

自動車 振動・騒音 低減을 爲한 防振고무의 應用에 대하여(I)

A Study on the Application of Rubber Insulators for Noise and Vibration Control in Mortor Vehicle(I)

金 重 熙*·金 琦 世

J. H Kim · K. S. Kim

1. 머리말

自動車 台數의 急激한 增加 및 日常生活에 있어서의 自動車 使用時間 增大는 곧 個個人의 生活空間에 對한 自動車의 占有比率이 높아가고 있음을 立證한다. 따라서 居住性, 安樂感, 快適性 等 綜合的 居住環境에 關한 顧客의 要求 역시 높은 水準으로 滿足되어야 한다.

그러나 燃費, 生産性向上 等 經濟的 側面의 要求에 符合하기 위한 車輛의 輕量化, 小形化 추세는 위에서 言及된 車內 居住環境을 沮害하는 여러가지 難題를 안겨주고 있다. 특히 安樂感, 快適性의 沮害는 가장 直接的으로 나타나는 問題이며, 이는 車體의 振動入力에 對한 感受性 增大와 振動傳達系統의 單純化에 따른 絶緣能力의 低下에 起因하는 것으로 보인다. 더구나 이와같은 振動問題는 大部分 車內騒音을 誘發시키며 넓은 周波數範圍(約 80~200 Hz)에 걸쳐 이들 두가지가 서로 達成되는 경우가 많기때문에 快適性의 沮害要因으로 가장 크게 注目되고 있다.

自動車 振動 騒音의 低減을 위한 努力은 實驗的, 理論的 解析方法의 進歩에 힘입어 꾸준한 速度로 實現되고 있으며 發生機構, 傳達系統, 應答系統을 통틀어 部分的 또는 總體的인 研究가 繼續되고 있다. 이와같은 세가지 系統中 傳達系統은 發生機構와 應答系統 各各의 特

性에 對하여 相互補完的인 役割을 遂行해야 하기때문에 항상 까다로운 要求條件을 滿足시키도록 研究되어야 한다.

本稿에서는 振動 騒音의 傳達系統中 가장 重要한 위치를 차지하고 있는 防振고무의 基本的 役割 및 이들의 動力學的 側面에서의 應用原理에 對해 檢討하고 最近 急變하는 新技術動向에 對해 紹介하고자 한다.

2. 防振고무의 役割과 特性

2.1 防振고무의 役割

자동차의 振動과 騒音原은 크게 다음의 세가지로 나눌 수 있다.

- 1) 엔진 및 驅動系
- 2) 路面 凹凸
- 3) 바람

이들로부터 發生된 振動 騒音은 각기 相異한 經路 즉 傳達系를 通하여 最終的으로 應答系를 加振하게 된다.

여기서는 이와같은 發生메카니즘(mechanism)을 갖는 自動車 振動 騒音 低減을 위한 防振고무의 役割에 대해 알아본다.

2.1.1. 振動 絶緣

振動 騒音의 發生메카니즘中 傳達系에 對한 防振고무의 適用은 振動絶緣의 側面에서 매우 重要하다.

防振고무의 振動絶緣 理論은 一般的으로 能動的 方法과 受動的 方法의 두가지로 나누어 생각할 수 있다.

그림 1-(a)와 같은 1次元 振動系에 正弦波의 加振力이 作用하는 경우의 運動方程式은 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \cos \omega t \dots\dots\dots (1)$$

이 振動系가 固定되어 있는 基礎에 傳達되는 힘은 스프링力과 減衰力의 合力이 되는데 이들의 位相差 (90°)로 因해 傳達力의 振幅은

$$F_0 = x_0 \sqrt{K^2 + (WC)^2} \dots\dots\dots (2)$$

로 되며 이와 같은 支持方式을 能動的 方法(active method)이라고 한다.

한편 그림 1-(b)와 같이 振動系의 基礎에 正弦波의 變位

$$\xi = \xi_0 \cos \omega t \dots\dots\dots (3)$$

가 주어질때 質量m의 運動은

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{\xi} + k\xi \dots\dots\dots (4)$$

로 나타나며 이와 같은 支持方式을 受動的 方法(passive method)이라고 한다.

