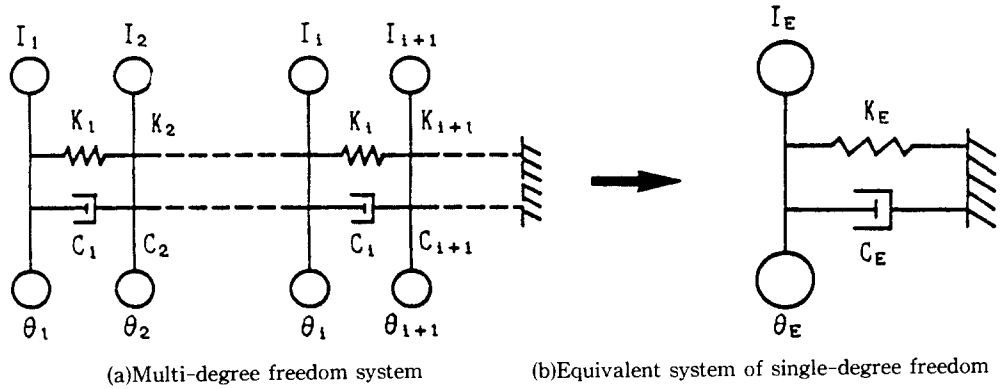


Fig. 2.1 Equivalent multi-degree freedom system for crankshaft.

2. 最適 비틀림振動 粘性· 고무彈性댐퍼의 設計理論

2.1. 最適 粘性· 고무彈性댐퍼의 理論

機關의 크랭크軸系를 Fig 2.1과 같이 等價多自由度系로 모델링하여 비틀림自由振動 計算을 行한다. 最適 粘性· 고무彈性댐퍼의 特性值를 求하기 위한 計算은 計算過程을 單純化 하기 위하여 多自由度系를 等價의 1自由度系로 置換하고 여기에 댐퍼를 裝着하면 振動系는 Fig 2.2와 같이 等價2自由度系로 된다.

이 等價振動系의 運動方程式은 式(1)로 되고, 이를 整理하여 動倍率 M_R 을 計算하면 式(2)로 된다.

$$\left. \begin{aligned} I_E \ddot{\theta}_E + K_E \theta_E + K_d(\theta_E - \theta_d) + C_E \dot{\theta}_E \\ + C_d(\dot{\theta}_E - \dot{\theta}_d) = P_o \cos \omega t \\ I_d \ddot{\theta}_d + k_d(\theta_d - \theta_E) + C_d(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_E) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$M_R^2 = \frac{(2\mu\gamma)^2 + (\gamma^2 - \lambda^2)^2}{\gamma^2 [2\mu(\gamma^2 - 1 + R\gamma^2 + 2\mu_E(\gamma^2 - \lambda^2))]^2 + [R\lambda^2\gamma^2 - (\gamma^2 - 1)(\gamma^2 - \lambda^2) + 4\mu\mu_E\gamma^2]^2} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \gamma &= \omega / \omega_E & \mu &= C_d / (2I_d \omega_E) \\ R &= I_d / \Sigma I_E \beta^2 & \mu_E &= C_E / (2I_d \omega_E) \\ \lambda &= \omega_d / \omega_E & \omega_d &= K_d / I_d \\ \Theta_{st} &= P_o / K_E & M_R &= \Theta_E / \Theta_{st} \end{aligned}$$

一般的으로 高速內燃機關에서 減衰係數 μ_E 값은

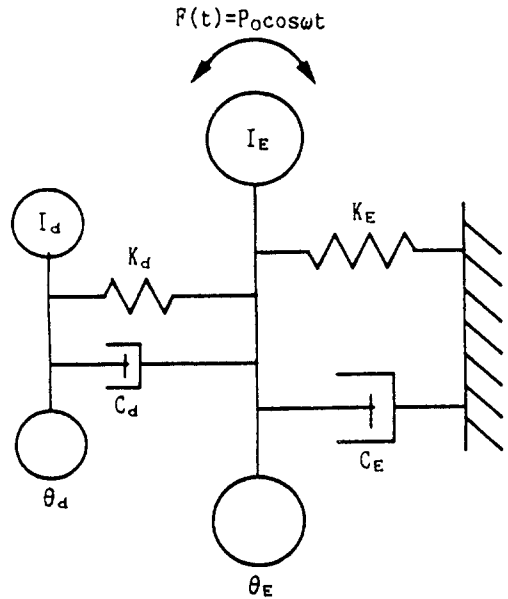


Fig. 2.2 Equivalent vibration system with torsional viscous-rubber damper.

