

## 車室 内部騒音의 特性과 低減에 關한 實驗的 考察(下)

### An Experimental Investigation on the Characteristics of Sound and It's Reduction in a Passenger Car

鄭 宙 和

#### 4. 車體의 構造 및 音響 特性

##### 4.1 構造的 振動 特性

##### 4.1.1 實驗 方法

Booming noise의 주된 要因, 즉 特定한 振動 入力에 對해 車體가 어떤 樣狀으로 應答하는지 考察하였다. 實驗은 Fig. 2에 보인 장치가 使用되었으며 要求되는 車體의 部位에 正弦波 入力を 引加시킬 수 있도록 構成되었다.

正弦波 發振器로부터 發生되어 電力 增幅된 信號가 加振器 및 impedance head를 通하여 車體에 引加 되고, 이때 impedance head로부터의 force 信號는 增幅器를 거쳐 正弦波 發振器에 케 환 引加 되어 加振器의 出力을 同一하게 유지 시키도록 제어한다.

車體 各 部分의 振動 加速度는 增幅器 및 tracking filter를 거쳐 읽혀졌고 impedance head로부터의 振動 加速度 信號와의 相互 位相差를 읽었다.

Booming noise에 가장 큰 영향을 미치는 要素가 engine의 mounting으로 판단 되었기 때문에 振動 入力の 位置는 이 部分으로 決定되었고, 車體의 굽힘(bending) 및 비틀림(torsional) 振動 特性을 比較하기 위해 crossmember의 中央 및 右 側端을 入力點으로 선택하였다.

##### 4.1.2 車體의 振動 mode

Fig. 9~13은 側定된 車體의 振動 mode이다. 各 振動 mode를 求하기에 앞서, 300ming noise가 어떤 周波數에서 正確히 最大가 되는지 確認하였다. 이것은 引加 되는 發振 周波數을 150Hz 부근에서 上下로 變化시키며 前方승객석에서 가장 높은 騒音水準이 되는 周波數를 찾는 方法으로 行하여졌다. 가장 높은 室内騒音은 147.6Hz에서 얻어지는 것으로 觀察되었다.

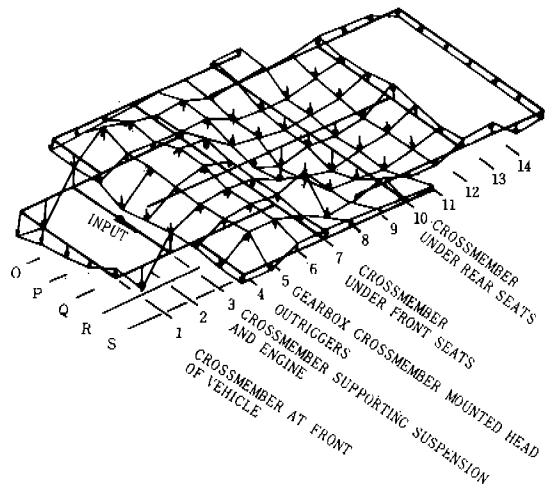


Fig. 11. Mode shape measured on the underside of the car with 147.6 Hz input at the centre of the front axle crossmember

車體의 振動 mode는 넓은 部位를 갖는 車體表面, 즉 floor, roof, bulk head 등에서 表示된 격자망에 따라 側定되었다. Fig. 11은 147.6Hz의 bending 入力에 대한 floor의 振動 mode로서 車體의 橫方向으로 同一한 形態를 가지는 所謂 ring mode의 一部를 나타내었다.

同一 振動 入力の 引加 狀態에서 roof와 bulk head는 뚜렷한 ring mode의 形成이 없었고, 특히 bulk head의 경우, 右側面의 振動이 左側에 비해 크게 나타났다. bulk head의 左側에 各種 補強板이 부착된 것이 위의 結果와 연관됨을 알 수 있다(Fig. 12, 13).

