

座位姿勢における全身振動ばく露の生体動力学応答 —背もたれ角度と振動スペクトル幅の影響—

柴田 延幸*1

長期間にわたる着座姿勢による全身振動ばく露は、腰痛、坐骨神経痛、椎間板ヘルニアなどの筋骨格系健康障害の潜在的発症要因のひとつとなり得ることが知られている。将来、我が国においても全身振動ばく露をともなう作業に従事する労働者の作業管理を日当たり全身振動ばく露量にもとづいて行う可能性を鑑み、全身振動ばく露の健康影響を評価する上で問題となる可能性のある着座時の背もたれ角度および振動スペクトルの周波数幅を変化させた時の生体動力学挙動を実験によって調べた。その結果、人体に吸収される振動パワーに基づいた評価では、背もたれ角度が10°以上30°未満の範囲が腰痛等防止の観点から望ましいことが示された。また、ばく露する振動スペクトルの周波数幅が広い場合、背もたれ角度を10°にすることによってより効果的に吸収される振動パワーを減少させる可能性があることが示された。このことから、全身振動ばく露の原因となる車両の振動スペクトルの周波数幅によって、背もたれ角度を変化させることによる振動による脊柱への動的負荷の軽減には差があることが示唆された。

キーワード:全身振動, 振動パワー, 動的質量, 着座姿勢, 背もたれ角度, 周波数成分

1 はじめに

長期間にわたる全身振動ばく露は、腰痛、坐骨神経痛、椎間板ヘルニアなどの筋骨格系障害をはじめとして内臓下垂や消化器障害などの内臓機能障害の発症の潜在的要因の一つとして知られている¹⁾⁶⁾。とりわけ、重機、トラック、トラクター、建設機械、フォークリフト等の操縦者や農業用機械の操縦者、バスや鉄道の運転手などは、職業上日常的に全身振動にばく露している状態にあり、したがって全身振動の長期間ばく露による上述の健康障害発症リスクの上昇という危険にさらされている。過去の研究によれば、全身振動ばく露作業従事者は非ばく露作業よりも腰痛等脊柱関連障害の発症の危険性が二倍に高まると報告されている。

欧米ではBS6841⁷⁾やISO2631-1⁸⁾などの国内外規格に基づいて全身振動ばく露の健康影響を評価することにより、労働者の全身振動ばく露量を管理する措置がとられている。しかしながら、我が国においては、基発第547号「職場における腰痛予防対策の推進について」⁹⁾および基安安発第0731004号「機械の包括的な安全基準に関する指針の解説等について」¹⁰⁾の通達で座位姿勢における過度の全身振動ばく露の有害性および同振動ばく露低減のための対策とその推進について定性的な指導が述べられているにすぎず、全身振動ばく露をともなう作業に従事する労働者の作業・健康管理を全身振動ばく露量にもとづいて行うには至っていない。

将来的には我が国においても全身振動ばく露をともなう作業に従事する労働者の作業時間および健康状態を全身振動ばく露量にもとづいて管理する方向に向かっていく可能性が考えられる。しかし、ここで問題となるの

は、評価の拠りどころとなる全身振動ばく露の健康影響評価方法を定めた規格自身が抱える問題点である。特に全身振動ばく露時の姿勢、振動スペクトルの周波数幅、ばく露振動の多次元性は、日当たり振動ばく露量を予測するにあたり予測値の誤差を大きく左右する不確定要因であるにもかかわらず、現行の全身振動ばく露の健康影響に関する評価方法はこれらの影響を考慮していない。

本研究では、職業運転手等に一般的な着座姿勢における全身振動ばく露を想定し、その時の座席背もたれ角度および振動スペクトルの周波数幅が人体応答に及ぼす影響を調べることを目的として生体動力学応答実験を行った。一般に全身振動ばく露は三次元的であるが、実際の職業振動ばく露としての全身振動ばく露を考えた場合、鉛直方向の振動成分が直交する他の二方向（前後・左右方向）と比較して卓越していることが多い。今回はこの状態を模擬して鉛直方向による全身振動ばく露とした。

2 方法

1) 被験者

本実験に参加した被験者は12名の健康な成人男性でいずれも20代であった。被験者12人の平均年齢は22.5歳（標準偏差：2.1）、平均身長は175.2cm（標準偏差：4.0）、平均体重は65.1kg（標準偏差：6.5）であった。いずれの被験者もこれまでの職業生活および日常生活において高いレベル或いは長期間にわたる全身振動ばく露の経験はなかった。また、本実験は独立行政法人労働安全衛生総合研究所の倫理審査委員会の承認のもと、全被験者に対して実験に関する十分な説明およびそれに関する質疑応答を経た後、書面によるインフォームドコンセントを得た。

2) 実験方法

実験は、前後・左右・鉛直方向の振動およびこれらの方向を軸とする三自由度の回転振動を制御することが可能である加振装置(VP-476, IMV Corp.)を用いて行われ