댐퍼가 없는 境遇 0.03 程度이고 댐퍼를 裝着하여 振幅이 減少하면 이 값은 더욱더 작게 되기 때문에 特別한 境遇를 除外하고는 考慮하지 않아도 無妨하다. 따라서, $\mu_E = 0$ 을 式(2)에 代입하여 動倍率 M_R 을 整理하면 式(3)으로 된다.

$$M_R^2 = \frac{\mu^2(2\gamma)^2 + (\gamma^2 - \lambda^2)^2}{\mu^2[2\gamma(\gamma^2 - 1 + R\gamma^2)]^2 + [R\lambda^2\gamma^2 - (\gamma^2 - 1)(r^2 - \lambda^2)]^2} \quad (3)$$

Fig 2.3 은 $\lambda=1$ (主振動系の 共振點에 同調), $R=1/20$ 인 一定한 振動系에 있어 減衰 μ 의 값을 여러가지로 變化시킬 때 式(3)의 M_R 을 振動數比 γ 에 대하여 그린 것이다. 이 그림에서 모든 曲線은 μ 의 값에 關係없이 2개의 點 P, Q를 通過한 다. 따라서 最適 粘性· 고무彈性댐퍼의 設計 條件은 2개의 點 P, Q의 높이가 같고 이곳이 極大值로 되는 特性值를 갖도록 하는 것이다. 이들 條件 및 이 때의 動倍率 M_R 은 다음과 같이 된다.

$$\lambda = \frac{1}{1+R}, \mu^2 = \frac{3R}{8(1+R)^3}, M_R^2 = 1 + \frac{2}{\mu} \quad (4)$$

따라서 以上의 計算에서 댐퍼의 裝着에 의하여 減少될 振幅(通常 1/3로 減少시킨다)을 決定하여 動倍率 M_R 을 定하고 이 값으로부터 R, λ , μ 의 값을 求하면 댐퍼의 基本 要目이 決定된다.

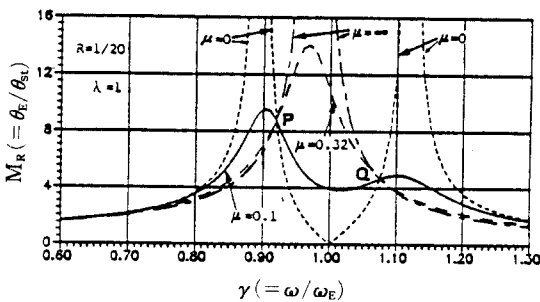


Fig. 2.3 Effect of vibration absorber on the response of the vibratory system.

2.2. 粘性· 고무彈性댐퍼의 고무部

Fig 2.4와 같은 샌드위치型 고무링의 動的비틀림剛性 $K_d h$ 에 의하여 動的剪斷彈性率 G' 를 計算하고 이 값으로부터 고무의 靜的剪斷彈性率 G 를 計算하면 다음과 같이 된다.

$$G' = \frac{K_d h}{\pi(r_2^4 - r_1^4)} \quad (5)$$

$$G = G' / \sigma \quad (6)$$

動的係數 σ 의 값은 고무의 動的剪斷彈性率과 靜

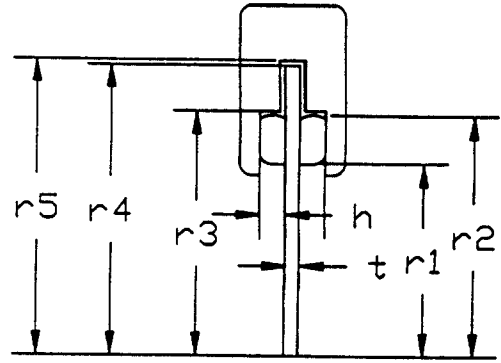


Fig. 2.4 Symbols of rubber-viscous damper.

