車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発*

(第3報, 乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響)

西 山 修 二^{*1}

Development of Simulation System on Vehicle-Occupant Dynamic Interaction (3rd Report, Influence of Parameters of Occupant-Seat System on Human Comfort)

Shuji NISHIYAMA

My first report dealt with the theoretical analysis and verification of a simulation system for vehicle-occupant dynamic interaction. This simulation system can be used as a tool to investigate the effects of physical variables that influence automobile ride comfort. In the second report, the effects of sitting posture of seat system on human dynamic behavior were investigated. In this third report, the effects of parameters of occupant-seat system on human dynamic behavior are investigated using this computer simulation. This paper is concerned with the effects of the increase and decrease of parameters, such as the occupant's physical dimensions, characteristics of joints, length of support point of chest and thigh, spring and damping coefficients of seat cushion and so on, on human comfort. Frequency response is investigated in the frequency range of 1 to 30 Hz. As a result, it is found that these parameters exert a serious influence upon both vertical and forward and backward acceleration ratio.

Key Words: Simulation, Coupled Vibration, Human Engineering, Automobile, Seat Ride Comfort, Vehicle Dynamics, Parametric Study

1. ま え が き

自動車の乗り心地性能には、タイヤ、サスペンション、ボデー、シートなどが関係している。自動車が走行すると、路面の凹凸から受ける荷重は車両各部の共振の影響を受けながら最終的に車両内の人体に伝達される。人体も車両側からの振動の影響を受け、複雑な振動系を構成し、乗り心地が低下する。

Fairley ら⁽¹⁾は着座した人体の動質量に影響を与えると考えられるいくつかの要因についての実験を実施している。筋肉の緊張、身体的特徴等による影響についても指摘している。

Vaterasian⁽²⁾は15人の被験者と6種のシートについての実験的研究を行い1~14 Hzの周波数の帯域に対する加速度伝達率を実測している。実測結果からシートの特性値あるいは被験者の身体的特徴などにより共振周波数あるいは共振時のピーク値などが異なることが予測される。

また三島ら⁽³⁾はシートを数個のばねで構成されたモデルを作成し、乗り心地に影響を及ぼすシートの各特

性値の影響度を定性的に示している。以上の研究成果から、人体の幾何学的特徴、筋肉の生体学的特性あるいはシートの特性値等が乗員挙動に影響を及ぼすことが予測される。しかし、これらについて定量的に検討された報告例はあまり見受けられない。

第1報⁽⁴⁾⁽⁵⁾で乗員系を人間に近いモデルとし、車両および乗員の動的挙動を車両-乗員系の連成振動としてモデル化し、乗り心地向上のために、最適設計検討が可能なシミュレーションシステムを開発した。

第2報⁽⁶⁾では、開発したシステムを適用して乗員の最終着座姿勢が乗員の振動特性に及ぼす影響を定量的に検討した。

本報では乗員・シート系のパラメータ、すなわち乗員の質量、慣性モーメント等の人体の幾何学的特徴および関節特性、人体支持点位置およびシートのばね定数および粘性減衰係数等の特性値が乗員の動的挙動に及ぼす影響について検討する。

近年、車両の快適性向上とともに、乗り心地に対する要求が年々厳しくなっている。乗員・シート系のパラメータの変化により、乗員系への影響度を詳細に検討することは車両開発において重要な課題である。

* 原稿受付 平成5年8月26日。

*1 正員、広島市工業技術センター (〒730 広島市中区千田町3-8-24)。

3. パラメータの影響

3・1 計算諸元の同定 本報のシミュレーションでは車両-乗員系のパラメータを次のようにして同定した。乗員系については、人体各部のセグメント長、セグメント質量、セグメント重心位置、セグメント慣性モーメント等の幾何学的特性が明らかな JM 50 ダミー(日本人成人男子の身長、体重などの 50 パーセントイル値を有する)の値を使用した。首、腰および膝での関節特性は式(1)による非線形特性とした⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

$$T_i = K_{\max,i} \cdot \gamma_i + T_{\max,i} \cdot \tanh(2\omega_i/\omega_{i,0}) \cdots \cdots (1)$$

