車両用フルフォームシートの振動伝達率計算法の開発*

田 岡 義 文^{*1}The Development of Vibration Transmissibility Calculation
of Full Foam Seat Cushion for VehicleYoshifumi TAOKA^{*2}^{*2} Daihatsu Motor Co., Ltd. Body Design Div,
2-1-1 Momozono, Ikeda-shi, Osaka, 563-8651 Japan

Full foam type seat cushion for vehicle is made of such elements as panel, foam pad, and surface seat and each element individually effects on dynamic vibration comfort performance during riding. The most important requirement is to reduce resonance magnification of seat in the frequencies close to 6 Hz, which is the natural frequency of the human body's internal organs. Conventionally, the prediction of the resonance frequency characteristics of the seat cushion has been seldom done by calculation at design stage before evaluation of prototype test. This paper reports that it becomes possible to predict vibration property of seat cushion at design stage by solving vibration equation, which is obtained by replacing seat cushion structure with vibration system model having spring element and damping element equivalent to designed seat cushion and by making graph of resonance frequency characteristics using calculation program provided in this paper.

Key Words: Forced Vibration, Vibration Control, Comfortability in Riding

1. 緒言

車両用フルフォームタイプのシートクッションは、クッションパネル、フォームパッド、表皮(カバー)で構成されているが、おのおのの要素が動的振動乗り心地性能に影響を与えている。特に人体の内臓の固有振動数である 6Hz 近辺の振動伝達率をいかに下げることが重要であるが⁽¹⁾⁽²⁾、これまで試作品によりテスト評価する前に、計算により振動伝達率を予測するといった手法があまりとられていなかった。

過去においては空気減衰機構を持つ車両用シートクッションの振動理論⁽³⁾が報告されており、理論的に確立されているため、本研究ではこれをベースとして、フォームパッド自体が有する特性値を考慮した解析を加えた上で、一般的な自動車用フルフォームシートを用いた検証実験を試みた。その結果、いくつかの仮定条件においてほぼ計算値と実験値の整合を図ることが出来た。

本研究結果によれば、今回着目した 0~10Hz 間での振動伝達率はシートクッション内の空気の漏れ量がわずかである限られた条件下で空気の漏れ量の変化に対応して大きな変化を示し、空気の漏れ量がある程度増加すると、振動伝達率に与える影響はほとんど無くなるという結果が得られた。従って、表皮にも通気性を有するような通常のフルフォームシートでは、クッションパネルのエア抜き穴を最適化するよりも、フォームパッド自体の特性を調整した方が設計自由度が高いということが予測出来る結果となった。

2. 理論解析

2.1 解析モデル

本解析は、図 1 に示すように、シートクッション構成品を振動系に置き換え、計算で求めた各周波数毎のばね定数と減衰係数により、振動伝達率グラフを求めて実験値との比較整合を

行うことを目的としている。

ここでシートクッション内を図 2 のようにモデル化する。すなわちシートに着座した状態で振動を受けたとき、シートクッションの中では、

- (1) フォームパッド自身のばね定数(K_0)と減衰係数(C_0)
- (2) シートクッション内に閉じ込められた空気がクッションパネルにぶつかったり、クッションパネルのエア抜き穴や表皮とクッションパネルとのすきま、あるいは表皮そのものから空気が漏れるときに生ずるばね定数(K_2)と減衰係数(C_2)

Fig.1 Outline of calculation program

Fig.2 Concept of spring constant and damping constant at seat cushion

* 原稿受付 2001 年 11 月 26 日。

^{*1} 正員, ダイハツ工業(株)(〒563-8651 池田市桃園 2-1-1)。

E-mail: Yoshifumi_Taoka@mail.daihatsu.co.jp

が発生する。従ってこれらの未知数がわかれば、振動モードを計算により出すことが出来るが、特に K_2 , C_2 については周波数も含めた変数の関数となっているため複雑な計算が必要となる。

2.2 パッド特性値 (K_0 , C_0) の計算

フォームパッド単品のばね定数と減衰係数を材料構造面から求めることは困難であるため、ここでは図 3 のように質量 m の尻形状品の自由落下試験で得られる減衰波形図の対数減衰率 (R) と、減衰周期 (T_0) を利用して K_0 と C_0 を求めることにした。⁽⁵⁾⁽⁶⁾

フォームパッド単品の減衰波形図より読み取られた R , T_0 , K_0 , C_0 , m の関係は、

$$R = \log_e \frac{X_1}{X_2} \approx \log_e \frac{X_2}{X_3} \approx \dots \approx \log_e \frac{X_n}{X_{n+1}} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (1)$$

$$T_0 = \frac{2\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sqrt{\frac{m}{K_0}} \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{C_0}{2\sqrt{mK_0}} \quad (3)$$

