

FF 車體의 엔진支持系에서 振動解析

Vibration Analysis on Engine Mounts of FF-Body

金 贊 默*
Chan Mook Kim

1. 머리말

최근 低燃費 및 車室內居住性向上的 觀點에서 볼 때 小型車의 대부분이 FR에서 FF方式으로 바뀌며 車體의 輕量化가 積極的으로 進行되고 있다.

또한 使用者의 要求도 더욱 高度化되고 多樣化하여 이에 대응한 高性能엔진이나 4WD (wheel drive) 동력발생장치(power plant)의 搭載를 위한 技術開發이 要求되고 있다.

그러나 車體의 輕量化와 엔진의 高性能化는 二律背反의 관계로 되고 있다. 이러한 制約條件下에서 車室內의 低振動과 安락한 분위기를 고려할 때 종래의 技術보다 CAE (computer aided engineering)나 CAD (computer aided design)를 利用하는 보다 精確하고 精度가 높은 解析 및 檢討를 필요로 한다.

특히 수평식엔진 FF車는 輕量化 및 에너지節約의 利點을 가진 것 이외에 驅動系의 構造가 간소화되어 振動騒音의 問題에 關係해서도 有利하나, 比較的 저주파의 振動이 問題로 되고 엔진, 트랜스미션, 驅動系, 懸架系 및 車體 등이 복잡하게 연결되어 이러한 各各의 構成要素를 총괄적으로 다루는 技術開發이 필요하다.

本文에서는 수평식엔진 FF車(4기통, 4 cycle엔진)에 關係 空回轉時 振動과 急加減速時

의 쇼크振動(shock vibration)을 중심으로 車體振動을 試驗, 解析하고 이에 關係한 各各의 要素들을 총괄적으로 檢討함으로써 車體나 엔진支持部의 合理的인 設計를 하는데 필요한 것들을 檢討하였다.

2. FF 車體의 振動모우드(mode)

FR車에서 엔진의 起振力에 의한 車體振動의 基本的인 모우는 비틀림振動이고 수평식엔진의 FF車에서는 굽힘모우드로서 핸들系 振動모우드와 마다 및 좌석系 振動모우드 등이 부수적으로 連成되고 있다.

2-1 두가지의 基本骨格굽힘振動모우드

(1) 2 節振動모우드(單純굽힘모우드)

이것은 그림 1과 같이 車體를 單純한 보 (beam)로 취급한 굽힘 振動모우드이다.

(2) 3 節振動모우드(剪斷形굽힘모우드)

車體를 마치 상자를 눌러 압착한 剪斷形으로 變形된 모우드로 보면 그림 2와 같이 下部骨格에는 세곳에 節點이 생긴다.

FF車에서는 보통 3 節모우드 固有振動數(以下 f_n 으로 표기)가 2 節모우드 f_n 보다 작게 된다. 이러한 基本骨格모우드가 항상 分明하지는 않기 때문에 이를 구분하기는 어려움이 있다.

* 正會員, 國民大學校 工科大學 機械設計科

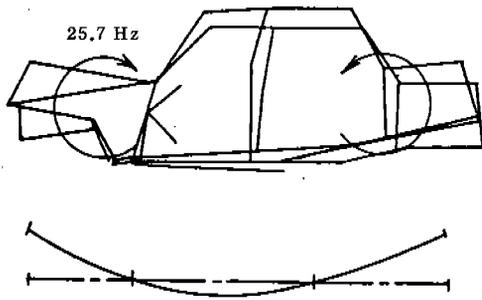


그림 1. 2節(單純)굽힘모우드

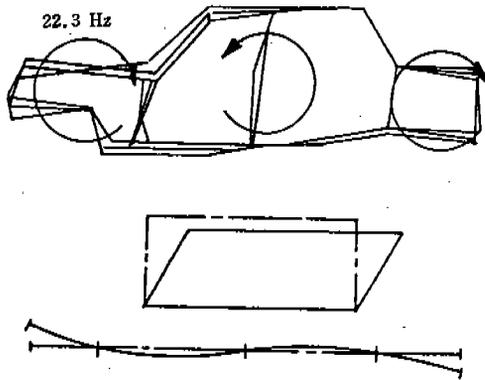


그림 2. 3節(剪斷)굽힘모우드

핸들계의共振 f_n 는 대개 車體基本骨格 f_n 보다 높다. 그리고 핸들축 및 조향핸들(steering wheel)등의 국부적인共振모우는 튜닝(tuning)의 技術로서 해결할 수 있다. 또한 바닥 및 좌석계의共振모우는 모우드減衰(modal damping)가 비교적 높고 국부적인共振모우드로 항상 존재하는 것은 아니다. 그러나 이것들도 基本骨格共振 f_n 에 근접되었을 때 야기되나 이것도 국부적인 튜닝技術로서 조절할 수가 있다.