ここに、

$$\gamma_i = \theta_i - \theta_{i+1}, \quad \omega_i = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i+1}$$

$$i=1 \text{ (頸部)}, 2 \text{ (腰部)}, 3 \text{ (膝部)}$$

$K_{\max,i}$, $T_{\max,i}$, $\omega_{i,0}$ の定義および値は第 1 報⁽⁴⁾のとおりとする。

式(1)の特性は古庄⁽⁷⁾の実験値と特性がよく一致し、関節特性を精度よく表しているものと思われる。

乗員・シート系の支持点のばね定数・粘性減衰係数の値(k_i , c_i , $i=1\sim 5$)は、図 3 に示す乗員・シート系のモデルにおいてフロアを上下に正弦波加振し、人体の振動応答特性⁽⁸⁾を考慮し、周波数応答(1~30 Hz)から同定した。

車両系については、車両はセダンタイプの車両を想定している。シミュレーションに使用した車両各部の質量、慣性モーメント、懸架装置のばね定数・粘性減衰係数、タイヤのばね定数・粘性減衰係数および各部の寸法等の諸元は車両メーカーで精密に計測された値である。サスペンション系フリクションは実験データを参考に式(2)で近似し、 F_f , F_r , x_p の値を同定した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

$$\left. \begin{aligned} f_i &= F_i \cdot \tanh(2v_i/x_p) \\ i &= f \text{ (フロント)}, r \text{ (リア)} \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (2)$$

図 3 乗員・シート系のモデル

ここに、 v_i はピストンスピードを示す。 F_f , F_r はフロントおよびリアの最大フリクション力を示す。 x_p は最大フリクション力となるピストンスピードを示す。

乗員・シート系の諸元⁽⁴⁾⁽⁵⁾を次に示す。

$$m_1=5.3214 \text{ kg} \quad m_2=26.4894 \text{ kg}$$

$$m_3=18.816 \text{ kg} \quad m_4=10.3292 \text{ kg}$$

$$I_1=0.036652 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad I_2=0.7938 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$I_3=0.20384 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad I_4=0.1911 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$k_1=4.9 \text{ kN/m} \quad k_2=5.88 \text{ kN/m}$$

$$k_3=4.9 \text{ kN/m} \quad k_4=3.92 \text{ kN/m}$$

$$k_5=196.0 \text{ kN/m} \quad c_1=784 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

$$c_2=98 \text{ N}\cdot\text{s/m} \quad c_3=98 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

$$c_4=98 \text{ N}\cdot\text{s/m} \quad c_5=7.840 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$$

$$l_1=0.152 \text{ m} \quad l_2=0.196 \text{ m}$$

$$l_3=0.278 \text{ m} \quad l_4=0.149 \text{ m}$$

$$l_5=0.278 \text{ m} \quad l_6=0.286 \text{ m}$$

$$l_7=0.126 \text{ m} \quad l_8=0.424 \text{ m}$$

$$l_9=0.350 \text{ m} \quad l_{10}=0.799 \text{ m}$$

$$l_p=0.050 \text{ m} \quad l_q=0.163 \text{ m}$$

これらの値を標準諸元として以下の検討を行う。本報で使用する乗員・シート系および車両系等のパラメータは現実性が非常に高いデータといえる。

表 1 は標準諸元の場合の車両系と乗員系の各部の計算結果であり、ピーク値を示す。計算結果は第 1 報⁽⁴⁾で開発した計算システムにより求めた。以下に示す計算結果についても同様である。乗り心地解析では共振時のピーク値と周波数が特に重要である。 z と z_e で値が二つ示してあるのは第 1 ピークと第 2 ピークの値を示す。括弧内の値はピーク値が発生する共振周波数を示す。

図 4, 5 は標準諸元の場合の乗員各部の上下方向および前後方向加速度比をそれぞれ示す。加速度比は乗員の各部重心の上下方向加速度あるいは前後方向加速度をフロントフロア上下方向加速度で除した値である。以下、上下方向および前後方向加速度比をそれぞれ R_z , R_x と記す。添字 1, 2, 3, 4 はそれぞれ頭部、胴