式(1), (2), (3)より

$$K_0 = m(4\pi^2 + R^2)/T_0^2 \quad (4)$$

$$C_0 = \sqrt{mK_0 / (\frac{\pi^2}{R^2} + \frac{1}{4})} \quad (5)$$

但し、図 4 に示すようにクッションアセンブリ状態ではパッド単体に比べ、表皮の張りが作用するため、 K_0 , C_0 を次式のように K_1 , C_1 に補正する。

Fig.3 Outline of free falling test

Fig.4 Contact plane difference between single pad and seat cushion assembly

$$K_1 = K_0 A / A_0 \quad (6)$$

$$C_1 = \sqrt{mK_1 / (\frac{\pi^2}{R^2} + \frac{1}{4})} \quad (7)$$

ここに A_0 は自由落下試験に使用する加圧板の接触面積を示すが、クッションアセンブリ状態では表皮の張力により接触面の外周もたわむことを考慮すると、 A_0 より幾分大きい面積になるため、このときの補正面積を A としている。

2.3 K_2 , C_2 , K_3 , C_3 , M (振幅比) の計算⁽³⁾

図 5 に示すように、エア抜き穴を持つシートクッション上に、質量 m の物体が乗った状態で静止している。この物体に急激に垂直方向に力 F_2 が加わり、その結果物体が X 方向に変位した場合、変位前後のフォームパッド内の内圧と空気が占める体積をそれぞれ P_0 , V_0 , P_1 , V_1 とすると、変化の前後では、ポリトロピックな関係式が成立するから

$$P_0 V_0^\kappa = P_1 (V_1 + W_a / \gamma_1)^\kappa \quad (8)$$

変化の前後で、空気の総重量は不変であるから

$$V_0 \gamma_0 = V_1 \gamma_1 + W_a \quad (9)$$

次に圧力 P_1 の室内より、 P_0 の室外へ流れる空気の、オリフィスによる圧力低下と流速との関係式として、ベルヌーイの定理より

$$\frac{1}{2} v^2 = \int_{P_0}^{P_1} \frac{g}{\gamma_1} dP_1 \quad (10)$$

また W_a と v との関係式として

$$\frac{dW_a}{dt} = DS v \gamma_0 \quad (11)$$

但し、 γ ; 空気の比重量 g ; 重力加速度
 κ ; ポリトロプ指数
 v ; エア抜き穴等を流れる空気の平均流速
 S ; エアが抜ける面積の和
 D ; エアが抜ける部位を通過する空気の流量係数
 W_a ; エアが抜ける部位から抜け出した空気の重量

次に X 方向の変位が起こる前後におけるクッションの容積変化を考える。フォームパッド内の空気の占める体積の割合を T とすると

$$V_1 = V_0 - ATX + V_e \quad (12)$$

ここで V_e はクッション内の気圧増加に伴い、表皮が伸びることにより生ずるフォームパッド内空気の体積増加分を示す。 V_e の値は表皮の張り方が弱いほど、また表皮自身がたわみ易いほど大きくなる。容積 V_0 、内圧 P_0 であったものが、圧力が $P_1 - P_0$ だけ増加したために、表皮がたわんで容積が $V_0 + V_e$ になった場合の容積変化率と内圧変化率の比を Q とおくと

$$Q = \frac{[(V_0 + V_e) - V_0] / V_0}{(P_1 - P_0) / P_0} \quad (13)$$

$$\therefore V_e = \frac{V_0}{P_0} Q (P_1 - P_0) \quad (14)$$

図 6 において、加えた力 F はフォームパッドの持つばね力、減衰力 F_1 と空気圧により発生する力 F_2 によって釣り合うから

$$F = F_1 + F_2 \quad (15)$$

Fig.5 Condition for calculation of K2 and C2

Fig.6 Relation between F1 and F2

$$F_1 = K_1 X + C_1 \dot{X} \quad (16)$$

$$F_2 = (P_1 - P_0) A = K_2 X + C_2 \dot{X} \quad (17)$$

Fが調和的に変化しているとすれば、Xの値も調和振動変位となる。すなわち

$$X = X_0 \cos \omega t \quad (18)$$

X₀は振幅、 ω は角振動数を示す。これらの方程式を解き、K₂とC₂を求めるにあたり、いくつかの仮定を行う。まずP₀からP₁への変化を等温変化とすれば、式(8)は

$$P_0 V_0 = P_1 (V_1 + W_a / \gamma_1) \quad (19)$$

式(19)と(9)よりW_aを消去し、 γ_1 の値を式(10)に代入すると

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{P_0}{\gamma_0} \log_e \frac{P_1}{P_0} \quad (20)$$