能動的 支持의 경우 加振力에 對한 傳達力의 振幅比, 受動的 支持의 경우 基礎變位에 對한 支持質量 變位의 振幅比를 各各 傳達率(transmissibility)이라고 하며 式(5) 및 그림 2로 表現된다.

$$\text{ 전달율} = \frac{\sqrt{1 + (2 \cdot \frac{C}{C_c} \cdot \frac{W}{W_n})^2}}{\sqrt{(1 - \frac{W^2}{W_n^2})^2 + (2 \cdot \frac{C}{C_c} \cdot \frac{W}{W_n})^2}} \dots\dots\dots (5)$$

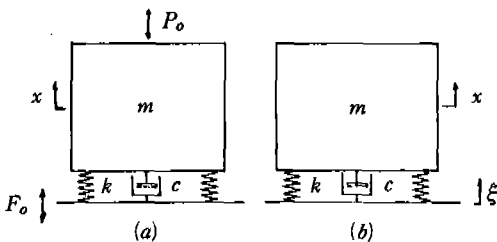


그림 1. 1自由度 振動系

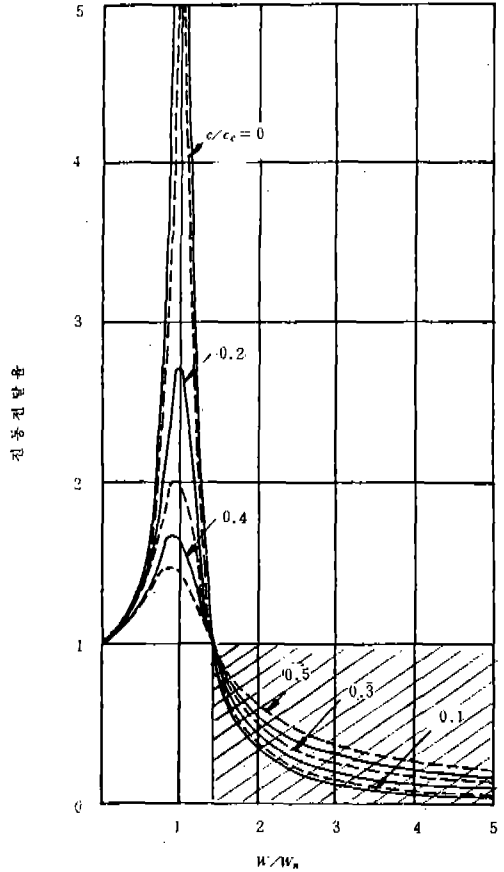


그림 2. 減衰係數에 따른 傳達率의 變化

그림 2의 빗금친 領域에서 C/C_c 가 작아야 傳達率이 減少하는 것으로 나타난 結果는 線形 粘性抵抗에 對한 理論으로 防振고무의 경우와는 차이가 있다. 즉 防振고무의 경우에는 이 範圍에서 WC 를 定수로 간주할 수 있으므로 線形 粘性抵抗(C) 代身에 損失係數(ℓ)를 使用하여 傳達率을 다음式과 같이 表現可能하다.

$$\text{ 전달율} = \frac{\sqrt{1 + \ell^2}}{\sqrt{(1 - \frac{W^2}{W_n^2})^2 + \ell^2}} \dots\dots\dots (6)$$

이 경우에는 $W/W_n > 2$ 의 範圍에서의 傳達率은 損失係數에 큰 影響을 받지 않는 것으로 理解된다.

이와 같은 傳達特性을 갖는 支持系統에서의 振動絶緣은 傳達率을 1以下로 可能한 작게 하

것을 받으며 따라서 그림 2의 빗금친 部分을 使用하는 경우 振動絶緣을 實現시킬 수 있다. 實際인 경우의 絶緣設計는 $W/W_n > 3$ 의 領域을 使用한다.

2.1.2. 動吸振器

振動絶緣에 對한 防振고무의 役割은 主로 振動 騒音의 傳達系에 局限되는데 반해 振動源에 對한 直接의 對策으로 動吸振器의 使用은 매우 效果의이다.