表 1 標準諸元の場合の計算結果

Symbol	Value (Frequency)	Symbol	Value (Frequency)
z	0.0284g (3.0Hz)	R_{x1}	0.3860 (3.25Hz)
	0.0728g (12.1Hz)	R_{x2}	0.2070 (4.00Hz)
z_r	2.3730g (12.1Hz)	R_{x3}	0.2780 (3.75Hz)
z_r	2.3070g (12.1Hz)	R_{x4}	0.3430 (3.25Hz)
z_e	0.0246g (3.0Hz)	R_{z1}	1.9040 (3.48Hz)
	0.0833g (9.9Hz)	R_{z2}	1.8140 (3.48Hz)
		R_{z3}	1.6310 (4.29Hz)
		R_{z4}	1.3090 (4.29Hz)

図4 上下方向加速度比

図5 前後方向加速度比

体部、大腿部および下腿部を示す。 R_z は4 Hz前後でピークに達し周波数の増加とともに漸減変曲しつつ減衰していく。

3・2 質量の影響 乗員の頭部、胴体部、大腿部および下腿部の各質量を標準諸元から30%増減して乗員挙動に及ぼす影響を検討する。表2はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。質量が増加すると、頭部の R_x のピーク値は大きくなり、大腿部および下腿部の R_x のピーク値は小さくなる。胴体部の R_x のピーク値は変化しない。共振周波数は頭部と大腿部は上昇し、胴体部は下降する。下腿部は変化しない。 R_z については、質量が増加すると各部とも、ピーク値は大きくなる。共振周波数は下降する傾向を示す。図6は頭部の R_z に及ぼす質量の影響を示す。質量が増加すると、共振周波数は下降し、ピーク値は大きくなる。したがって、共振点以下の周波数では質量が増加すると加

表2 乗員挙動に及ぼす影響

Symbol	$m_i(i=1\sim4)$ 30% down	$m_i(i=1\sim4)$ 30% up
R_{x1}	0.3360 (2.83Hz)	0.3870 (3.25Hz)
R_{x2}	0.1990 (4.60Hz)	0.1990 (3.73Hz)
R_{x3}	0.2820 (3.48Hz)	0.2760 (4.00Hz)
R_{x4}	0.3940 (3.25Hz)	0.3030 (3.25Hz)
R_{z1}	1.7890 (4.00Hz)	2.0000 (3.48Hz)
R_{z2}	1.7170 (4.00Hz)	1.9280 (3.48Hz)
R_{z3}	1.5510 (4.29Hz)	1.7190 (3.48Hz)
R_{z4}	1.2520 (4.29Hz)	1.3130 (3.48Hz)

表3 慣性モーメントの影響

Symbol	$I_i(i=1\sim4)$ 30% down	$I_i(i=1\sim4)$ 30% up
R_{x1}	0.4180 (3.25Hz)	0.3580 (3.25Hz)
R_{x2}	0.2130 (4.00Hz)	0.2020 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2840 (3.73Hz)	0.2730 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3630 (3.25Hz)	0.3260 (3.25Hz)
R_{z1}	1.9200 (3.48Hz)	1.8900 (3.48Hz)
R_{z2}	1.8250 (3.48Hz)	1.8080 (3.48Hz)
R_{z3}	1.6260 (4.29Hz)	1.6350 (4.29Hz)
R_{z4}	1.2980 (4.29Hz)	1.3200 (4.29Hz)

図6 R_z に及ぼす質量の影響

速度比は大きくなり、逆に共振点以上の周波数では小さくなる。周波数がさらに高くなると、影響が認められなくなる。

3・3 慣性モーメントの影響 乗員の頭部、胴体部、大腿部および下腿部の各部の慣性モーメントの値を標準諸元から30%増減して乗員挙動に及ぼす影響を検討する。表3はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。慣性モーメントが増加すると、各部の R_x のピーク値は小さくなる。頭部と胴体部の R_z のピーク値はやや小さくなり、大腿部と下腿部の R_z のピーク値はやや大きくなる。 R_x および R_z いずれの場合も共振周波数は変化しない。