이상과 같이 FF車體의 振動對策技術로서는 두가지의 基本骨格굽힘振動을 精度높게 求해 그것을 정확히 制御하는 것이 要點이다. 따라서 基本骨格에 관한 2節, 3節 모우드를 基本計劃의 단계에서 정확히 예측하고 엔진의 空回轉의 設定과 2節, 3節 f_n 의 관계와 同모우드의 車體感度の 모우드벡터(modal vector) 分布와 엔진支持系 設計에 관해서 정확

한 방법을 얻도록 精度가 높은 解析技術을 확립해야 한다.

2-2 基本骨格振動모우드의 解析

2-2-1 2, 3節모우드의 解析

(1) 變形에너지의 分布

各 車體構成要素의 變形에너지 및 운동에너지의 분포를 構造解析에 의해 구할 수 있다(그림 3).

많은 車種에서 2節모우는 上部骨格, 특히 A Pillar Upper 에 變形에너지가 集中하고 3節모우는 下部骨格, 특히 버팀대(brace)部에 集中하는 傾向이 있다.

이 部分의 剛性が 振動特性에 크게 영향력이 있다는 것은 명백하다.

또한 그 部分의 剛性を 低下시켜 變形에너지를 크게 함으로서 振動모우드를 유리한 方向으로 유도하는 技術도 있겠다. 보통 車體의 뒷부분의 下部骨格部는 2, 3節의 경우 變形에너지의 값이 작은 傾向이 있다.

(2) 2, 3節모우드의 單純化된 모델

2, 3節모우드를 그림 4와 같이 單純 모델로 하여 그의 특성을 대체로 파악할 수 있다. 各 質量要素의 並進方向變位는 實際의 車體各部의 回轉變位에 대응하는 모델로 되며, 또한 車體의 앞部分과 뒷部分의 上下振動變位에 等價로

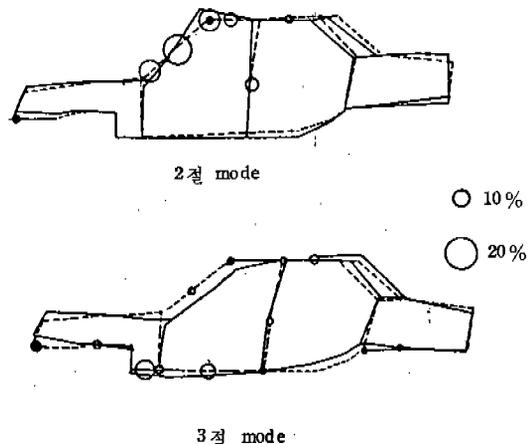
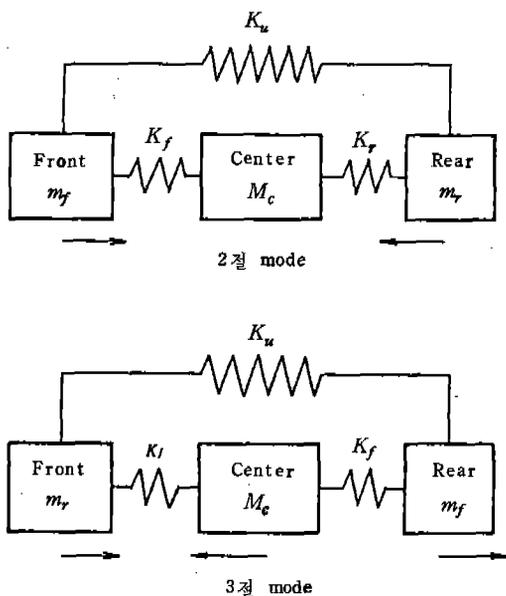


그림 3. 2節, 3節모우드의 變形에너지, 운동에너지



K_u : 上部骨格剛性 K_f : Front의 骨格剛性
 K_r : Rear의 骨格剛性 m_f : 等價 Front 질량
 M_c : 等價 중심 질량 m_r : 等價 Rear 질량

그림 4. 2, 3절모우드의 單純 모델

대응시킬 수도 있다.

3절fn가 2절fn보다 낮은 車體를 下部骨格剛性を 약간씩 높여가면 3절, 2절이 명확하지 않은 複合形 모우드가 되고 그 이상 높이면 3절fn가 높게 된다. 어느 것이 FF車體에 有利한지를 한마디로 말할 수 없지만 일반적인 경향은 다음과 같다.