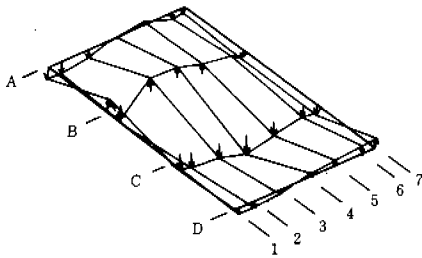


Fig. 12. Mode shape measured on the roof of the car with 147.6Hz input at the front axle cross-member

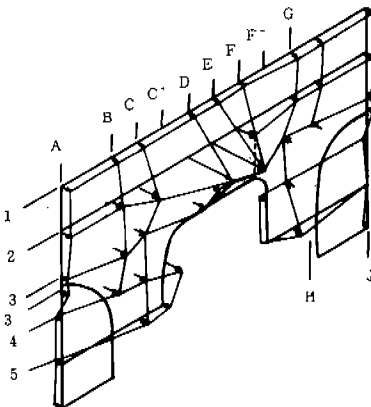


Fig. 13. Mode shape measured on the bulk head with 147.6 Hz input at the centre of the front axle cross-member

車體에 torsional 振動 入力を 引加하는 경우의 振動 mode는 bending 入力の 경우에 비해 相異하게 나타났다. Fig. 14는 代表的으로 floor의 振動 mode를 보인다. 이 mode의 경우 振動 加速度의 顯저한 減小은 勿論, 뚜렷한 ring mode의 경향도 나타나지 않았다. floor 以外의 部分에 대해서도 同一한 結果를 얻었다.

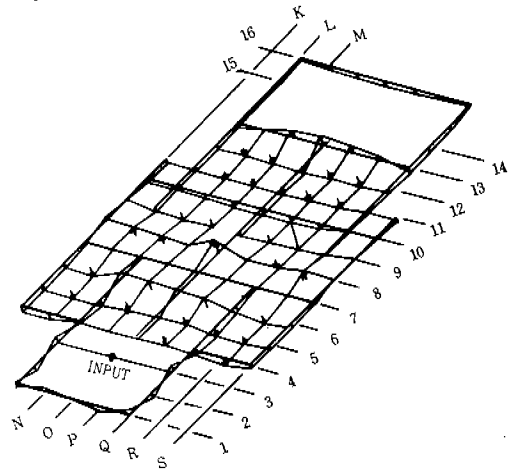


Fig. 14. Mode shape measured on the underside of the car with 115Hz input of the centre of the front axle cross-member

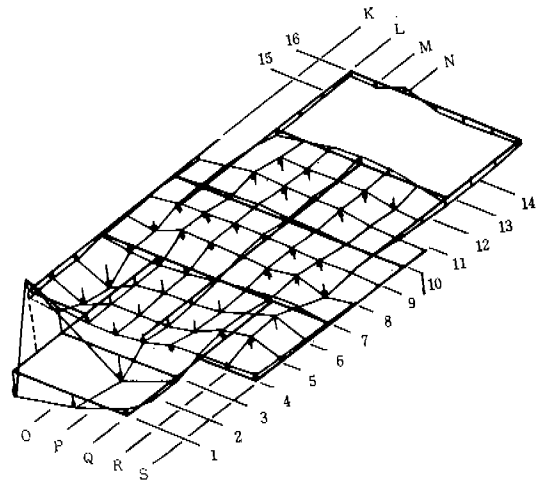


Fig. 15. Mode shape measured on the underside of the car with 147.6 Hz input to the right hand side front longitudinal chassis member (i.e. torsional input)

Booming noise와 無關한 周波數에서의 振動 mode를 비교 檢討하기 위해 몇 가지 周波數의 振動 入力時 實驗이 實施되었다. Fig. 15는 115 Hz bending 入力에 따른 floor의 振動 mode를 나타내며 振動 加速度的 減小는 勿論, ring mode의 경향 역시 나타나지 않았다. 한편, floor를 제외한 他 部分의 경우는 振動 加速度的 큰 變化가 나타나지 않았다. 以上の 結果는 다른 周波數의 入力時에도 同一한 경향으로 觀察되었다.

以上の 實驗 結果로 미루어 構造的 側面에서 본 booming noise의 주된 要因은, 特定 周波數를 engine 振動에 車體가 共振하는 것이며 bending 振動 入力에 대한 floor의 ring mode 共振이 가장 지배적이다.