図7 R_x に及ぼす慣性モーメントの影響 図8 R_z に及ぼす関節特性の影響

図7は頭部の R_x に及ぼす慣性モーメントの影響を示す。慣性モーメントの変化による影響は R_z よりも R_x のほうが大きく、周波数が1~30 Hzの帯域において影響が認められる。

3・4 関節特性の影響 式(1)で近似した乗員の頸、腰および膝部関節のフリクションモーメントの値を50%増減して乗員への影響を検討する。

図8, 9は頭部の R_z と R_x に及ぼす関節特性の影響を示す。 R_z については、共振点近傍で影響が大きく、周波数が上昇すると影響がなくなる。 R_x については、周波数が1~30 Hzの帯域において影響が認められる。

表4はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。フリクションモーメントが増加すると、頭部と胴体部の R_x のピーク値は大きくなり、大腿部と下腿部のピーク値は小さくなる。 R_z については、各部ともフリクシ

表4 関節特性の影響

Symbol	$T_i(i=1\sim3)$ 50% down	$T_i(i=1\sim3)$ 50% up
R_{x1}	0.2730 (3.25Hz)	0.4280 (3.25Hz)
R_{x2}	0.1970 (4.00Hz)	0.2130 (4.00Hz)
R_{x3}	0.3530 (3.73Hz)	0.2450 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3880 (3.25Hz)	0.3270 (3.00Hz)
R_{z1}	1.8170 (3.48Hz)	1.9320 (3.48Hz)
R_{z2}	1.7560 (3.48Hz)	1.8370 (3.48Hz)
R_{z3}	1.5750 (3.48Hz)	1.6550 (4.29Hz)
R_{z4}	1.1850 (3.48Hz)	1.3430 (4.29Hz)

表5 l_j の影響

Symbol	l_j 20% down	l_j 20% up
R_{x1}	0.4370 (3.25Hz)	0.3020 (2.83Hz)
R_{x2}	0.1990 (4.00Hz)	0.2130 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2850 (3.73Hz)	0.2520 (3.73Hz)
R_{x4}	0.3590 (3.25Hz)	0.3020 (3.25Hz)
R_{z1}	1.9190 (3.48Hz)	1.8570 (3.48Hz)
R_{z2}	1.8180 (3.48Hz)	1.7930 (3.48Hz)
R_{z3}	1.5930 (4.00Hz)	1.6430 (3.48Hz)
R_{z4}	1.1880 (4.29Hz)	1.4370 (4.29Hz)

図9 R_x に及ぼす関節特性の影響

ョンモーメントが増加するとピーク値は大きくなる。 R_x と R_z ともに、共振周波数は変化しない。

3・5 大腿部支持点位置 l_j の影響 l_j の値を標準諸元から20%増減して、乗員への影響を検討する。表5はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。 l_j が増加すると、胴体部の R_x のピーク値は大きくなり、頭部、大腿部および下腿部のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は下降するが、他は変化しない。 R_z については、頭部と胴体部のピーク値は小さくなり、大腿部と下腿部はやや大きくなる。共振周波数は大腿部は下降し、ほかは変化しない。

3・6 胴体部支持点位置 l_k の影響 l_k の値を標準

諸元から20%増減して、乗員への影響を検討する。表6はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。 l_k が増加すると、各部の R_x のピーク値は大きくなる。共振周波数は胴体部のみ下降するが、ほかは変化しない。 R_z については、頭部と胴体部でのピーク値はやや大きくなり、大腿部と下腿部はやや小さくなる。共振周波数は変化しない。