- a) 3절共振은 핸들系의 振動에 不利
- b) 2절共振은 바닥중앙부의 振動이 不利
- c) 2절, 3절fn가 接近하면 共振피크가 높게 된다.

2-2-2 모우드解析에 의한 車體振動 特性 評價

(1) 모우드의 判別과 變形에너지의 集中點의 추측

車體剪斷加振法에 의한 모우드解析이 2, 3절모우드를 파악하는데 가장 쉽다. 모우드 애니메이션(mode animation)에 의해 2절, 3절모우드의 fn의 相對關係를 알 수 있다. 또한 모

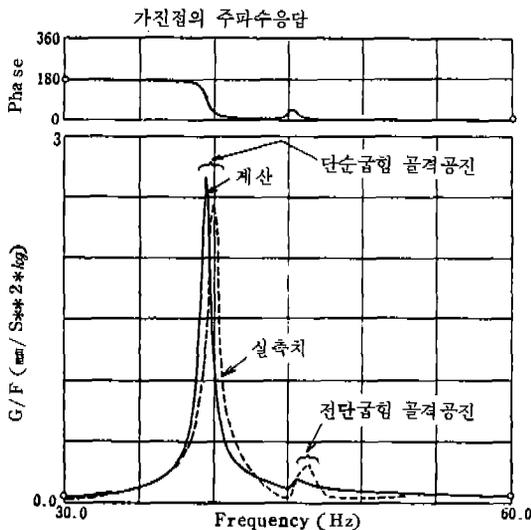


그림 5. 實驗値와 構造解析과 비교(車體前端加振應答)

우드를 상세하게 관찰함으로써 變形에너지가 集中하는 部位의 判別도 가능하다.

그러나 定量的인 對應方法을 검토하는데는 BBA(building block analysis)法 및 構造解析을 利用하지 않으면 안된다. 즉 모우드解析은 BBA의 기초자료로 이용되며 構造解析모델의 精度를 높이기 위한 자료로도 有利하다.

그림 5는 構造解析과 實測値를 동시에 나타낸 그림으로 2, 3절모우드의 fn과 피크値를 나타내고 있다.

이 構造解析모델은 基本骨格모우드를 쉽게 判別하는 特別한 方法으로 이용된다.

(2) 車體感度벡터의 檢討

엔진의 空回轉은 할 수 있는 한 2, 3절共振fn를 피해 設定되지만 過渡的인 狀態에서는 共振fn를 通過하게 되므로 共振모우드에 대한 有利한 엔진支持系의 設置가 必要하다. 이와 같은 목적으로 振動모우드 벡터를 상세히 計測할 必要가 있다. 感度벡터의 檢討는 어떠한 支持系 形式이 좋은지를 一般的으로 결정할 수 있다. 空回轉은 車體共振fn를 피해 고정되고 車體感度벡터는 位相의 차이까지 포함해 다시금 檢討를 행하여 各 支持部의 動剛性을 조절함으로 이 解析法을 이용한다.

3. 空回轉時的 振動

空回轉時 엔진의 폭발 및 不均衡에 의한 起動力(주로 엔진회전의 2차 성분)이 엔진支持部를 통해 車體에 전달된다. 車體에 전달된 振動入力は 車體의 振動特性的 영향을 받고 좌석 및 조향系の 振動으로 된다. 이 현상을 空回轉時的 振動이라 부르고 이것은 急加減速時 강한 驅動反力を 야기한다.

(1) 쇼크振動과 서지振動(surge vibration)

加減速時 엔진에 過渡的인 驅動토크가 作用할 때 發生하는 極低周波(~10 Hz)의 車體前後振動을 서지振動이라 하고, 比較的 低周波(~30 Hz)의 車體上下, 前後振動을 쇼크振動이라 한다.

엔진에 過渡的인 驅動토크가 作用하면 驅動系 및 비틀림系에 輻져차의 振動이 야기되어, 타이어 및 현가장치에 入力되어 車體의 前後方向의 振動으로 되는 同時에 動力發生장치가 그 反力を 받고 엔진支持部에서 車體에 충격적인 入力이 作用하여 車體의 上下, 前後方向의 振動이 된다. 따라서 서지振動은 驅動系 및 비틀림系의 主要原因이 되고 쇼크振動은 動力發生장치 및 車體系에 영향을 끼친다.

(2) 벡터合成法에 의한 實驗解析

벡터合成法은 車室內 잡음의 實驗解析에 쓰이며 이 방법을 空回轉時 振動에 應用하면 많은 利點이 있어 相當한 實驗解析方法임을 알 수 있다. 그 이유는

① 엔진支持部는 스프링定數가 비교적 연하기 때문에 엔진支持部の 相對變位를 잘 計測할 수 있다.