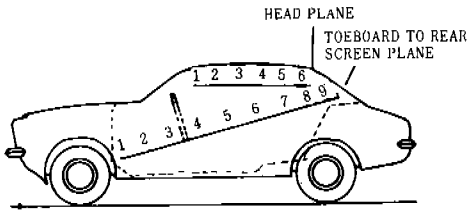


Fig. 16. Sketch showing the planes of the microphone position grids

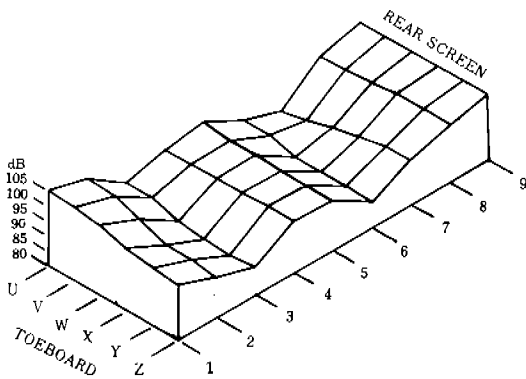


Fig. 17. Sound levels measured in the plane between the toeboard and the rear screen with 147.6 Hz input at the centre of the front axle cross-member

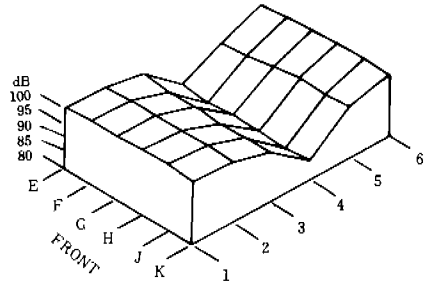


Fig. 18. Sound levels measured in the head plane with 147.6 Hz input at the centre of the front axle cross-member

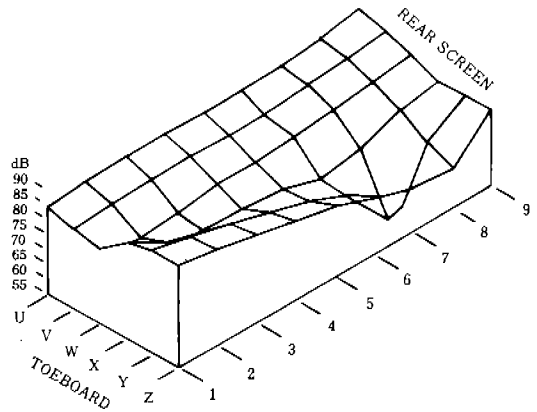


Fig. 19. Sound levels measured in the plane between the toeboard and the rear screen with 115 Hz input at the centre of the front axle cross-member

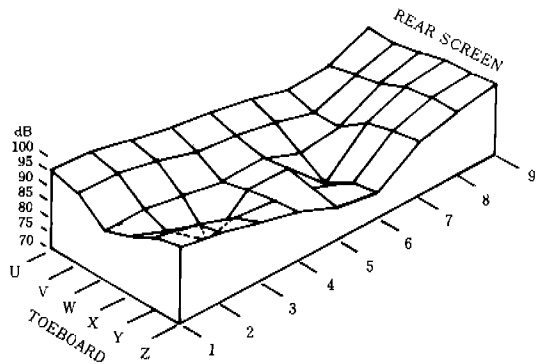


Fig. 20. Sound levels measured in the plane between the toeboard and the rear screen with 147.6 Hz input to the right hand side front longitudinal chassis member (i.e. torsional input)

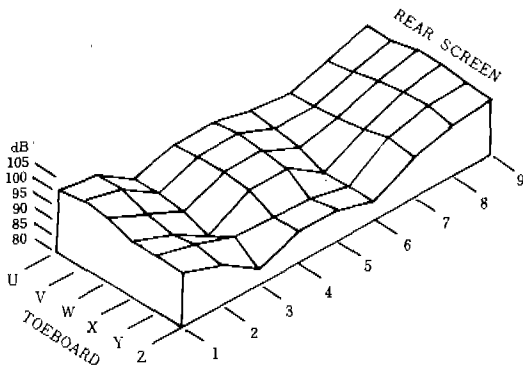


Fig. 21. Sound levels measured in the plane between the toeboard and the rear screen with the engine running at approximately 4450 rev/min