3.7 シート特性値の影響 乗員支持点のばね定数・粘性減衰係数($k_i, c_i, i=1\sim5$)をそれぞれ標準諸元から30%増減して乗員への影響を検討する。

k_1, c_1 を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表7に示す。 k_1, c_1 を増加すると、各部の R_x のピーク値は大きくなる。 R_z については、頭部はやや大きくなり、胴体部は変化しない、大腿部と下腿部はやや小さくなる。共振周波数は R_x と R_z いずれの場合も変化しない。

k_2, c_2 を30%増減した場合のピーク値と共振周波数

表6 l_k の影響

Symbol	l_k 20% down	l_k 20% up
R_{x1}	0.3630 (3.25Hz)	0.4140 (3.25Hz)
R_{x2}	0.1910 (4.00Hz)	0.2290 (3.73Hz)
R_{x3}	0.2570 (3.73Hz)	0.3040 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3200 (3.25Hz)	0.3750 (3.25Hz)
R_{z1}	1.8930 (3.48Hz)	1.9170 (3.48Hz)
R_{z2}	1.8100 (3.48Hz)	1.8220 (3.48Hz)
R_{z3}	1.6340 (4.29Hz)	1.6260 (4.29Hz)
R_{z4}	1.3200 (4.29Hz)	1.2940 (4.29Hz)

表7 k_1, c_1 の影響

Symbol	k_1, c_1 30% down	k_1, c_1 30% up
R_{x1}	0.3680 (3.25Hz)	0.3990 (3.25Hz)
R_{x2}	0.1730 (4.00Hz)	0.2420 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2360 (3.73Hz)	0.3220 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3240 (3.25Hz)	0.3720 (3.25Hz)
R_{z1}	1.8900 (3.48Hz)	1.9100 (3.48Hz)
R_{z2}	1.8160 (3.48Hz)	1.8160 (3.48Hz)
R_{z3}	1.6420 (4.29Hz)	1.6190 (4.29Hz)
R_{z4}	1.3200 (4.29Hz)	1.2940 (4.29Hz)

表8 k_2, c_2 の影響

Symbol	k_2, c_2 30% down	k_2, c_2 30% up
R_{x1}	0.3840 (3.25Hz)	0.3890 (3.25Hz)
R_{x2}	0.1910 (4.00Hz)	0.2230 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2590 (3.73Hz)	0.2970 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3400 (3.25Hz)	0.3460 (3.25Hz)
R_{z1}	1.9000 (3.48Hz)	1.9000 (3.48Hz)
R_{z2}	1.8190 (3.48Hz)	1.8100 (3.48Hz)
R_{z3}	1.6370 (4.29Hz)	1.6230 (4.29Hz)
R_{z4}	1.3070 (4.29Hz)	1.3100 (4.29Hz)

の計算結果を表8に示す。 k_2, c_2 を増加すると、頭部、胴体部、大腿部および下腿部の R_x のピーク値は大きくなる。 R_z については、頭部は変化しない、胴体部と大腿部はやや小さくなり、下腿部はやや大きくなる。共振周波数は R_x と R_z いずれの場合も変化しない。

k_3, c_3 を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表9に示す。図10, 11は頭部の R_z と R_x

表9 k_3, c_3 の影響

Symbol	k_3, c_3 30% down	k_3, c_3 30% up
R_{x1}	0.3050 (3.03Hz)	0.4320 (3.25Hz)
R_{x2}	0.2330 (4.00Hz)	0.1850 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2860 (4.00Hz)	0.2730 (3.48Hz)
R_{x4}	0.2520 (3.25Hz)	0.3900 (3.25Hz)
R_{z1}	2.0100 (3.48Hz)	1.8190 (4.00Hz)
R_{z2}	1.9490 (3.48Hz)	1.7450 (4.00Hz)
R_{z3}	1.8040 (3.48Hz)	1.5500 (4.29Hz)
R_{z4}	1.5350 (3.48Hz)	1.1790 (4.29Hz)

図10 R_z に及ぼす k_3, c_3 の影響 図11 R_x に及ぼす k_3, c_3 の影響

表 10 k_4, c_4 の影響

Symbol	k_4, c_4 30% down	k_4, c_4 30% up
R_{x1}	0.4940 (3.25Hz)	0.2760 (2.83Hz)
R_{x2}	0.2290 (4.00Hz)	0.1880 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2950 (3.73Hz)	0.2560 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3480 (3.25Hz)	0.3290 (3.25Hz)
R_{z1}	1.9400 (3.48Hz)	1.8590 (4.29Hz)
R_{z2}	1.8370 (3.48Hz)	1.8090 (4.00Hz)
R_{z3}	1.5680 (3.48Hz)	1.6830 (4.29Hz)
R_{z4}	1.0780 (3.73Hz)	1.4280 (4.29Hz)