*1 労働安全衛生総合研究所 人間工学・リスク管理研究グループ

連絡先：〒214-8585 神奈川県川崎市多摩区長尾6-21-1

労働安全衛生総合研究所 人間工学・リスク管理研究 G 柴田延幸

E-mail: shibata@h.jniosh.go.jp

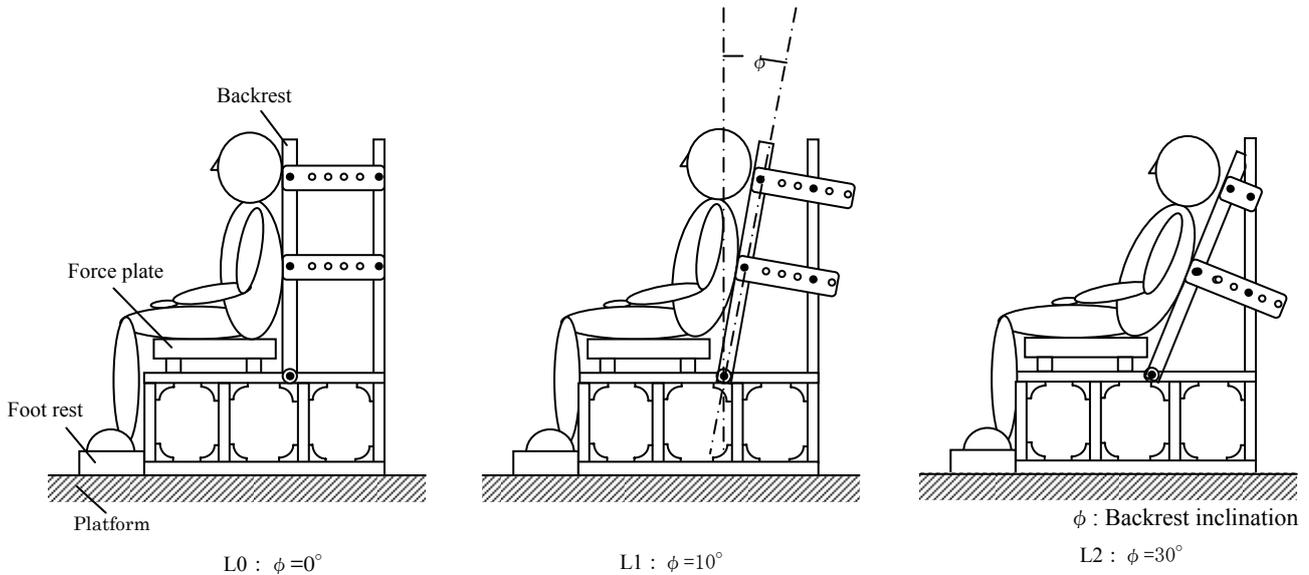


図1 着座姿勢と座席背もたれ角度の設定

た. 加振可能な周波数範囲は, 前後・左右・鉛直方向ともに 0.13Hz~150Hz, 加振可能な重量はプラットフォームの重量を除いて 200kg である. 加振機に支持されたプラットフォームの重量は 250kg, サイズは幅 1,500 mm×奥行 1,000mm であり, この上にアルミフレーム製実験用椅子(座面のサイズは幅 600mm×奥行 400mm)を固定した. 実験用椅子には幅 460mm の背もたれがあり, 本実験では背もたれの角度を 0° (鉛直) から 30° まで変化させた(図 1 参照). 座面にはフォースプレート(Type 9281C, Kistler Inc.)を設置して座面における動力的の測定を行った. また, 座面上に加速度センサ(Type 4506 B003, B&K Inc.)を設置して, 座面における加速度の測定を行った.

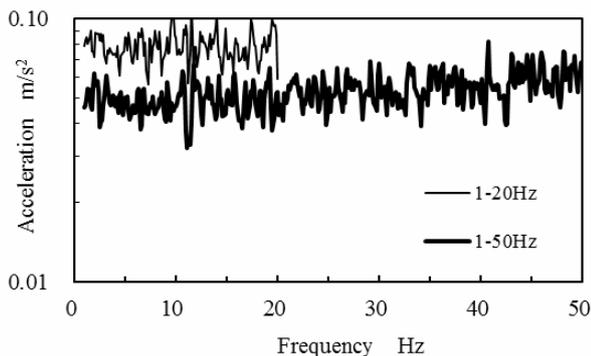


図2 加振信号の加速度スペクトル

本実験において直接的に測定される生体動力学応答に関するパラメータは, 座位姿勢の被験者および座面上に固定されたフォースプレートに関する動的质量の総和である. したがって, 被験者が座っていない状態における同一加振条件実行時のフォースプレートの動的质量を前述の動的质量の総和から差し引くことにより被験者各々

の動的质量を算出した. 尚, フォースプレートおよび加速度センサからの出力信号は Pulse データ収録システム (B&K 社製) を用いてデータ取得を行った.