的剪斷彈性率의 비이고 고무의 材質, 硬度, 加振 振幅, 振動數등에 따라서 變化하는 것이기 때문에 各댐퍼의 使用目的에 따라 σ 의 값을 選定하여야 한다. 7),8)

다음에 댐퍼의 慣性體와 設置板의 相對振幅 $\Sigma\theta$ 를 式(7)로부터 計算하여 고무링의 剪斷變形率 ϵ (%)을 求하면 다음과 같이 된다.

$$\Delta\theta = \theta \sqrt{1/(2M_R R \mu t)} \quad (7)$$

$$\epsilon = r_2 \cdot \Delta\theta \times 100/h' \quad (8)$$

여러가지 耐久性 實驗의 結果에 의하면 ϵ 의 값은 댐퍼의 壽命을 決定하는 重要한 因子로서 10% 以下가 되도록 設計하는 것이 바람직하다.

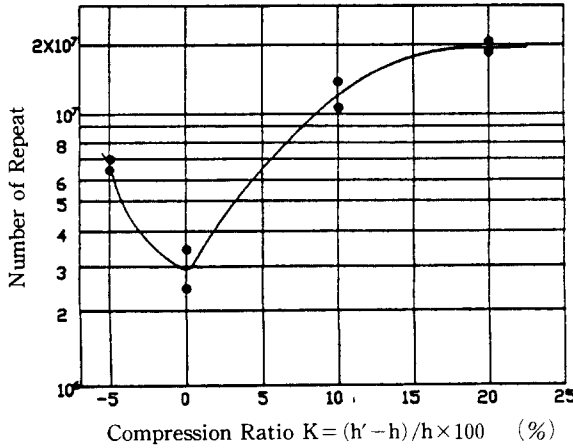
以上에서 求한 고무의 靜的剪斷彈性率 G 의 값은 고무의 狀態와 強度로 부터 5~16kg/cm²의 範圍內가 되도록 고무링의 寸수를 選擇하여 다음과 같이 댐퍼의 靜的비틀림剛性 k_s 를 決定한다.

$$k_s = 2\pi K_d / (360 \times 10^2 \times \sigma) \quad (9)$$

$$= 1.745 \times 10^{-4} K_d / \sigma$$

이 고무링의 자유두께 h' 는 慣性體의 支持와 시리콘油의 密封을 위하여 Fig 2.4에 보이는 것처럼 組立後에 h 까지 壓縮한다. 이 때문에 고무링 自體의 耐久性이 大幅으로 向上된다.

Fig 2.5는 豫壓 效果를 나타내는 剪斷疲勞試驗 結果의 한 例이고 그림에서 알 수 있는 바와 같이



Test Rubber : Neoprene WRT
 Hardness : JIS 48
 Thickness : h' = 10mm
 Frequency : 150 c/s
 Amplitude : ± 2mm (ε = 20%)
 Experimental temperature : Rubber part 70°C
 Experimental condition : Continuous

Fig. 2.5 Shear fatigue test of rubber.

고무 시험片的 剪斷變形率 ε의 값을 ±20%, 고무의 溫度는 70°C로 해서 一定振幅 連續耐久性試驗을 行한 것으로 壓縮率 20%로 하면 고무의 疲勞強度는 壓縮率 0%의 境遇에 비하여 約7倍程度 增加하는 것을 알 수 있다. 따라서 組立時 고무링에 걸리는 豫壓를 壓縮率 K값의 10%~20%가 되도록 한다.⁷⁾

2.3. 粘性· 고무彈性댐퍼의 실리콘油 粘度

실리콘油의 粘度는 粘性· 고무彈性댐퍼에 必要한 減衰係數 C_d에서 고무自體의 內部損失에 의한 減衰分을 除外한 실리콘油만의 減衰係數 C_s에 의하여 決定된다.