P₁とP₀の差は、P₀に比べて十分小であるとすれば

$$\log_e \frac{P_1}{P_0} = \log_e \left(1 + \frac{P_1 - P_0}{P_0} \right) \approx \frac{P_1 - P_0}{P_0} \quad (21)$$

従って、式(20)は

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{1}{\gamma_0} (P_1 - P_0) \quad (22)$$

式(9)、(11)、(12)、(19)、(22)よりP₁、V₁、 γ_1 、vを消去すると

$$\frac{V_0 \gamma_0}{2g(DS)^2 P_0} (1+Q - \frac{ATX - V_e}{V_0}) \left(\frac{dV}{dt} \right)^2 + V = ATX_0 \cos \omega t \quad (23)$$

$$\text{但し} \quad V = W_a / \gamma_0 \quad (24)$$

ATX₀ - V_eがV₀に比べて十分小さいものとし、この項を省略すると

$$B_1 \left(\frac{dV}{dt} \right)^2 + V = ATX_0 \cos \omega t \quad (25)$$

但し

$$B_1 = \frac{V_0 \gamma_0}{2g(DS)^2 P_0} (1+Q) \quad (26)$$

式(25)を線形化するために、B₁の代わりにB₂を用いて

$$B_1 \left(\frac{dV}{dt} \right)^2 \approx B_2 \left(\frac{dV}{dt} \right) \quad (27)$$

とおく。ここにB₂は

$$\oint B_1 \left(\frac{dV}{dt} \right)^2 dV = \oint B_2 \left(\frac{dV}{dt} \right) dV \quad (28)$$

の関係により導かれるもので、 $\oint$ は物体の変位の1サイクルにわたる積分を意味する。これは振動方程式におけるエネルギー収

支計算による等価粘性減衰係数を導入する手法に等しいが⁽⁴⁾、 $dV/dt = A dX/dt$ により、 dV/dt が減衰係数に関連した項であることに基づく仮定である。式(25)において、VもHを振幅として調和的に変化するものとすれば

$$V = H \cos (\omega t + \theta) \quad (29)$$

式(28)の右辺のエネルギーをE_dとし、1サイクル間で積分すると

$$E_d = \pi B_2 H^2 \omega \quad (30)$$

同様に、式(28)の左辺のエネルギーをE_eとし、同様に行うと

$$E_e = \frac{8}{3} B_1 H^3 \omega^2 \quad (31)$$

E_d = E_eとおき、整理すると

$$B_2 = \frac{8}{3\pi} B_1 H \omega \quad (32)$$

式(27)を式(25)に代入すると

$$B_2 \left(\frac{dV}{dt} \right) + V = ATX_0 \cos \omega t \quad (33)$$

よって

$$V = ATX_0 \frac{1}{1+(B_2 \omega)^2} (\cos \omega t + B_2 \omega \sin \omega t) \quad (34)$$

式(29)と式(34)より

$$H = ATX_0 \frac{1}{\sqrt{1+(B_2 \omega)^2}} \quad (35)$$

式(35)を式(32)に代入して、B₂について解くと

$$B_2 = \sqrt{\frac{1}{2\omega^2} \left[\sqrt{1 + 4 \left(\frac{8}{3\pi} B_1 \omega^2 \right)^2 (ATX_0)^2} - 1 \right]} \quad (36)$$

式(17)に式(11)、(18)、(22)、(25)、(26)を代入すると

$$F_2 = \frac{P_0 AT}{V_0 (1+Q)} (ATX_0 \cos \omega t - V) \quad (37)$$

式(37)に式(34)を代入すると

$$F_2 = \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{1}{1+(B_2 \omega)^2} \left[(B_2 \omega)^2 X_0 \cos \omega t - B_2 \omega X_0 \sin \omega t \right] = \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{1}{1+(B_2 \omega)^2} \left[(B_2 \omega)^2 X + B_2 \frac{dX}{dt} \right] \quad (38)$$

よってF₂のばね定数をK₂、減衰係数をC₂とすると、式(17)同様

$$F_2 = K_2 X + C_2 \frac{dX}{dt} \quad (39)$$

但し

$$K_2 = \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{\omega^2}{\left(\frac{1}{B_2} \right)^2 + \omega^2} \quad (40)$$

$$C_2 = \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} \cdot \frac{\frac{1}{B_2}}{\left(\frac{1}{B_2} \right)^2 + \omega^2} \quad (41)$$