動吸振器는 質量, 스프링, 減衰器로 構成된 受動的 振動體로 制御하고자 하는 主振動系의 内部同調(tuning)와 減衰만으로는 效果의인 制御가 不可能한 경우에 使用되며 副振動系의 質量, 彈性係數, 減衰係數 등을 主振動系의 그것들에 적절히 同調시켜 問題가 되는 共振領域을 制御한다. 一般의으로 動吸振器는 同調된 좁은 周波數 範圍에서만 效果의이기때문에 그 應用에 많은 制約이 있었으나 最近에는 이러한 缺點을 改善하기 위해 고무와 같은 粘彈性(visco-elastic) 材質을 使用하여 有效振動數 領域을 擴張하고 있다.

그림 3에서 2自由度系의 理論的 모델을 보았는데 이 系의 運動方程式은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} My'' + Ky + K(y-z) + C(cy' - \dot{z}) &= Fe^{j\omega t} \\ m\ddot{z} + k(z-y) + C(\dot{z} - \dot{y}) &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)의 定常解를 다음과 같이 假定하고

$$y(x, t) = y(x) e^{j\omega t} \dots\dots\dots (8)$$

$$z(x, t) = z(x) e^{j\omega t} \dots\dots\dots (9)$$

표 1의 無次元變數를 使用하여 式(7)을 振幅比 應答特性으로 정리하면

表 1. 無次元變數

質量比	$\mu = \frac{m}{M}$	$\Omega_n^2 = \frac{K}{M}$
同調比	$f = \frac{W_a}{\Omega_n}$	$W_a^2 = \frac{k}{m}$
減衰比	$h = \frac{C}{C_c} = \frac{C}{2m\Omega_n}$	$Y_{st} = \frac{F}{K}$
振動數比	$g = \frac{W}{\Omega_n}$	

式(10)과 같이 되며 이 式이 主振動系(M)의 振

幅의 크기를 나타내는 것이다.

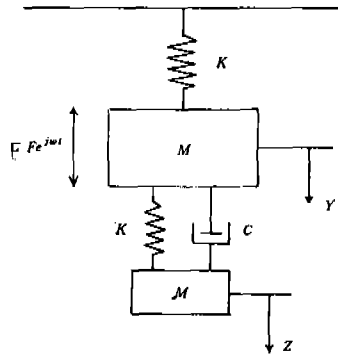


그림 3. 2自由度 振動系

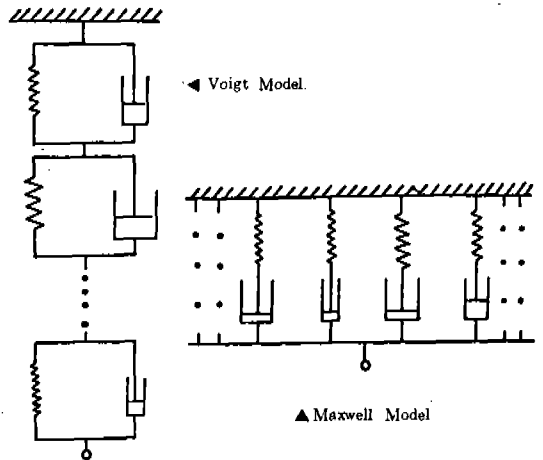


그림 4. 一般化된 모델

$$Y = \frac{Y}{Y_{st}} = \frac{(g^2 - f^2)^2 + (2hg)^2}{\sqrt{(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 (2hg)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2}} \dots\dots (10)$$

여기서 振幅比가 最適인 應答曲線을 얻기위해 同調比와 減衰値를 적절히 變化시켜 二個의 固定點의 높이가 같고 水平한 接線으로 지나도록 한다. 그때의 最適 同調比와 減衰比는 各各 다음과 같다.

$$f_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \dots\dots\dots (11)$$

$$h_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \dots\dots\dots (12)$$

식(11), (12)를 식(10)에 代入하면 最適應答曲線을 求할 수 있다.

2.2 防振고무의 特性

2.2.1. 一般 特性

自動車에 使用되는 防振고무의 種類는 約 350여개에 달하고 있는데 最近 排氣가스 規制에 의한 高溫化 傾向에 對한 防振고무 材料와 耐久性, 振動特性에 關한 研究가 계속 이루어지고 있다.