$$C_s = C_d - 2I_d \omega_E \mu' \lambda \quad (10)$$

μ'는 고무自體의 減衰係數이고 고무의 動的係數 σ의 境遇와 마찬가지로 고무의 材質, 硬度, 振動, 振幅等에 依存하기 때문에 前項에서 設定된 고무의 仕様에 의하여 決定된다.^{7,8)}

한편, 실리콘油에 의한 減衰係數의 값을 C_s'로

하면 이 값은 Fig 2.5와 같은 構造의 境遇에는 다음 式으로부터 求하여 진다.

$$C_s' = 2 \int_{r_3}^{r_4} \eta_{eff} \frac{2\pi r^3}{\sigma} dr + \frac{2\pi r_4^3}{r_5 - r_4} \eta_{eff} \quad (11)$$

이 C_s'의 값과 上記 C_s의 값을 같다고 놓으면 作動中의 실리콘油의 有效粘度 η_{eff}의 값이 다음과 같이 決定된다.

$$\eta_{eff} = \frac{C_s}{\pi \frac{r_4^4 - r_3^4}{\delta} + \frac{2t r_4^3}{r_5 - r_4}} \quad (12)$$

粘性· 고무彈性댐퍼는 실리콘油의 作動面이 兩面으로 되기 때문에 댐퍼의 小型化가 可能하고, 실리콘油의 作動半徑이 減少함으로써 실리콘油의 粘度가 낮아지는 利點이 있다. 高粘度 실리콘油의 粘性摩擦力은 뉴우턴의 法則을 따르고 有效粘度 η_{eff}는 剪斷率에 의하여 실리콘油의 實際粘度 보다 低下하기 때문에 上記에서 求한 有效粘度 η_{eff}에 剪斷率에 의한 粘度補正을 Fig 2.6에 의하여, 使用溫度에 따른 溫度補正을 Fig 2.7에 의하여 行하

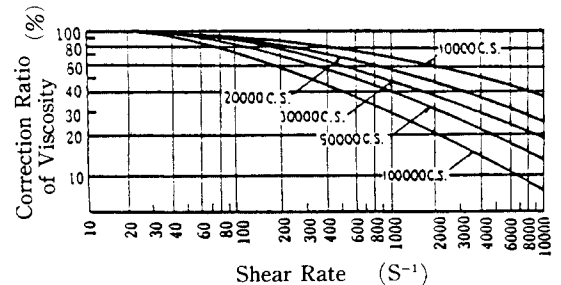


Fig. 2.6 Percentage variation of kinematic viscosity of silicone fluids with shear rate.

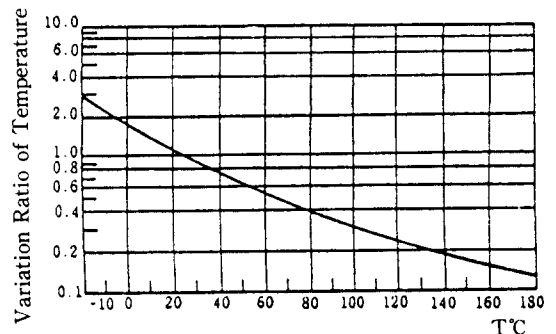


Fig. 2.7 Effect of temperature on kinematic viscosity of silicone fluids.

여야 한다. Fig 2.7의 溫度變化率(Variation Ratio of Temperature)은 各溫度에 있어서의 粘度를 25°C에 있어서의 粘度의 倍數로 나타낸 것이다.

3. 實驗 및 考察

3.1. 實驗裝置 및 實驗方法

實驗裝置는 實驗對象 機關部, 비틀림振動 測定部, 機關의 回轉數 測定部로 構成되어 있다.

Fig 3.1에 實驗裝置의 概略圖를, Fig 3.2에 實驗裝置의 寫眞을 보인다.

實驗對象機關은 水冷式 4사이클 디젤機關이며 Table 1에 그의 諸元을 보인다. 이 機關에 대하여 遂行한 비틀림 強制振動 計算 및 第2章에서 檢討한 비틀림振動 粘性고무·彈性댐퍼의 設計 理論에 의하여 製作한 最適댐퍼의 要目を Table 2에, 設

計圖面을 Fig 3.3에 보인다.