② 취급하는 周波數가 낮고, 범위가 좁아 (20~30 Hz) 엔진支持部の 動特性을 잘 計測할 수 있다.

③ 入力點이 車體의 前端에 집중하여 그 點들도 적다.

④ 車體의 振動特性的 計測은 相反定理를 쓰기 때문에 간단히 할 수 있다.

⑤ 動力發生장치系, 車體系의 振動特性을 간단히 파악할 수 있다.

(3) 벡터合成法의 理論

① 空回轉時的 車體振動의 評價位置를 운전자의 좌석(이하 시이트로 한다)으로 하고 시이트를 j 點(1 方向), 엔진支持部를 i 點(3 方向: ix, iy, iz)로 하면 시이트의 振動 V_j 는 다음과식으로 된다.

$$V_j = \sum H_{ij} F_i \dots\dots\dots (1)$$

여기서

V_j : i 點에 의한 j 點의 振動

H_{ij} : j 點의 單位加振入力當 i 點의 振動 (車體의 振動傳達函數)[G/kg]

F_i : i 點의 車體에 傳達하는 振動入力 [kg]

윗 식은 各各 크기와 位相(實數와 虛數)를 갖는 벡터량들이다.

② 振動入力 F_i 의 추정법

車가 空回轉할 때 엔진支持部に 일어나는 動力發生장치側과 車體側의 振動加速度를 Aei, Abi 라 하면 그 相對變位 di 는

$$di = -(Aei - Abi) / \omega^2 \dots\dots\dots (2)$$

로 되고, 단 ω : 엔진의 回轉 2次 角振動數 (rad/s)

따라서 엔진支持部에서 車體에 전달되는 振動入力 F_i 는 다음과 같다.

$$F_i = K_i di = -K_i (Aei - Abi) / \omega^2 \dots\dots (3)$$

단 K_i 는 i 點의 엔진支持部の 절대스프링정수로 動스프링정수, 손실계수(loss factor)를 k_i, η_i 로 하면

$K_i = k_i(1 + j\eta_i)$ 로 나타내며 엔진支持部를 加振함으로서 구할 수 있다.

③ 車體의 振動傳達函數 H_{ij} 의 計測

엔진支持部 i 點과 시이트 j 點간의 車體의 振動傳達函數 H_{ji} 는 i 點에 振動入力 f_i 가 作用할 때 j 點의 振動加速度를 g_j 로 하면

$$H_{ji} = g_j / f_i \dots\dots\dots (4)$$

로 되고 j 點에 振動入力 f_i 가 作用할 때 i 點의 振動加速度를 g_i 로 하면

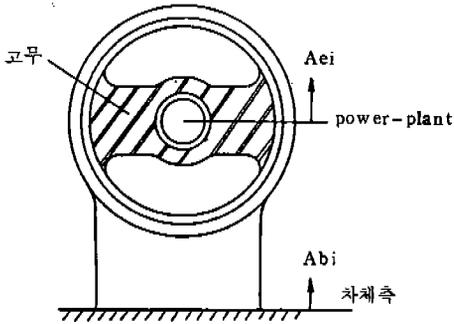


그림 6. 엔진支持部の 相對變位

$$H_{ij} = g_i / f_i \dots\dots\dots (5)$$

로 된다.

相反定理을 사용하면

$$H_{ji} = H_{ij} \dots\dots\dots (6)$$

이므로 周波數에 대한 사이트, j 點의 單位加振入力當 엔진支持部, i 點의 振動加速度를 구함으로서 振動傳達函數를 쉽게 計測할 수 있다.