表 11 k_5, c_5 の影響

Symbol	k_5, c_5 30% down	k_5, c_5 30% up
R_{x1}	0.3860 (3.25Hz)	0.3860 (3.25Hz)
R_{x2}	0.2070 (4.00Hz)	0.2070 (4.00Hz)
R_{x3}	0.2780 (3.73Hz)	0.2780 (3.75Hz)
R_{x4}	0.3430 (3.25Hz)	0.3430 (3.25Hz)
R_{z1}	1.9040 (3.48Hz)	1.9040 (3.48Hz)
R_{z2}	1.8160 (3.48Hz)	1.8160 (3.48Hz)
R_{z3}	1.6300 (4.29Hz)	1.6300 (4.29Hz)
R_{z4}	1.3090 (4.29Hz)	1.3090 (4.29Hz)

図 12 R_z に及ぼす k_4, c_4 の影響

図 13 R_x に及ぼす k_4, c_4 の影響

に及ぼす k_3, c_3 の影響をそれぞれ示す。 R_z と R_x 双方とも周波数が 1~30 Hz の帯域において影響が認められる。 k_3, c_3 を増加すると、頭部と下腿部の R_x のピーク値は大きくなる。胴体部と大腿部の R_x のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は上昇し、大腿部は下降する。ほかは変化しない。頭部、胴体部、大腿部および下腿部の R_z のピーク値は小さくなる。共振周波

数は各部とも上昇する。

k_4, c_4 を 30% 増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表 10 に示す。 k_4, c_4 を増加すると、頭部、胴体部、大腿部および下腿部の R_x のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部のみ下降し、ほかは変化しない。 R_z については、頭部と胴体部のピーク値はやや小さくなり、大腿部と下腿部はやや大きくなる。共振周波数は各部とも上昇する。

図 12, 13 は頭部の R_z および R_x に及ぼす k_4, c_4 の影響をそれぞれ示す。 R_z については、共振点近傍で影響を受け、 k_4, c_4 の特性値が増加すると、ピーク値は減少し、共振周波数はやや上昇する。したがって、共振点以下の周波数では、 k_4, c_4 の特性値が増加すると R_z は小さくなる。 R_x については、1~15 Hz で影響を受け、 k_4, c_4 の特性値が増加すると、 R_x は小さくなる。

k_5, c_5 を 30% 増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表 11 に示す。 k_5, c_5 の変化による影響は R_x と R_z 双方に対し、頭部、胴体部、大腿部および下腿部ともほとんど認められない。共振周波数にも変化は認められない。

4. ま と め

乗員・シート系の各パラメータが乗員挙動に及ぼす影響について定量的に検討した。その結果、明らかとなった事柄をまとめると次のとおりである。

(1) 乗員挙動に及ぼす質量の変化の影響は大きい。特に、上下方向加速度比 (R_z) には大きな影響を及ぼし、質量が増加すると乗員各部の R_z のピーク値は大きくなる。さらに、共振周波数は下降する傾向を示す。

(2) 慣性モーメントは乗員の前後方向加速度比 (R_x) に影響を及ぼす。慣性モーメントが増加すると、各部の R_x のピーク値は小さくなる。 R_x と R_z いずれの場合も共振周波数は変化しない。

(3) 関節特性は R_x と R_z 双方に影響を及ぼす。関節部フリクションモーメントの値が増加すると、頭部

と胴体部の R_x のピーク値は大きくなり、大腿部と下腿部のピーク値は小さくなる。 R_z については、各部ともフリクションモーメントの値が増加するとピーク値は大きくなる。 R_x および R_z とともに、共振周波数は変化しない。

(4) l_j が増加すると、胴体部の R_x のピーク値は大きくなり、頭部、大腿部および下腿部のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は下降するが、ほかは変化しない。 R_z については、頭部と胴体部でのピーク値は小さくなり、大腿部と下腿部はやや大きくなる。共振周波数は大腿部が下降し、ほかは変化しない。