Fig 3.1을 간단히 說明하면 機關의 크랭크軸 先端에 計測用 치차를 附着하여 마그네틱 픽업(MP-910)으로 부터 檢出한 回轉變動의 信號와 비틀림

Table 1 Specification of the test engine.

型 式	4 cycle, 디젤機關
시 린 더 數	4
行 程	10.16 cm
시 린 더 內徑	9.2 cm
平均有效壓力	7.9 kg/cm ²
最 高 出 力	74 PS
連 接 棒 比	0.294
着 火 順 序	1-3-4-2

Table 2 Dimension of the designed damper.

慣性모우멘트(I_d)	0.095 kg cm s ²
動的비틀림剛性(k_d)	0.255 × 10 ⁶ kg cm/rad
減衰係數(C_d)	1933.7 kg cm s
실리콘油 粘度	20,000 cSt

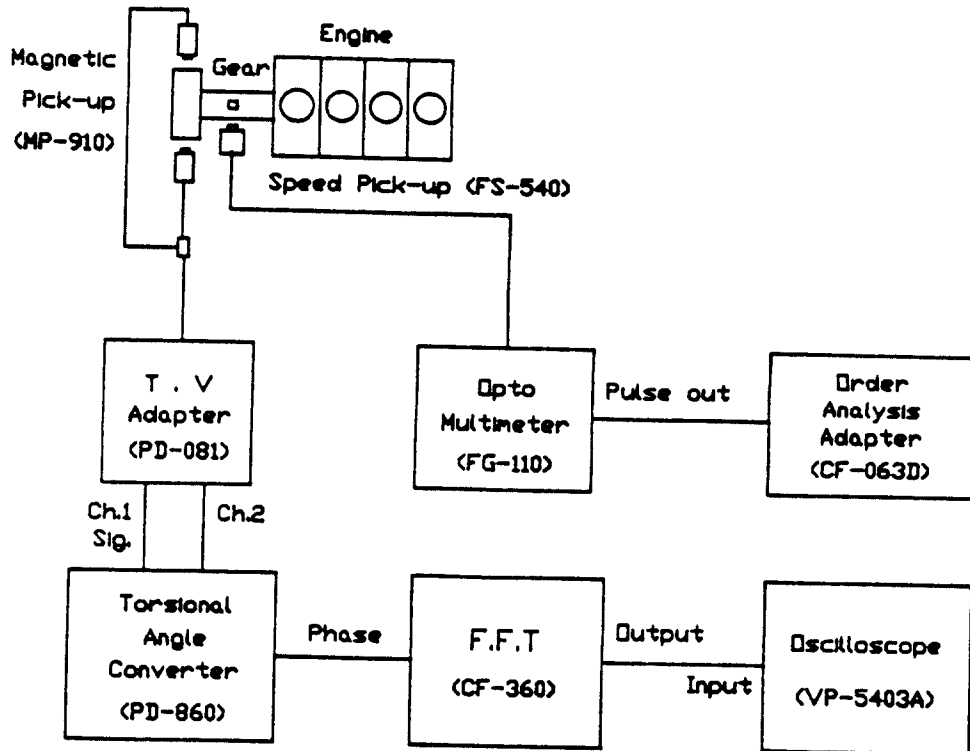


Fig 3.1 Skelton diagram of experiment apparatus arrangement

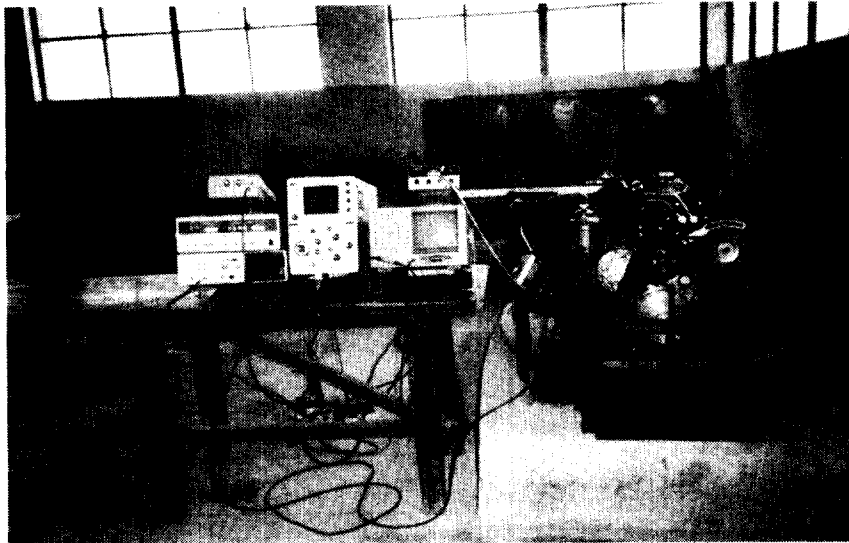


Fig. 3.2 Photo. of experiment apparatus.