(4) 實車適用例

벡터合成法으로 空回轉時에 일어나는 實車

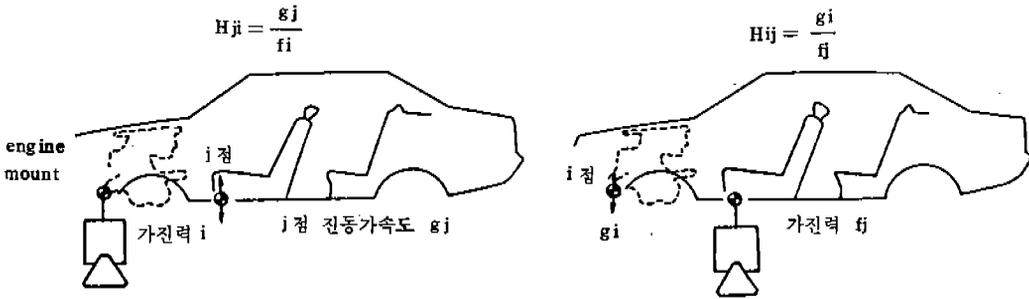
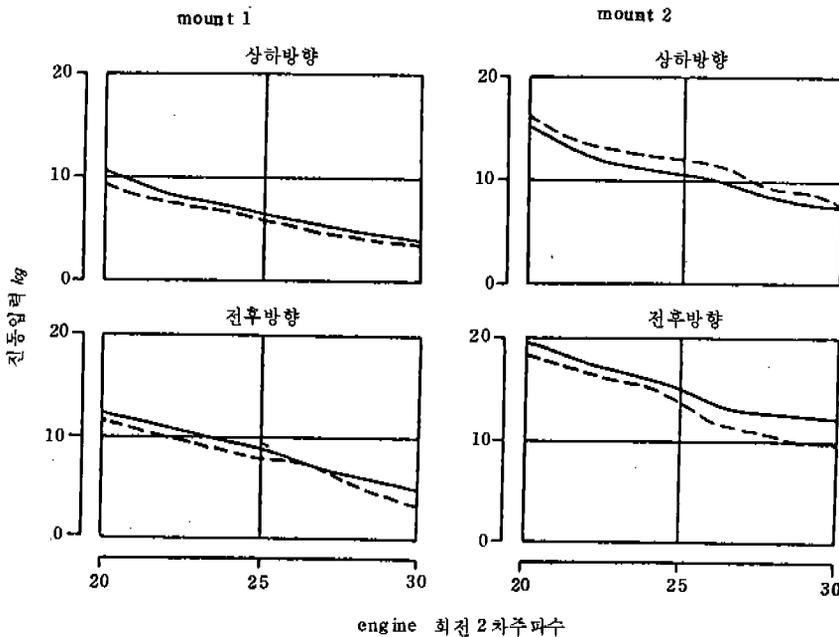


그림 7. 相反定理(實車加振試驗)



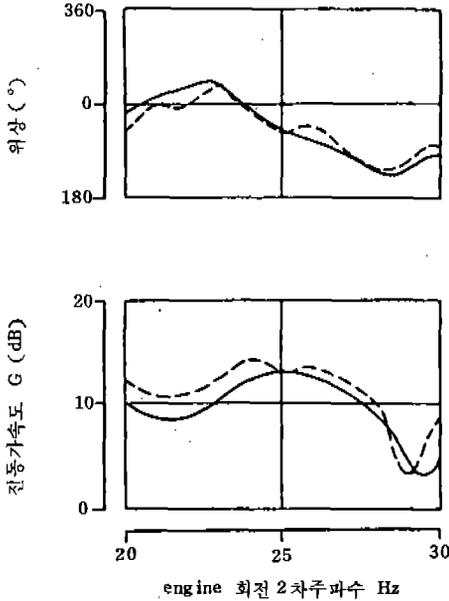
(—벡터合成法에 의한 추정치 ... 實測值—)

그림 8. 엔진支持部の 振動入力

의 適用例를 그림 8과 그림 9에서 보여주고 있다.

시험차로서는 배기량 2000 cc, 오토매틱車 (D range idle 상태)이다.

그림 8에서는 엔진支持部에서 車體에 傳達



(-벡터合成法에 의한 추정치 ... 實測值)
位相은 엔진左側 上下振動基準

그림 9. 시이트의 上下振動

되는 振動入力を 보여주고 그림 9에서는 시이트의 上下方向의 振動加速度를 實測值와 비교하고 있다.

(5) 有限要素法에 의한 空回轉時的 振動解析
有限要素法에 의한 計算解析은 圖面에서 총 실한 解析모델을 얻어 設計를 先行檢討하므로 實車의 改善試驗까지 有效하게 活用시킬 수 있는 方法이다.

① 構造解析 모델

그림 10에 構造解析모델은 動力發生장치, 현가장치, 엔진支持部の 配置, 조향핸들系 및 裝備品 등의 左右非對稱性を 고려한 차량전체로 總節點數를 約 500 程度로 하였다. 車體모델은 보(beam)要素를 主體로 하여 各 보사이의 연결은 給合剛性を 고려하고 문(door)은 部品材에 結合된 剛體板(panel)으로 한다. 시이트(seat), 후드(hood) 燃料탱크 등의 内外裝品은 集中質量으로 본다. 이와 같이 Power-Plant, Suspension 등을 보, 스프링, 減衰, 질량 및 剛體의 各 要素로 構成하고 이것들을 車體의 스프링 및 減衰要素로 結合한다.

② 計算解析例

有限要素法の 汎用構造解析 프로그램인 NASTRAN을 사용하여 얻은 代表的인 解析例를 實測值와 比較하였다.