고무가 防振材로 使用되는 主된 理由는 다음과 같이 생각된다.

1) 고무는 金屬에 비하여 彈性率이 대단히 작아서 振動絶緣性能이 優勢하다.

2) 고무는 非壓縮性 物質이며 荷重과 變形量 사이에는 位相差(time delay)를 發生시켜 非線形特性을 갖게 한다.

3) 金屬스프링에 發生하기 쉬운 서징(surging) 現象 等은 發生하지 않는다.

4) 形狀을 自由롭게 選定할 수 있는 利點이 있어서 세 方向의 彈性係數比를 적당히 選擇할 수 있다.

5) 金屬과 쉽게 또한 堅固하게 接着되어 防振고무 自體의 小形 輕量化가 可能하고 또 支持하는 方法이 簡單하다.

6) 附着한 뒤에 메인テナンス(maintenance)가 必要없다.

7) 配合 및 폴리머(Polymer)에 의해 減衰特性을 選擇할 수 있다.

8) 形狀은 一定한 재료 彈性係數를 變化시키기도 하고 彈性係數가 同一한 재료 形狀을 變更시킬 수 있는 利點이 있다.

9) 内部摩擦이 金屬보다 1,000 배 以上이며 高周波 振動의 吸收가 可能하고 아울러 音を 遮斷하여 防音效果가 크다.

2.2.2. 動的 特性

앞에서 言及된 防振고무의 役割을 充分 充足

시키는 시스템을 構成하기 위해서는 防振고무의 動的 特性을 理解하는 것이 必要하다.

고무의 動的 性質을 理論적으로 解析하기 위하여 從來부터 여러가지 모델이 고려되었는데 브와(Voigt) 모델과 맥스웰(Maxwell) 모델이 있다. 一般적으로 고무는 브와모델로 動特性을 近似的으로 說明하고 있는데 ①크기가 다른 分子가 섞여 있는것 ②結晶部, 非結晶部가 共存하고 架橋하고 있으며 材質의 不均一 等에 의해 힘의 크기, 變形量, 變形速度에 의해 거동이 달라지게 되므로 單一모델로는 說明이 어려워 그림 4와 같은 一般화된 모델이 고려되고 있다.

가항고무에 正弦波의 振動을 加하면 荷重과 變位사이에는 高무의 粘彈性때문에 位相差가 發生해서 그림 5의 荷重對變位曲線 즉 히스테리시스(hysteresis)를 이룬다. 變位가 微小한 경우에 特性을 線形이라고 假定하면 荷重과 變位는 各各 다음과 같다.

$$P = P_o \sin(\omega t + \delta)$$

$$= P_o \cos \delta \sin \omega t + P_o \sin \delta \cos \omega t \dots\dots (13)$$

$$x = x_o \sin \omega t \dots\dots\dots (14)$$

이들의 相互關係로부터 高무의 動的特性을 나타내면 표 2와 같다.

表 2. 高무의 動的 特性

저장스프링정수	$K_1(K_d)$	$\frac{P_o \cos \delta}{x_o}$
손실스프링정수	K_2	$\frac{P_o \sin \delta}{x_o}$
손실계수	$\ell(\tan \delta)$	$\frac{K_2}{K_1}$

損失係數는 高무의 内部減衰의 크기를 나타내는 量으로 普通, 高무의 減衰는 이 값으로 代表하고 있다.

高무의 動的 特性으로 動力스프링定數(K_d)와 損失係數(ℓ)가 必要한데 이 特性은 周波數, 加振振幅, 溫度에 의해 變化한다.

1) 周波數特性

高무의 種類, 配合에 의해 周波數에 따른 彈性係數, 損失係數의 變化狀態는 다르다. 天然

고무(NR), 네오프렌고무(CR)에서는 周波數特性이 현저하지 않으나 부틸고무(IIR)에서는 100 Hz 以上에서 彈性係數의 큰 增加와 아울러 100 Hz 以下에서 損失係數의 變化가 크다.