(5) l_k が増加すると、各部の R_x のピーク値は大きくなる。共振周波数は胴体部のみ下降し、ほかは変化しない。 R_z については、頭部と胴体部でのピーク値はやや大きくなり、大腿部と下腿部はやや小さくなる。共振周波数は変化しない。

(6) k_1, c_1 は胴体部と大腿部の R_x に影響を及ぼす。 k_1, c_1 の値を標準諸元から 30% 増加すると胴体部の R_x のピーク値は 17% 程度、大腿部の R_x のピーク値は 16% 程度大きくなる。共振周波数は R_x および R_z いずれの場合も変化しない。 k_2, c_2 は胴体部と大腿部の R_x に影響を及ぼす。 k_2, c_2 が 30% 増加すると、胴体部と大腿部の R_x のピーク値はそれぞれ 8%, 7% 程度大きくなる。共振周波数は R_x および R_z いずれの場合についても変化しない。 k_3, c_3 を増加すると、頭部と下腿部の R_x のピーク値は大きくなる。胴体部と大腿部の R_x のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は上昇し、大腿部は下降する。ほかは変化しない。 R_z については、頭部、胴体部、大腿部および下腿部ともピーク値は小さくなる。共振周波数は各部とも上昇する。 k_4, c_4 は頭部、胴体部および大腿部の R_x および下腿部の R_z に大きい影響を及ぼす。 k_4, c_4 の値が標準諸元から 30% 増加すると頭部、胴体部および大腿部の R_x のピークはそれぞれ 28%, 9%, 8% 程度減少する。下腿部の R_z のピーク値は約 9% 増加する。共振周波数は頭部の R_x のみ下降する。ほかは変化しない。 R_z については各部とも上昇する。 k_5, c_5 は R_x および R_z いずれの場合においても影響が認められない。共振周波数

にも変化はない。

乗り心地に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響について定量的に検討された報告例は見受けられず、本研究で得られた成果は車両開発にあたり、有益な設計資料として提供できるものと思える。

今後の課題として、10 Hz 前後⁽⁴⁾⁽⁵⁾ に共振振動数が存在するエンジン振動特性が乗員挙動に及ぼす影響を検討することも必要である。人間の関節の力学的特性値は緊張時と弛緩時ではかなりの差が生じることが想定される。乗員は視覚情報などにより筋肉の緊張の度合いが異なると関節の回転特性は異なり、乗員挙動に大きく影響を与えることが予測される。また人体に振動刺激を呈示し続けているとその振動刺激に対する感度が低下する振動感覚順応現象⁽⁹⁾ が観測される。これらの視覚情報、振動感覚順応等に依存した関節特性をシステムにクローズドループとして考慮することも今後は必要となろう。本システム⁽⁴⁾⁽⁵⁾ を適用すれば種々の検討が可能でありこれらの問題解決のための有益なツールとして期待できる。

終わりに、本研究を実施するに際しお世話になった関係各位に感謝の意を表す。

文 献

- (1) Fairley, T. E. and Griffin, M. J., *J. Biomechanics*, 22-2 (1989), 81.
- (2) Varterasian, J. H., *SAE Paper*, No. 820309 (1982), 1.
- (3) 三島・加納, 学術講演会前刷集 891, (1989-5), 349, 自動車技術協会.
- (4) 西山, 車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発(第1報, 理論解析およびシステム検証), 機論, 59-568, C (1993), 3613.
- (5) Nishiyama, S., DEVELOPMENT OF A VEHICLE-OCCUPANT DYNAMIC INTERACTION SIMULATION SYSTEM, *Proc. ASIA-PACIFIC VIBRATION CONFERENCE'93*, 2 (1993), 825.
- (6) 西山, 車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発(第2報, 乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響), 機論, 59-568, C (1993), 3622.
- (7) 古庄, 自動車技術, 26-8 (1972), 960.
- (8) デュビイ, H.・ツッレット, H., 全身振動の生体反応, (1989), 32, 名大出版会.
- (9) 宮岡, 自動車技術, 45-12 (1991), 14.