#### 4.2 車室 内部의 音響 特性

##### 4.2.1 車室 内部의 音響 mode

車室 振動에 대한 室内 騒音의 特性을 觀察하기 위해 一定 周波數 振動 入力에 대한 音響 mode 및 加振 周波數에 따른 室内 騒音의 應答 特性이 測定되었다. 音響 mode를 求하기 위해서는 앞의 振動 mode의 경우와 同一한 方法으로 車體에 振動 入力을 引加하고 Fig. 16에 보인 바와 같은 測定 平面上 격자망에서의 騒音 水準을 測定, 圖標化하였다.

車體의 bending 및 torsional 振動時의 音響 mode를 比較하기 위해 두 가지 引加位置가 앞에서와 같이 선택되었으며 引加 周波數는 147.6Hz 및 이와 가까운 152Hz, 그리고 115Hz 등으로 선택 比較되었다. 한편, 以上の 實驗 結果가 實際 engine의 作動時와 부합되는지 確認하기 위해, 47.6 Hz의 精確 週期를 갖는 回轉速度인 4428 R.P.M.으로 加동시키며 室内 音響 mode가 測定되었다.

Fig. 17~21은 이와 같이 測定된 代表的 mode 들을 보인다. Crossmember의 中央에 147.6Hz의 振動 入力을 引加하여 車體에 bending 振動을 加하는 경우 車室内部의 縱斷面에 두렷한 精 制과 形成되었다. 이와 같은 現狀은 比較적 booming 領域과 가까운 周波數인 152Hz 등에서 多少 낮은 水準으로 發生되었으나, 115Hz의

경우 精制과 形成을 찾아볼 수 없다(Fig. 19).

Crossmember 右側端에 振動 入力을 引加하여 車體에 torsional 振動을 加하는 경우 Fig. 20에서와 같이 精制과 發生 現狀은 없었다. Fig. 21은 精制 狀態 기어 中立時 engine을 4,428 R.P.M.으로 加동할때의 mode로서 Fig. 17과 比較하여 同一한 양상을 나타내었다.

以上の 實驗 結果로 미루어, 車體 振動에 依해 發生되는 147.6Hz 附近의 騒音은 車室内部 空間에서 共鳴現狀을 일으키고 따라서 強한 精 制과 形成, toeboard, front seat, rear screen 등 세 곳에서 높은 騒音水準을 나타낸다. 한편, 이와같은 現狀은 車體의 bending mode의 振動 時에만 민감하였다.

##### 4.2.2 車體 振動에 대한 音響 應答

車室 内部 騒音이 構造的 振動과 室内 音響 特性에 直接 關係함을 앞의 實驗 結果에서 發見하였다. 따라서 이 두가지 要素의 結合만으로 實際 engine에 依한 走行時와 同一한 結果를 얻을 수 있는지 確認하기 위해 車體 振動에 대한 室内 音響의 應答特性을 觀察하였다.

實驗은 crossmember의 中央에 振動 入力이 引加되도록 하였으며 周波數를 50-200Hz 범위에서 0.2Hz/sec의 速度로 增加시키며, 前方 승객석 위치에서의 騒音 水準을 連續적으로 測定하였다.

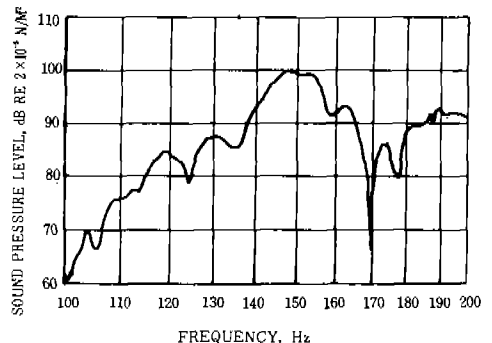


Fig. 22. Acoustic response measured at the front passenger head position with a constant force input at the centre of the front axle crossmember

Fig. 22는 이와 같이 測定된 結果를 나타내며 Fig. 3의 前方 승객석 4단기어 70km/h 이상과 유사한 形態를 갖고 約 150Hz 附近에서 큰 peak를 形成하고 있다.