2) 振幅特性

周波數 溫度를 一定하게 하고 振幅을 작게 하면 彈性係數는 增加하게 되고 損失係數는 減少하게 된다.

3) 溫度特性

一定 周波數, 振幅下에 溫度를 내리면 彈性係數가 急激히 上昇하게 되고 損失係數가 極大가 되는데 이 領域을 轉移域(transition zone) 이라고 한다. 그림 6은 一般의인 防振고무에 對한 常溫에서의 實驗結果를 보인다.

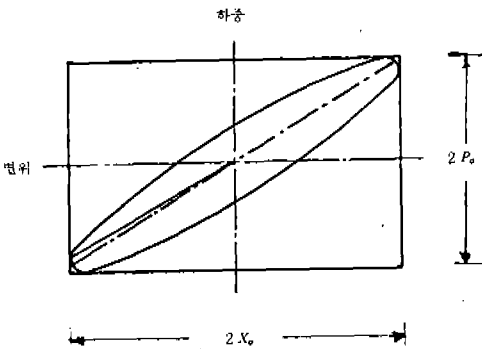


그림 5. 防振고무의 Hysteresis 曲線

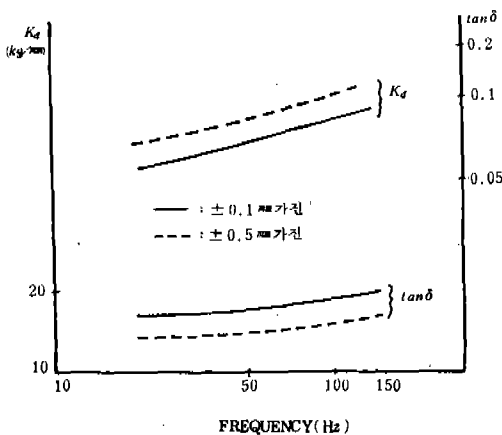


그림 6. 周波數와 振幅에 따른 고무의 動特性

3. 振動 絶緣에의 應用

3.1 엔진 支持系統(engine mount system)

이 시스템은 엔진의 重量을 支持하는 것 외에도 그 彈性特性에 의해 엔진의 振動絶緣, 變位量 制御, 驅動系 振動의 傳達抑制, 路面에 의해 發生되는 低周波 振動의 最少化 役割을 한다.

1975年頃까지 乘用車 엔진의 支持方式은 大體로 3點支持 形式이었으며 이는 縱置엔진 後輪驅動(FR)의 特性을 最大限 살리기 위함이었다. 그러나 最近 橫置엔진 前輪驅動型(FF) 乘用車의 普遍化에 따라 엔진의 支持方式도 많은 變化를 가져와 多點支持方式을 使用한다.

FR 방식 엔진의 支持는 前方(front mount) 2개, 後方(rear mount) 1개로 이루어져 엔진의 主要 振動에 對한 絶緣은 前方에서 담당하고 驅動系로부터의 振動에 對한 絶緣은 後方の 防振고무가 담당하도록 構成되어 있다. 이에 반해 橫置 FF엔진에서는 주로 慣性主軸 支持方式이 使用되고 있는데 엔진 荷重의 80~90%를 分擔하여 엔진의 振動絶緣에 기여하는 防振고무와 支持系에 作用하는 큰 토크(torque) 反力에 對한 制御役割을 하는 토크로드(torque rod)로 나누어져 있다. 그림 7에 이와 같은 엔진 支持方式을 보인다.

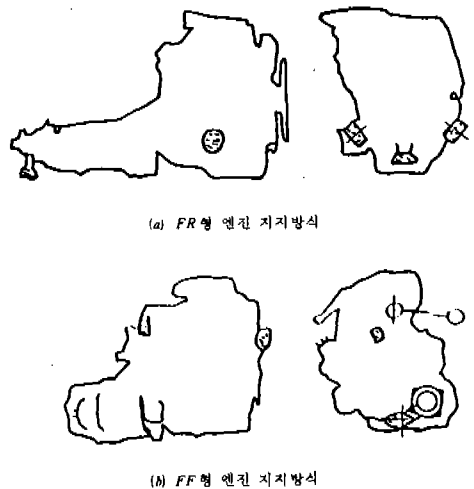


그림 7. 엔진 支持方式

支持系상에서의 엔진의 運動은 重心을 原點으로 하는 3方向의 直線運動과 3方向의 回轉運動으로 表示하는데 이 6개의 自由度에 對한 運動方程式(15)에서 數值解析的인 方法으로 固有振動數를 決定한다.