よって、式(15)より

$$F = K_3 X + C_3 \frac{dX}{dt} \quad (42)$$

但し

$$K_3 = K_1 + K_2 \quad (43)$$

$$C_3 = C_1 + C_2 \quad (44)$$

図7において、加振台と質量mとの振幅比(振動伝達率)をMとおくと、良く知られた振動方程式により⁽⁵⁾⁽⁶⁾、式(45)(46)(47)が得られる。

Fig.7 Vibration model

Fig.8 Calculation flow chart

$$M = \frac{Z}{X} \quad (M : \text{Transmissibility})$$

$$= \frac{\sqrt{K_3^2 + (C_3 \omega)^2}}{\sqrt{(K_3 - m \omega^2)^2 + (C_3 \omega)^2}}$$

$$= \frac{1 + (2h \frac{\omega}{\omega_n})^2}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2]^2 + (2h \frac{\omega}{\omega_n})^2}} \quad (45)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_3}{m}} \quad (46)$$

$$h = \frac{C_3}{2 \sqrt{m K_3}} \quad (47)$$

h はクッションアッセンブリ状態における臨界減衰係数を示す。

図 8 に全体の計算順フローチャートを示す。なお図 8 の中の U は空気層も含めたフォームパッドの密度を示し、フォームパッド内の空気が占める体積比率を T とした場合、 T の計算式として、空気層以外のパッドコア層の比重を 1 と仮定し、近似的に式(48)を使用した。

$$T = 1 - U \quad (48)$$

3. 実験

上記計算式をプログラム化したものの精度を確認するため、図 9 に示す 6 種類のテストサンプルを試作し、クッションアッセンブリ状態での振動伝達率評価を実施し、実験値と計算値との照合を行った。評価シートは

- (NO.1) フォームパッドのテストピース品 (400×400×100) の表面全体を密閉テープで完全に塞いだもの
- (NO.2) クッションアッセンブリ状態においてクッションパネルのエア抜き穴を塞ぎ、カバリング部位も極力目張りして空気が洩れる部位を極力少なくしたもの
- (NO.3) クッションパネルのエア抜き穴を 100% 塞いだもの
- (NO.4) クッションパネルのエア抜き穴を生産品に対し 50% 塞いだもの
- (NO.5) クッションパネルのエア抜き穴を本来の生産品の状態 (100% 解放状態) にしたもの
- (NO.6) クッションパネルのエア抜き穴面積を生産品の 2 倍にしたもの

とし、フォームパッドは全て同一物性品 (但し NO.1 のみ形状が異なる)、表皮も NO.2～6 は同一品を使用した。

4. 結果と考察

4.1 実験値と計算値との共振周波数特性整合結果

図 10 に比較結果を示す。NO.2(密閉度の高い領域)においては計算値と実験値で共振周波数に差が発生し、NO.4～NO.6 は計算値自体に大きな差が出なかったが、総じて良く整合している。但し計算値算出時においては、下記の仮定と条件を加えている。

- (1) NO.2, 3 のサンプルにおけるエアの漏れ面積は、算出することが困難なため、実験値に合う面積値 (S 値) を入力データとして投入している。
- (2) NO.4, 5, 6 のサンプルにおいては、NO.3 で求めた S 値にクッションパネルのエア抜き穴面積分を加算することにより、エアの漏れ面積を算出している。
- (3) D (エアが抜ける部位を通過する空気の流量係数) については理論的算出が困難なため、無限に長い平板に穴をあけたときより流出する噴流をポテンシャル流れとして計算された空気流体の収縮係数⁽⁷⁾を引用し、下記の値とした。

$$D = \pi / (2 + \pi) \approx 0.61 \quad (49)$$

Fig.9 Test sample specification (Looking from bottom side)

Fig.10 Result comparison between calculated value and tested value for resonance frequency characteristic graph at each sample

(4) 式(13)にて示された Q 値は理論的な算出が困難であるが、実験結果から推察することは可能である。式(40)において $S=0$ とした値を式(43)に代入すると、

$$K_3 \approx \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (1+Q)} + K_1 \quad (50)$$

式(43)を Q について整理すると

$$Q \approx \frac{P_0 (AT)^2}{V_0 (K_3 - K_1)} - 1 \quad (51)$$

一方 $S=0$ としたときの実験値は、Fig.10 の(NO.1)のケースで存在するため、共振周波数と m 値より K_3 を計算すると、

$$\begin{aligned} K_3 &= m \omega^2 = 50 \times (2\pi \times 5.4)^2 \\ &= 57560 \text{ kg/S}^2 = 57.56 \text{ N/mm} \end{aligned} \quad (52)$$