이상과 같은 一連의 結果는 車室 内部 騒音が 構造的 振動과 空間의 音響特性에 지배되기 때문에 新車種 開發의 初期단계에서부터 室内 騒音의 特性和 問題領域의 예측이 可能함을 大변하며, 따라서 車體의 構造的 振動特性 또는 内部空間의 音響特性을 變化시키는 경우 車室 内部 騒音양상을 쉽게 바꿀 수 있는것으로 밝혀졌다.

## 5. 車室 内部騒音의 低減

### 5.1 内部騒音 低減의 方法

一般的으로 車輛의 室内騒音은 여러 形態의 騒音·振動源을 改善하거나 이것을 車體에 傳達 輻射시키고 室内에 音場을 形成토록하는 諸般 system들의 應答特性을 變更시킴에 의해 그 低減이 可能하다.

앞에서 論議된 바와같이 車室 内部騒音의 가장 큰 加振源은 engine이다. Engine으로부터 發生되는 騒音 및 振動은 주로 연소 및 imbalance에 基因하며 自體의 構造的 補強과 完全한 balance, 그리고 mounting의 方法改善 등 여러가지 低減方案이 있다.

한편, 車體 構造的 側面에서 볼때 室内騒音의 低減은

- 1) 構造物의 damping
- 2) 車室 内部의 吸音
- 3) 構造的 振動 및 音響 特性에 根據한 車體 構造的 改善

등에 의해 實現 될 수 있다.

一般的으로 車體의 damping은 微小하며 이는 sheet steel의 自體 damping이 極히 적고 단지 小數 bolt를 使用한 接合部位 등에서만 나타나기 때문이다. 이와같이 車體의 構造的 damping이 적기 때문에 넓은 表面을 갖는 部分에 대한 damping 材料의 적용은 큰 效果를 줄 수 있다.

吸音材의 적절한 使用도 車室 内部에 形成되

는 音場의 intensity를 減小시켜 室内騒音의 低減에 기여한다. 그러나 이와같은 吸音 및 damping 材料의 적용으로 얻어지는 부가적인 效果는 周波數에 크게 依存하여 상당히 低周波 領域을 차지하고 있는 booming noise의 低減方案으로는 充分하지 못하다. 이들의 경우 材料의 使用量을 增加시킴으로써 그 效果 역시 向上되지만 車體의 重量, 使用空間, 費用 등을 고려해야 한다.

車室 共鳴現狀이 音場의 形成을 유도하여 室内騒音을 增幅시키므로, 이 共鳴周波數가 車體의 構造的 共振領域을 벗어나도록 車室空間을 設計함으로써 현저한 室内騒音의 減小 效果를 기대할 수 있다. 그러나, 車室内部의 音響特性은 空間의 規格과 形狀에 크게 依存하기 때문에 이 特性을 變更 시키기 위해서는 車體의 크기, 形狀을 變更 시켜야 할것이 불가피하고, 이 경우 構造的 特性까지 變化하는것은 勿論, 完全히 새로운 車種이 되어야 한다.

결국 위에서 열거한 여러 方法들은 車室内部의 騒音低減에 多少 기여하나, system 共振(吸) 現狀으로 發生되는 높은 水準의 booming noise에 대한 적절한 效果의인 대책이 되지 못한다.

Booming noise의 가장 效果의인 低減方法은 車體의 構造的 振動特性을 變更시키는 것이다. 이는 車體의 共振周波數 相互間 및 車室 共鳴 周波數와의 近接을 피하고 振動 mode의 intensity를 줄이는 두가지 역할을 수행한다.

### 5.2 車體의 補強과 室内騒音

앞에서 檢討한 바와 같이 對象 車輛은 車體共鳴 및 車室共鳴의 相互 結合으로 4,428 R.P.M.을 中心으로 높은 水準의 booming noise를 發生하며 이의 低減을 위해 車體의 構造的 振動 特性을 變化 시키는 것이 바람직한 것으로 판단되었다. 따라서 本 實驗에서는 적절한 車體의 補強으로 室内騒音 減小效果를 얻을수 있는지 確認하였다.