$$[I]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \dots\dots\dots (15)$$

[I]: 慣性 行列 [C]: 減衰 行列

[K]: 彈性 行列 {F}: 外力

普通 엔진 支持系 設計時 아이들링(idling)의 主振動原因인 엔진 轉(roll) 方向 토크 變動(torque variation)의 回轉數에 對한 支持系의 振動數比를 $W/W_n = 2.5 \sim 3.0$ 이 되도록 固有振動數를 設定하게 되는데 乘用車의 경우 아이들링回轉數보다 약간 높은 10 ~ 15 Hz 정도를 基準으로 使用한다.

그림 8은 엔진 防振고무(front insulator)의 스프링特性과 室內騒音과의 關係를 나타낸 것이다. 試驗結果에서 動的彈性係數(K_d)를 낮게 하는 것이 騒音에 效果的인 것으로 나타났는데 이는 振動絶緣의 向上때문이다.

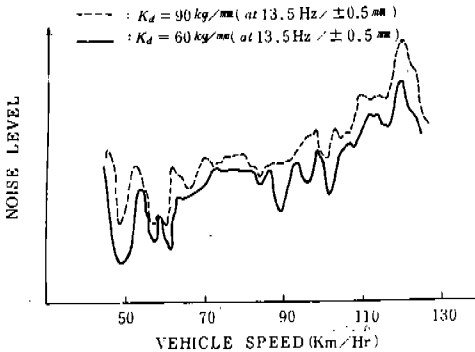


그림 8. 動彈性係數 變化에 따른 室內騒音

그러나 彈性係數를 지나치게 낮게 하는 경우 靜的 變位量(static strain)에 의한 크립(creep)量의 增大로 振動耐久性이 몹시 惡化되고 衝擊的인 外力에 의한 乘車感 低下 및 엔진의 大變位 振動에 의한 周邊補助品(accessory)과의 간섭 問題가 있다.

엔진 支持系統의 固有振動數를 非懸架質量(Unsprung mass)의 그것에 비해 낮게 設定하

고 減衰係數가 큰 材質을 使用하면 非懸架系의 共振에 對한 動吸振器의 役割을 遂行하게 되어 低周波 領域에서의 振動改善에 效果的이다. 이와 같이 騒音으로서 問題가 되는 周波數 領域의 고무의 要求事項과 低周波 制御用에 要求되는 고무의 特性이 서로 相異하기 때문에 이에 對한 最適化가 必須的이다.

특히 最近 乘用車의 主流를 이루는 橫置엔진 的 FF車輛에서는 아이들링振動 및 振動·騒音 低減을 위한 낮은 彈性係數와 FR車輛에 비해 4배나 큰 驅動토크反力에 대해 作用을 하는 높은 彈性係數가 同時에 必要하므로 그림 9와 같이 防振고무의 形狀에 의해 스프링特性을 非線形化하는 경우가 많다.

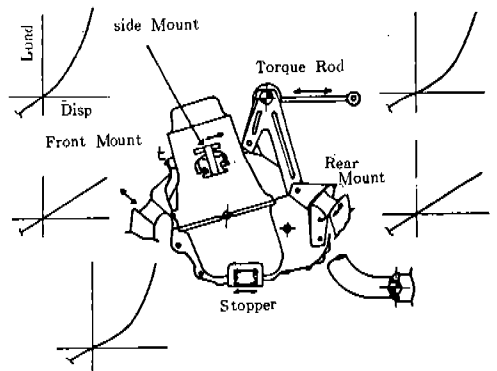


그림 9. 엔진 支持 防振고무의 非線形化

FR型式의 車輛에서는 後方고무(rear insulator)를 크로스멤버(cross member)에 附着시켜 이 멤버(member)를 車體에 裝着하는 것이 一般的인데 이 部分 車體의 剛性不足으로 인한 騒音 振動 問題가 發生되는 경우가 많으므로 이에 대한 對策도 고려되어야 한다.