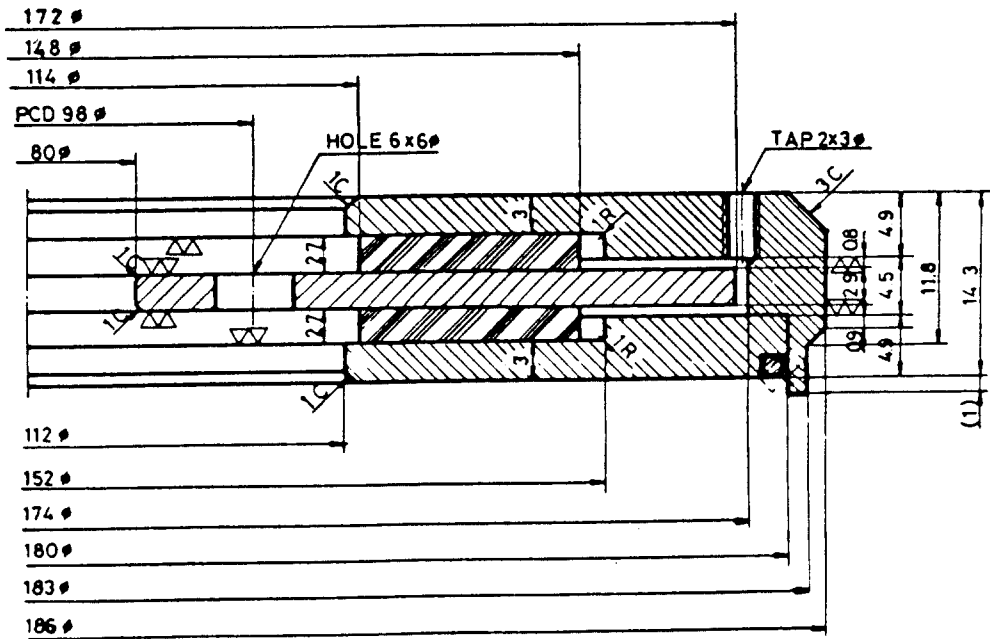


Fig. 3.3 The drawing of designed rubber-viscous damper.

振動 어댑타(PD-081)에서 發生하는 中心周波數의 信號를 비틀림角 콘버타(PD-860)에 入力하여 이 들 信號의 位相差로부터 비틀림角을 演算한다. 이 信號를 周波數分析器(CF-360)에 入力하면 비틀림 振動의 周波數와 振動振幅이 測定된다. 機關의 回轉數는 크랭크 플리부에 反射 데이프를 接着하여 光센서(FS-540)로부터 1回轉 1펄스 信號를 檢出 하고 옵티컬 멀티메타(FG-110)와 差數比分析 어댑타(CF-063D)에 의하여 測定된다. 비틀림 振動 振幅 測定은 機關回轉數를 1200~3400 rpm사이를 50rpm씩 增減시켜 가면서 行하였다.

3.2. 考 察

本 研究에서 開發한 電算프로그램과 設計制作한 비틀림振動粘性·고무彈性 댐퍼의 妥當性 및 信賴 性을 確認하기 위하여 實驗機關에 댐퍼를 裝着하 지 않았을 때와 Fig 3.4와 같은 粘性·고무彈性 댐퍼를 裝着하였을 때의 비틀림 固有振動數 및 振動振幅을 計算하고 實測値와 比較 檢討하였다.