#### 5.2.1 車體 補強의 方法

車體의 補強은 그 構造強度를 增大시킴으로써 車體의 振動特性을 바꾸기 위한 努力의 일환으로 이루어졌다. 問題가 되는 室内騒音에 가장 큰

영향을 미치는 車體의 振動은 147.6Hz의 bending 入力에 대한 floor의 振動 mode로서, 이때의 入力은 front engine mounting 으로부터 引加되어 chassis member를 거쳐 center floor를 加振시키는 것으로 밝혀져 車體의 補強은 이 部分에 대하여 集中的으로 實施되었다.

이와 같은 補強은 우선 chassis member의 수직 振動에 대한 充分한 '強性'을 주기 위함이며 나아가 車體의 共振 周波數를 變化시키고 center floor 自體 振動 mode의 intensity를 줄이는데 기여하도록 設計되었다.

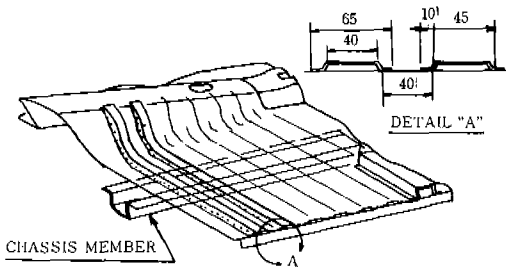


Fig. 23. Reinforcement of the center floor

Fig. 23에서 보는바와 같이 center floor를 補強하기 위해 top hat 形狀의 斷面을 갖는 rib를 chassis member에 直角方向으로 부착하였다. 實際 車輛의 경우 이와 같은 方法의 적용이 여러 側面에서 바람직하지 못하지만, 完成車 狀態에서의 floor 自體를 變更시키는 것은 어렵기 때문에 實驗目的上 rib를 별도로 製作, plug welding의 方法으로 부착하였다.

### 5. 2. 2 車體 補強의 效果

以上과 같은 center floor의 構造의 補強이 實際 車室内部騒音에 어느程度의 效果를 주는지 確認하기 위하여 實驗이 實施되었다. Fig. 24는 測定된 室内騒音의 代表的 結果로, 補強前の 狀態에 대한 4단기어 前方 승객석의 水準을 比較하여 나타내었다.

車體의 補強時 室内騒音은 初期狀態 水準에 비해 크게 減小되었고, 前方 승객석의 booming no-

ise 發生領域에서는 約 7 dB까지의 效果가 나타났었다. 이 實驗結果로 볼때, 車體 構造의 부가적인 解析없이도 앞에서 予想한 몇 가지 效果를 滿足시키는 補強이 이루어진 것으로 判斷되었다.

한편, 이와같은 實驗的 方法에 依한 車室内部騒音의 低減作業은, 補強된 車體의 振動特性이 室内騒音을 增加시키는 方向으로 될 수 있어 完全히 trial and error에 依存하며, 有限要素法 등에 의한 變更된 特性의 事前 解析이 先行되어야 한다.

이와 같이 booming noise의 低減을 위해 車體의 構造的 振動 特性을 改善시키는 것은 damping 및 吸音材의 적용이나 音響空間의 變更 등 方法에 비

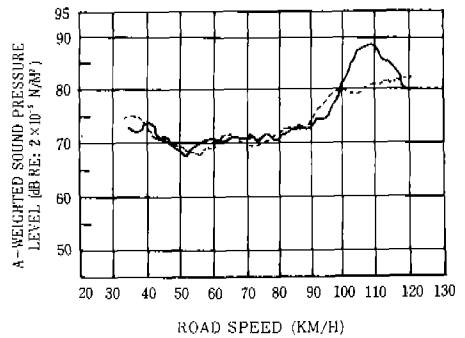


Fig. 24. Noise in the front passenger position with the car driven in top gear on a smooth tarmac surface  
— Initial ..... After Reinforced

해 確實한 效果를 제공한다. 그러나 車體構造의 變更 역시 큰 어려움을 수반하며, 이는 이미 量産 단계에 近接해 있거나 量産中인 車輛에 대해서는 構造的 變更이 용이하지 않기 때문이다. 따라서, 車室内部騒音의 低減을 위한 對策은 新車種 開發의 最初단계에서 實施되어야 한다.