그림 10에서 크로스멤버의 車體 裝着 部位의 고무패드(pad) 有無에 따른 振動 騒音變化 양상을 보인다.

3.2 懸架系 防振고무

懸架裝置는 車體의 重量을 부담하고 타이어가 받는 上下方向의 路面入力이 車體에 傳達되

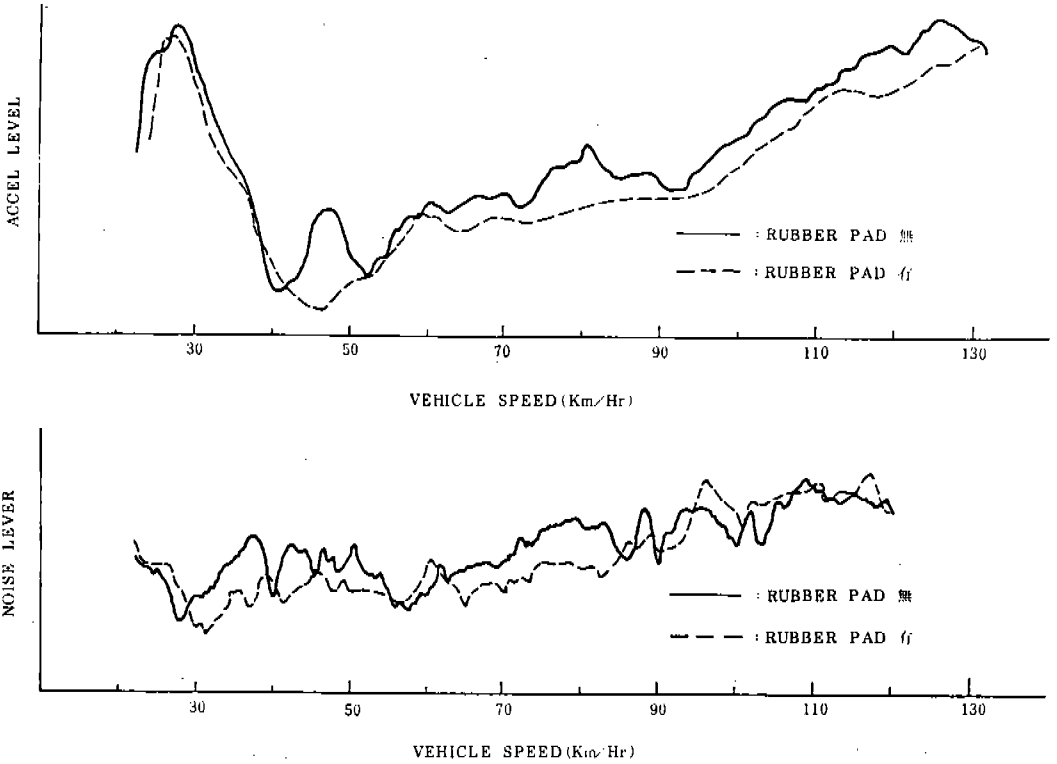


그림 10. 車體裝着部位 고무패드에 의한 效果

는 것을防止하고 非懸架質量(unsprung mass)의 不規則한 運動을 抑制하고 驅動力, 制動力, 操縱時의 橫抗力 등을 傳達하여 車輛의 走行을 可能하게 한다.

이러한 懸架系에도 防振고무가 많이 쓰이는데 主로 路面의 不規則한 入力과 懸架系에 連結되어 있는 驅動系統의 振動이 車體에 傳達되는 것을 防止한다. 그림 11은 이러한 懸架系부쉬(bush)의 動的 彈性係數를 낮추어서 路面 入力에 의한 騒音의 低減效果를 確認한 것이다.

한편 振動 騒音의 低減을 위해 彈性係數를 너무 낮추는 경우 懸架系의 橫剛性 및 前後剛性이 낮아져 操縱安定性에 惡影響을 미칠 우려가 있으므로 이에 對한 적절한 相互補完이 必要하다.