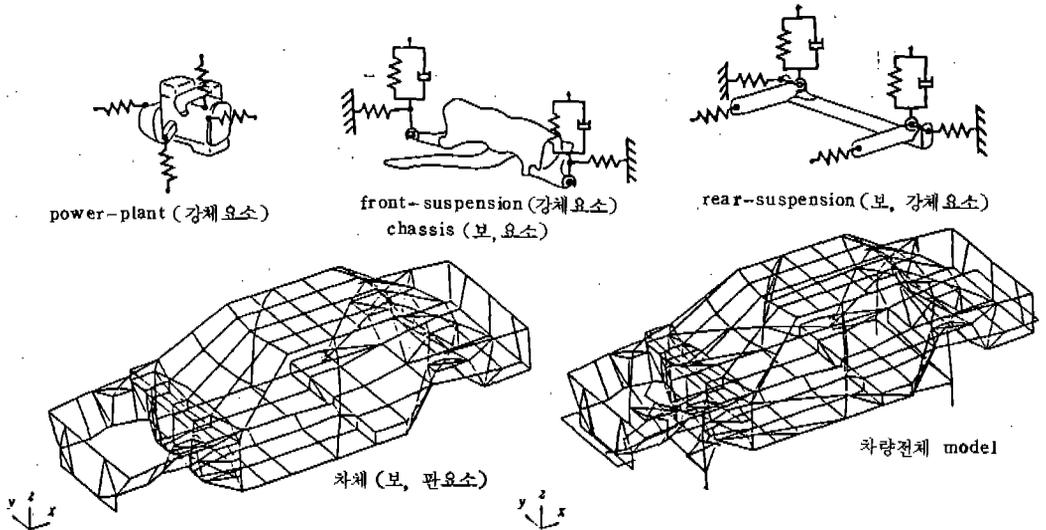
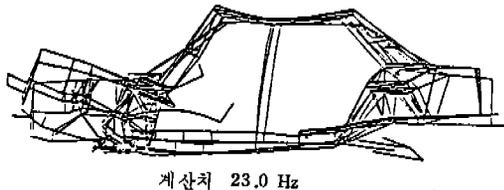
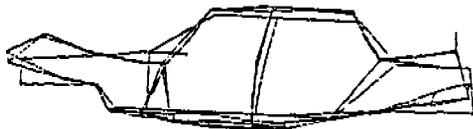


그림 10. 構造解析 모델

그림 11은 固有値解析에 의해 얻은 車體 굽힘모우드이고 그림 12, 13은 모우드法에 의한 周波數應答解析을 구해 엔진支持部の 上下入力에 대한 시이트 上下振動의 傳達函數 및 空回轉時 엔진起振力에 대한 시이트의 上下振動 加速度를 표시한다(시험차 배기량 2000 cc Manual Mission車 N range)



계산치 23.0 Hz



실측치 23.5 Hz

4. 非線形特性을 考慮한 振動解析

엔진支持部, 驅動系, 비틀림系 등은 많은 非線形要素를 갖고 있어 이것들을 정확히 說明하기는 어렵다.

이 章에서는 이런것들의 特性을 고려하여 車體의 彈性振動을 計算하고 그 解析을 하고자 한다.

그림 11. 車體의 굽힘振動

4-1 理論

(1) 解析모델

비교적 低周波(~30Hz)의 空回轉時의 振動, 加減速時 쇼크, 서어지振動을 解析대상으로 하기 때문에 動力發生장치는 剛性系로서 6自由度, 驅動系, 비틀림系는 클러치판(clutch disk)이나 驅動軸(drive shaft) 및 타이어의 비틀림要素를 고려하여 3자유도로, 驅動力이 作用하는 현가장치前後方向을 1자유도로, 車體를 剛體系로 보아 6자유도로 생각하여 車體의 彈性振動을 고려한다.

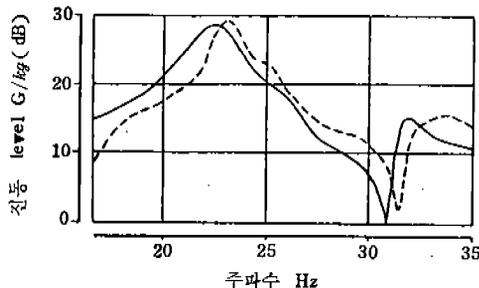


그림 12. 車體의 傳達函數의 예측 (—계산치, ...실측치)

4-2 座標系

그림 14에 표시한 대로 座標系를 定義한다. 기준좌표계와 국소좌표계의 單位벡터列을 各各 $[e^*]$ 및 $[e]$ 로서 兩者의 座標 變換매트릭스를 $[E]$ 로 하면

$$[e^*] = [E][e] \dots\dots\dots (7)$$

로 된다.