(1) 댐퍼를 裝着하지 않은 境遇의 비틀림振動

實驗 機關에 대한 크랭크軸系의 1節 비틀림固有 振動數의 計算値는 295Hz₂, 測定値는 289Hz₂로 確 認되었으며 計算 結果는 滿足할만 한 값을 주고 있 어 本 研究에서 行한 모델링의 妥當性이 確認 되었

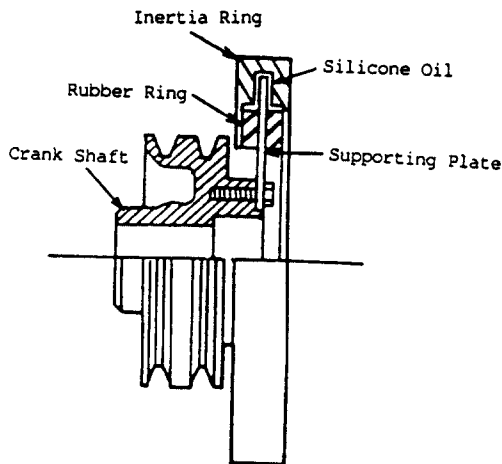


Fig 3.4 Example of establishment of the rubber-viscous damper

다. 또한 2節 비틀림固有振動數는 相當히 높아 機 關의 使用回轉數 範圍內에서 問題로 되지 않는다.

機關의 使用回轉數 範圍內에 依存하는 主要 危 險回轉數에 대한 振動振幅의 測定値 및 計算 結果 를 Fig 3.5에 보인다. 이 그림을 檢討하여 보면 振動振幅의 測定値는 6次, 8次, 10次, 12次에서 0.14°, 0.06°, 0.02°로 되어 本 研究에서 開發한 電算프로그램의 信賴性을 確認 할 수 있었다. 또 한, 6次, 8次的 危險回轉數는 각각 2885rpm, 2165rpm으로 이 들 危險回轉數는 信用回轉數 範圍 內에 存在하고 그 振幅도 각각 0.32°, 0.13°로 相 當히 높아 크랭크軸의 疲勞破損 및 騒音對策을 위 하여 댐퍼를 裝着할 必要가 있음을 確認하였다.

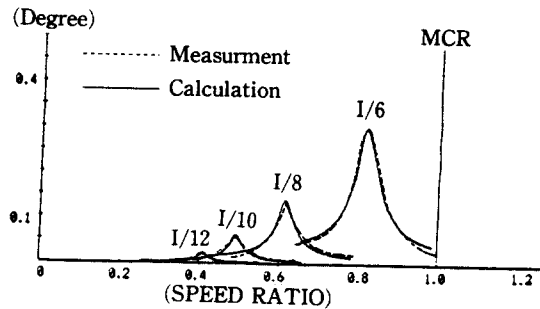


Fig. 3.5 Measured and calculated amplitudes of torsional vibration (without the damper).

(2) 粘性·고무彈性댐퍼를 裝着한 境遇의 비틀림振動

댐퍼가 裝着되지 않은 機關의 1節 固有振動數에 서의 振動振幅을 줄이기 위하여 最適 粘性·고무 彈性댐퍼를 設計製作하여 上記 機關의 크랭크軸系 先端에 裝着한 경우에 대한 計算値와 實測値를 比較 檢討하였다. 또한, 댐퍼를 裝着하지 않은 境遇 의 振動振幅 測定値 및 裝着한 境遇의 振動振幅 測定値를 比較 하였다.

主要 危險回轉數에 대한 振動振幅의 測定値 및 計算値를 Fig 3.6에 보인다. 이 그림을 檢討하여 보면 비틀림振動振幅 測定値는 6次, 8次, 10次, 12 次에서 各各 0.107°, 0.047°, 0.020°, 0.004°이고, 計算値는 各各 0.111°, 0.053°, 0.022°, 0.007°로

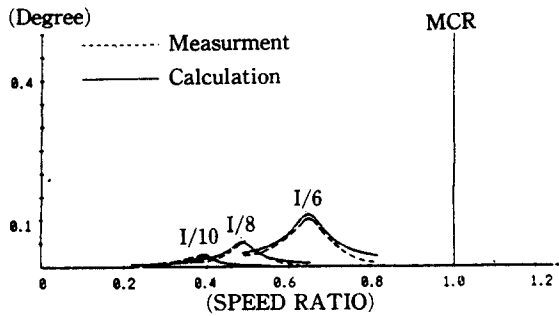


Fig. 3.6 Measured and calculated amplitudes of torsional vibration (with the rubber-viscous damper).