3.3 기타 시스템에의 應用

3.3.1. 排氣系統의 振動絶緣
엔진에 附着되어있는 排氣系에는 엔진의 振

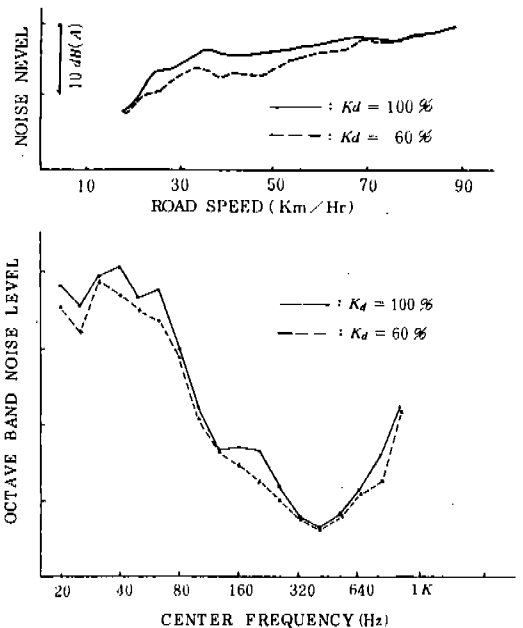


그림 11. 懸架系 고무의 彈性係數와 騒音과의 關係

動 및 排氣가스의 펄스(pulse), 路面衝擊 等에 의한 振動이 가하여진다. 또한 排氣系는 아이들링時 엔진 支持系의 固有振動數에 影響을 주며, 走行時에는 彈性振動이 發生하여 車體를 加振시키는 要因이 된다. 排氣系의 彈性振動에

는 많은 振動모우드(mode)가 있는데 車體 支持部의 局部的 모우드와 近接해 있는 垂直方向의 振動이 重要하다. 따라서 問題되는 周波數에 있어서 支持位置의 選定과 排氣系 支持고무(muffler hanger)의 彈性係數 最適化가 必要하게 된다.

乘用車에 많이 使用되는 행거(hanger) 로는 그림 12와 같이 여러 種類가 있으며 이들의 特性 역시 優秀한 絶緣과 大變位 制御를 同時에 滿足시키도록 고려되어야 한다.

3.3.2. 驅動系統의 振動絶緣

後輪 驅動車輛에서는 軸距(wheel base)가 길기 때문에 一體式의 推進軸으로는 彈性振動 特性에서의 設計要求 條件을 滿足시키지 못하는 경우가 많다. 이것을 피하기 위해 推進軸을 두 개로 分割하는 同時에 中間베어링을 넣어서 支持系를 付加的으로 使用하게 된다. 이 경우 엔진, 路面으로부터의 振動은 물론, 驅動系에서 發生된 振動이 베어링을 通하여 車體로 傳達되는 것을 막기위해 적절한 絶緣시스템을 構成하는 것이 要求된다. 現在 이 시스템에 가장 많이 使用되는 防振고무는 環狀形으로 軸方向 또는 半徑方向의 振動絶緣 및 充分한 剛性을 줄 수 있는 長點이 있다. 한편 두개의 推進軸 사이에 고무커플링(coupling)을 使用하여 振動 및 騒音의 絶緣 能力을 크게 向上시키는 경우도 많다.

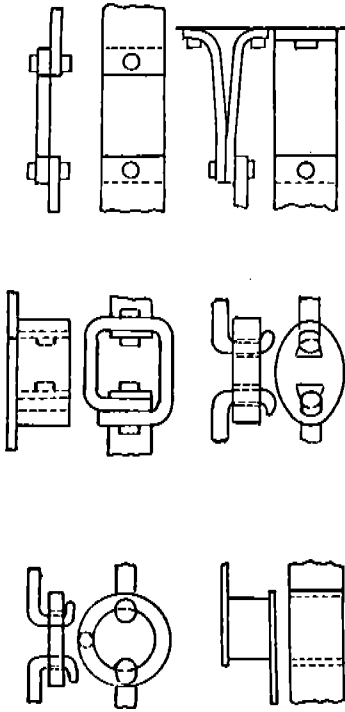


그림 12. 排氣系 支持고무