變位, 힘 등은 (7)식에 의해 좌표변환시키고 動力發生장치의 慣性모우멘트, 엔진支持部の 스프링定數 및 減衰는 다음식으로 기준좌표계로 變換시킨다.

$$[Je^*] = [E][Je][E]^T \dots\dots\dots (8)$$

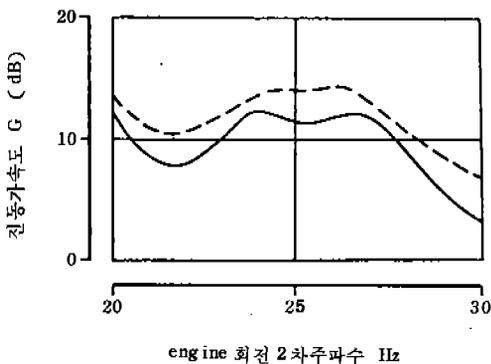


그림 13. 構造解析에 의한 空回轉時 振動예측 (—계산치, ...실측치)

$$[Ke^*] = [E][Ke][E]^T \dots\dots\dots (9)$$

$$[Ce^*] = [E][Ce][E]^T \dots\dots\dots (10)$$

단

$[Je^*], [Je]$: 기준 및 動力發生장치의 좌표계에서 慣性매트릭스

[Ke^*], [Ce^*], [Ke], [Ce]: 기준 및 엔진
 支持部 좌표계에서 엔진支持
 部の 剛性 및 減衰매트릭스

車體의 彈性振動을 고려할 때의 方法이 있다.
 ① 車體의 傳達函數를 이용하는 方法
 入力點(엔진支持部) i 와 應答點 K 의 車體의
 傳達函數는 振動모우드의 모우드매개변수(mo-