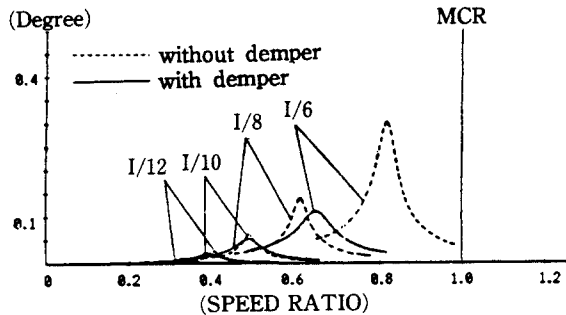


Fig. 3.7 Measured amplitudes of torsional vibration (with and without damper).

되어 計算値와 實測値의 差異는 實際 使用上 問題로 되지 않을 程度이다.

또한 댐퍼를 裝着하지 않았을 때와 裝着하였을 때의 振動振幅 測定結果를 Fig 3.7에 보인다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 機關의 1節 6次 비틀림 振動振幅이 0.32°에서 0.107°로 減少함으로 써 댐퍼 設計時의 減衰豫想 設定值인 約1/3 程度로 되어 本 研究에서 檢討한 設計 理論의 妥當性 및 製作한 粘性·고무彈性댐퍼의 滿足할 만한 性能을 確認 할 수 있었다.

4. 結 論

本 研究에서 開發한 비틀림振動 電算프로그램 및 粘性·고무彈性댐퍼의 妥當性 및 信賴性을 確認하기 위하여 이들을 實際 自動車用 機關에 適用하여 檢討한 結果 다음의 結論을 얻었다.

(1) 本 研究에서 行한 크랭크軸系 多自由度 모델링의 妥當性 및 開發한 비틀림振動 電算프로그램의 信賴性을 確認할 수 있었다.

(2) 粘性·고무彈性댐퍼의 設計理論을 定式化하고 이를 利用하여 製作한 粘性·고무彈性댐퍼를 實際 自動車用 機關에 裝着하여 實驗한 結果 만족할 만한 性能을 얻어 實用化의 可能性을 確認하였다.

本 研究는 (財)產學協同財團 및 (株)東和精器의 後援으로 遂行되었으며 이에 關係者 여러분께 감사드립니다.

參考文獻

- 1) B.I.C.E.R.A., A Handbook on Torsional Vibration, Cambridge University Press, 1958.
- 2) K. Ochiai, Relation Between Crankshaft Torsional Vibration and Engine Noise, SAE Paper 790365
- 3) S. Ohnuma et al., Influence of Clutch-Disk Torsional Characteristics on Idling Rattle of Manual Transmission Gearbox, 日本自動車技術會論文集, No.30, pp.45, 1985.
- 4) Y. Honda et al., Dynamic Characteristics and Optimum Tuning of Torsional Rubber Damper, 日本自動車技術會論文集, No.35, pp. 98, 1986.
- 5) T. Saito et al., Basic Dynamic Characteristics of Torsional Rubber Dampers with Various Rubber Geometrics, 日本自動車技術會論文集, No.37, pp.78, 1988.
- 6) 李忠記, 全孝重, 크랭크 비틀림振動 粘性댐퍼의 設計와 댐퍼 性能시뮬레이션 프로그램 開發, 韓國舶用機關學會, 第13卷, 第1號, 1989.
- 7) 石塚瑞郎, 新ビスカスラバーダンパ, 內燃機關, Vol.5, No.53, 1966.
- 8) 石塚瑞郎, 高速內燃機關用ト-シヨナルダンパ 小形化の研究, 三菱重工技報, Vol.5, No.6.