## 6. 結 論

승용차의 車室内部騒音 特性 및 低減에 關한 一連의 考察로 다음의 結論을 얻었다.

- (1) 車室内部騒音의 主된 根源은 회전속도의 第二高調波에 해당되는 周波數 成分이 지배적이다.

(2) 車室 共振(鳴) 音은 engine으로부터의 振動 入力에 대한 車體의 ring mode 共振 및 車室 共鳴現狀으로 發生되며 實驗 結果는 종래의 研究 結果들과 잘 一致되었다.

(3) 車室 内部騒音が 車體의 構造, 振動 및 室内 音響共鳴에 크게 依存하기 때문에, 이 두 가지 要素로써 問題의 發見이 可能하며 이들을 利用한 低減對策 수립은 效果의이다.

(4) 車室 内部騒音의 低減을 위하여 構造的 damping이나 吸音材의 적절한 使用 등이 多少의 效果를 주나 共振(鳴)音의 根本的인 對策이 되지 못하며, 車室 共鳴 特性을 變化 시키는 것은 事實上 不可能하다.

(5) 車體의 構造的 振動 特性을 考慮하여 補強된 車軸의 경우 問題 領域에서의 현저한 騒音 減小效果가 얻어졌다. 그러나 이와 같은 方案의 적용은 開發의 初期 단계에서 實施됨이 바람직하다.

### 參 考 文 獻

1. D. C. Appis; "Automobile Noise", Ch. 31, Handbook of Noise Control, C. H. Harris, ed., McGraw-Hill, New York, 1959.
2. S. K. Jha; "Characteristics and Sources of Noise and Vibration and Their Control in Motor Cars", Journal of Sound and Vibration, 2976, 47 (4), pp. 543-558.
3. S. K. Jha and T. Priede; "Origin of Low Frequency Noise in Motor Cars," 14th FISITA Conference, London, 1972, Conference Proceedings, pp. 46-55.
4. Takeshi Uchiyamada; "High Frequency Noise in Compartment and Its Evaluation Method." JSAE vol. 31, No. 9, 1977.
5. J. R. Hassall, K. Zaveri; "Acoustic Noise Measurements", BRUEL & KJAER 1979. 1. DENMARK.
6. J. T. Brosh; "Mechanical Vibration and Shock Measurements," BRUEL & KJAER 1980. 10. DENMARK.
7. Beranek. L. L; "Noise and Vibration Control," McGraw-Hill Book Co., INC. 1971.
8. Setsuo Fujita; "Vector Analysis of Booming Noise in Automobile Compartment," JSAE Report No. 4, 1972, pp. 32-37.
9. L. M. Ball; "Principles of Noise Reduction," SAE Trans Actions vol. 66, 1958, pp. 515-521.
10. J. W. Dann, D. T. Aspinall; "A Study of the Vibration and Acoustic Characteristics of Saloon Car Bodies," Motor Industry Research Association Report No. 1969. 15. U.K.
11. J. A. Raff and R.D.H. Perry; "A Review of Vehicle Noise Studies Carried Out at the Institute of Sound and Vibration Research with Reference to Some Recent Research on Petrol Engine Noise," Journal of Sound and Vibration, 1973, 28 (3), pp. 433-470.
12. S. K. Jha and N. Cheilas; "Acoustic Characteristics of a Car Cavity and Estimation of Interior Sound Field Produced by Vibrating Panel," ASME, 1976, Paper No. 76-WA/DE-1.
13. J. A. Wolf, D. J. Nefske, L. J. Howell; "Automobile Interior Noise Reduction Using Finite Element Methods," SAE Congress and Exposition, Detroit, Feb. 1978, Paper No. 780365.
14. T. L. Richards; "The Reduction of Structural Acoustic Coupling in Car Bodies", Ph. D Thesis, School of Automotive Studies, Cranfield Institute of Technology, 1982.
15. P. M. Morse and K. U. Ingard; "Theoretical Acoustics," McGraw-Hill, New York, 1968.
16. G. Jennequin; "Is the Computation of Noise Level Inside a Car Feasible?," 1971, Proceeding of the Joint Symposium on Vibration and Noise in Motor Vehicles, London, July, 1971, Paper No. C108/71, 132-137.