4-3 車體의 彈性振動

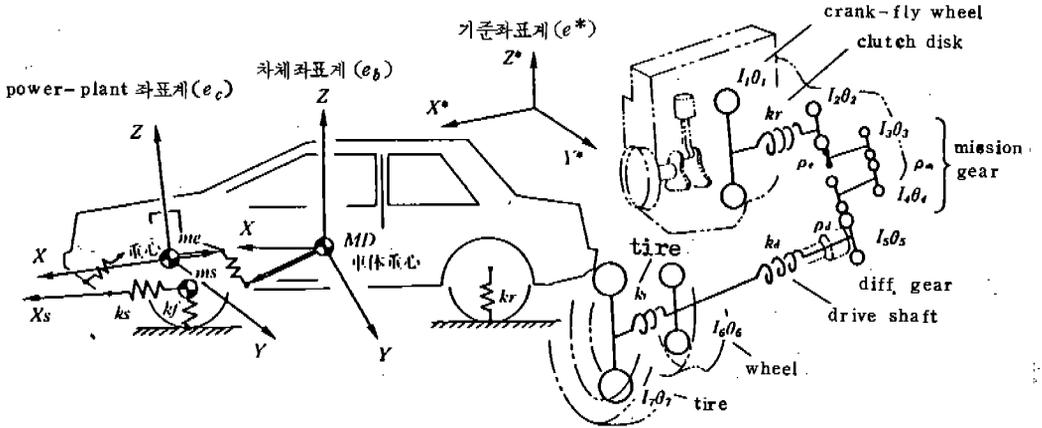


그림 14. 非線形解析 모델

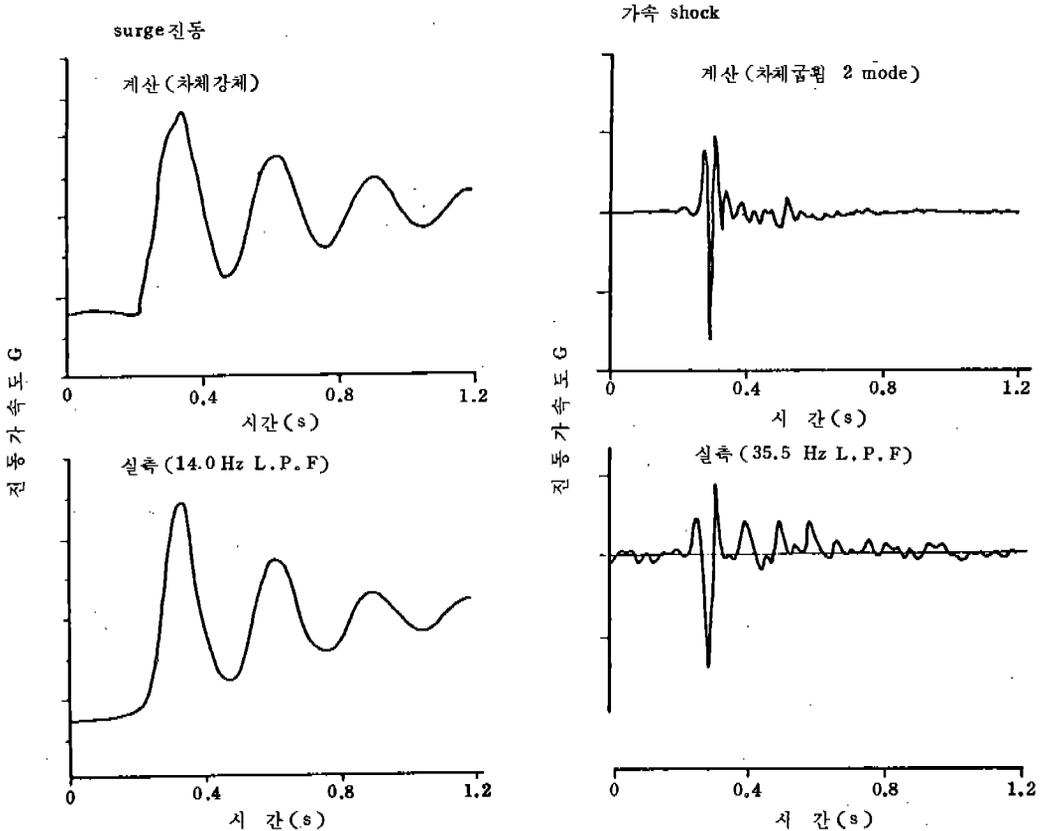


그림 15. 加速時 서어지振動과 shock振動

dal parameter)를 사용하면 다음과 같다.

$$H_{ki} = \frac{A_k}{F_i} = \sum_{r=1}^m \frac{\phi_i^r \phi_k^r \omega^2}{-m_r \omega^2 + 2\eta_r \omega j + K_r} \dots(11)$$

단 m_r : modal mass
 η_r : modal damping
 K_r : modal stiffness

ϕ_i^r, ϕ_k^r : i 點, k 點의 r 차振動모우드벡터 엔진支持部 i 點에서 振動入力を F_i 로 하면 車體의 彈性振動에 의한 k 點의 振動 V_k 는

$$V_k = \sum_{i=1}^n H_{ki} F_i \dots\dots\dots(12)$$

로 되고 엔진支持部에서는 $K=i$, 시이트 j 點에서는 $K=j$ 이다.

4-4 非線形 特性

非線形特性은 하중-치짐, 감쇠력-속도의 관계로부터 直接振動入力を 구하지만 이들의 관계를 스프링定數-치짐, 감쇠계수-속도의 관계로 變換하는 方法을 취해 다음의 要素를 고려한다.

- (a) 各엔진支持部の 스프링 및 감쇠요소
- (b) 클러치판(clutch disk)의 비틀림스프링 및 히스테리요소
- (c) 현가장치의 前後剛性

4-5 解 析 例

그림 15에서 시험차는 배기량 2000cc Ma-

nual transmission車로 2速 2000rpm의 一定狀態로 全開加速한 때의 서어지振動과 3速 2000rpm의 一定狀態로 全開加速한 때의 쇼크振動의 解析結果와 實測值을 비교하고 있다.

5. 맺 는 말

컴퓨터 및 電子機器의 現저한 진보로 車를 설계하는데 各 要素들을 總括的으로 計算解析하고 실험하는 것이 가능하게 되었다. 여기에는 수평식엔진 FF車의 엔진起振力에 대한 엔진支持部の 振動解析을 중심으로 몇가지를 살펴 보았다. 초기단계에 있는 振動豫測 및 최적화는 많은 情報量을 필요로 함으로서 간단히 행할 수는 없지만 새로운 技術로 점점 발전할 수 있으리라 생각한다.

參 考 文 獻

1. 吉川信之外, 엔진マウントに關する振動解析, 自動車技術 Vol. 39, No.12,1985.
2. 吉田康彦外, FF車體振動解析法の研究, 自動車技術 Vol. 38, No.12, 1984.
3. 高田博, アイドル時の車體振動解析, 自動車技術 Vol. 38, No. 12, 1984.
4. 吉村允孝, 振動特性における最適設計, 自動車技術 Vol. 40, No. 12, 1986.
5. Vehicle Noise And Vibration, I. Mech E Conference Publications 1984-5.