よって Fig.10 の(NO.1)のケースにおける K_1 , P_0 , A , T , V_0 の値を代入して Q を求めると、

$$\begin{aligned} Q &\approx \frac{0.1013 \times [80000 \times (1 - 0.055)]^2}{16000000 \times (57.56 - 20.73)} - 1 \\ &= -0.018 \approx 0 \end{aligned} \quad (53)$$

従って $Q=0$ として計算を行った。

4.2 共振周波数特性に関する考察

本プログラムが計算手法による共振周波数特性の算出に比較的有效に使えることを確認したため、エアの流量係数と漏れ面積を乗じた値(DS)と共振倍率、共振周波数との関係を計算により求めてみた。これをグラフ化したものが図 11 である。これにより以下のことが考察出来る。

(1) エアの漏れ面積 S が限りなく 0 に近づくときシートクッションはゴムボールのような状態となり、共振倍率、共振周波数共最大値を示す。ちなみに $DS \rightarrow 0$ において K_2 は式(26)、(36)、(40)が示すように最大値 $P_0 (AT)^2 / [V_0 (1+Q)]$ となるが、 C_2 は式(26)、(36)、(41)により 0 となる。

(2) DS が 0 からわずかに空気が洩れ始める比較的高い領域にて共振点の大きな動きが見られ、共振倍率、共振周波数共極小値をとる DS の値が存在する。これは K_2 が急速に低下しつつ、逆に C_2 は急速に増加し、ある DS 値で C_2 が最大値を迎えることに起因している。

(3) DS の値がある値を超えれば、その後いくらエア抜き穴面積を大きくしても共振点の動きはほとんど発生しない。ちなみに $DS \rightarrow \infty$ で K_2 , C_2 は限りなく 0 に近づく。

Fig.11 Relation among DS, resonance transmissibility, resonance frequency

Fig.12 Calculated resonance point trace line when DS value is changed

図 12 に DS の変化に伴う共振周波数特性グラフの共振点の推移を示す。本計算例では $DS=150\text{mm}^2$ にて共振倍率が最小となるが、DS が 0mm^2 から 150mm^2 に移る間に、共振点は急激に変化していることがわかる。また $DS=150\text{mm}^2$ においては、 $DS\rightarrow\infty$ に比べ、5Hz 以上の周波数での振幅比が大きくなっており、重要な周波数域での振動吸収性は必ずしも良くないことがわかる。

5. 結論

フルフォームタイプのシートクッションにおいて、ばね力と減衰力についての理論解析を行った結果を基に振動伝達率計算プログラムを作成することにより、シートを試作する前の段階で、シートクッションの持つ動特性値の予測をつけることが可能になった。研究結果によればエア抜き穴を極端に小さくしていくことにより、共振倍率の最小値を狙うことは可能であるが、その領域は極めて不安定であり、また振動伝達率が逆に増加する領域が存在するためここを調整することは困難であり得策ではないと考える。

それよりもフォームパッド自体の特性を改善した方が効率の良い開発が出来るのではないかと予測出来る。

また、本論文における K_0 , K_1 , C_0 , C_1 は周波数に係わらず一定値と仮定しているが、実際においてはフォームパッドの厚さが薄くなると底付現象を起こすこともあり、フォームパッド物性や厚さによっては周波数毎にばね定数と減衰係数が変化する場合もある。今後計算式の精度を上げていくためにはフォームパッド自体のばね定数、減衰係数の解析を更に進めていくことが必要と考える。

終わりに、本研究において有益なる助言を頂いた神戸大学岩壺卓三教授、実験に協力して頂いた富士シート(株)、及び(株)ブリヂストンのご担当者の方々に感謝の意を表す。

文献

- (1) ISO2631-1: Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1. International Organization for Standardization, (1997)
- (2) M. J. Griffin, Handbook of Human Vibration, (1990), Academic Press.
- (3) 国枝正春, 空気減衰機構を持つ車両用シートクッションの振動理論, (1956), 鉄道業務研究資料第 13 巻第 13 号.
- (4) 末岡淳男・金光陽一・近藤孝広, 機械振動学, (2000), 朝倉書店
- (5) 中川憲治・室津義定・岩壺卓三, 工業振動学, (1976), 森北出版.
- (6) 佃 務, 機械振動の基礎, (1978), 東京電機大学出版局.
- (7) 有江幹男・安藤常世・伊藤英寛他多数, 機械工学便覧 改訂第 6 版・第 8 編水力学および流体工学 P8-47, (1976), 社団法人 日本機械学会.