本実験では加速度実効値が 0.8m/s² の疑似ランダム加振信号を二種類用意した. 両者は有効周波数帯域におけるパワースペクトル密度が一定であるが同帯域幅が異なり, 一つは 1Hz から 20Hz まで, 他方は 1Hz から 50Hz までとした(図 2 参照). 尚, 加速度実効値の選定根拠は, 以前の報告¹¹⁾によるとトラックの座席上で測定した加速度実効値が同程度の加速度であったことによる.

本実験では座席の背もたれ角度と振動スペクトルの周波数幅をパラメータとして, これらが鉛直方向に支配的な全身振動を座位姿勢でばく露した時の生体動力学応答に及ぼす影響を調べた. 表 1 に考慮した実験条件をまとめて示す.

表 1 実験条件の一覧

条件	振動スペクトル周波数幅 F_{BW}	背もたれ角度 ϕ
1	1-20 Hz	L0
2	1-20 Hz	L1
3	1-20 Hz	L2
4	1-50 Hz	L0
5	1-50 Hz	L1

L0: $\phi = 0^\circ$, L1: $\phi = 10^\circ$, L2: $\phi = 30^\circ$

3) 解析方法

動的质量 (以下, APMS) は周波数の関数として次式で定義される.

$$APMS(\omega) = \frac{F(\omega)}{A(\omega)} \quad (1)$$

式(1)において, $F(\omega)$ および $A(\omega)$ は動的力量および加速度をあらわし, 周波数領域では複素数であらわされる. 本実験では測定データをもとにこの $APMS(\omega)$ を算出する. 実際の職業性全身振動ばく露では振動は様々な周波数成

分を含むランダム振動となる。そのような振動環境では、 $APMS(\omega)$ は次式を用いて算出される。

$$APMS(\omega) = \frac{G_{fm}(\omega)}{G_{mm}(\omega)} \quad (2)$$

ただし、 $G_{fm}(\omega)$ および $G_{mm}(\omega)$ は、動的力と加速度の相互相関スペクトルと加速度の自己相関スペクトルをあらわす。

全身振動ばく露下における人体の動的挙動を記述するもう一つの重要な生体動力学応答パラメータである振動パワーの吸収 P は、座面を介して人体に印加される動的力 F および座面における振動速度 V から求めることができる。

$$P = F \cdot V \quad (3)$$

周波数領域では、振動パワーの吸収 P は動的力と振動速度の相互相関スペクトルを計算することにより求めることが可能であり、複素形式では次式のようにあらわされる。

$$P(j\omega) = C(\omega) - jQ(\omega) \quad (4)$$

ただし $j^2 = -1$ である。 $C(\omega)$ は人体によって吸収された振動パワーの実数成分であり、人体によって蓄えられたエネルギーを表す。これに対して、 $Q(\omega)$ は人体によって吸収された振動パワーの虚数成分であり、人体によって放出されたエネルギーを表す。人体は軟組織、硬組織、筋肉および骨格などから成り立っているため、外力の印加に対して粘弾性挙動を示し、その結果として振動エネルギーを消費する。このエネルギー散逸分が振動ばく露を主因として生じる筋骨格系障害と関係すると考えられ

ている。したがって、この考え方に基づけば、座位姿勢の人体が全身振動ばく露することによって健康障害を呈する要因となるのは人体に吸収される振動パワーであり、それは式(4)における実数成分 $C(\omega)$ としてあらわされる。

一般に、人体に振動が印加される位置における機械インピーダンス $Z(\omega)$ は次式により $APMS(\omega)$ と関連付けることができる(ただし、 $V(\omega)$ は振動速度)。

$$Z(\omega) = \frac{F(\omega)}{V(\omega)} = j\omega \cdot APMS(\omega) \quad (5)$$

この関係を式(3)(4)に用いることにより人体に吸収される振動パワー $P_T(\omega)$ は次式に示されるように $APMS(\omega)$ を求めることによって評価することが可能になる。

$$P_T(\omega) = \text{Re}[Z(\omega)] |V(\omega)|^2 \\ = \text{Re}[j\omega \cdot APMS(\omega)] \cdot \left| \frac{A(\omega)}{\omega} \right|^2 \quad (6)$$

したがって、ある角速度の範囲 $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$ における吸収された振動パワーの総和 P_T は次式により求めることができる。

$$\bar{P}_T = \int_{\omega_1}^{\omega_2} P_T(\omega) d\omega \quad (7)$$

本実験系において人体を全身振動ばく露に対する応答システムとして見た場合、座面における加速度が入力信号座面と臀部の境界面に働く動的力が応答信号に対応する。両者の線形性を検証するための量であるコヒーレンスは次式を用いて算出した。

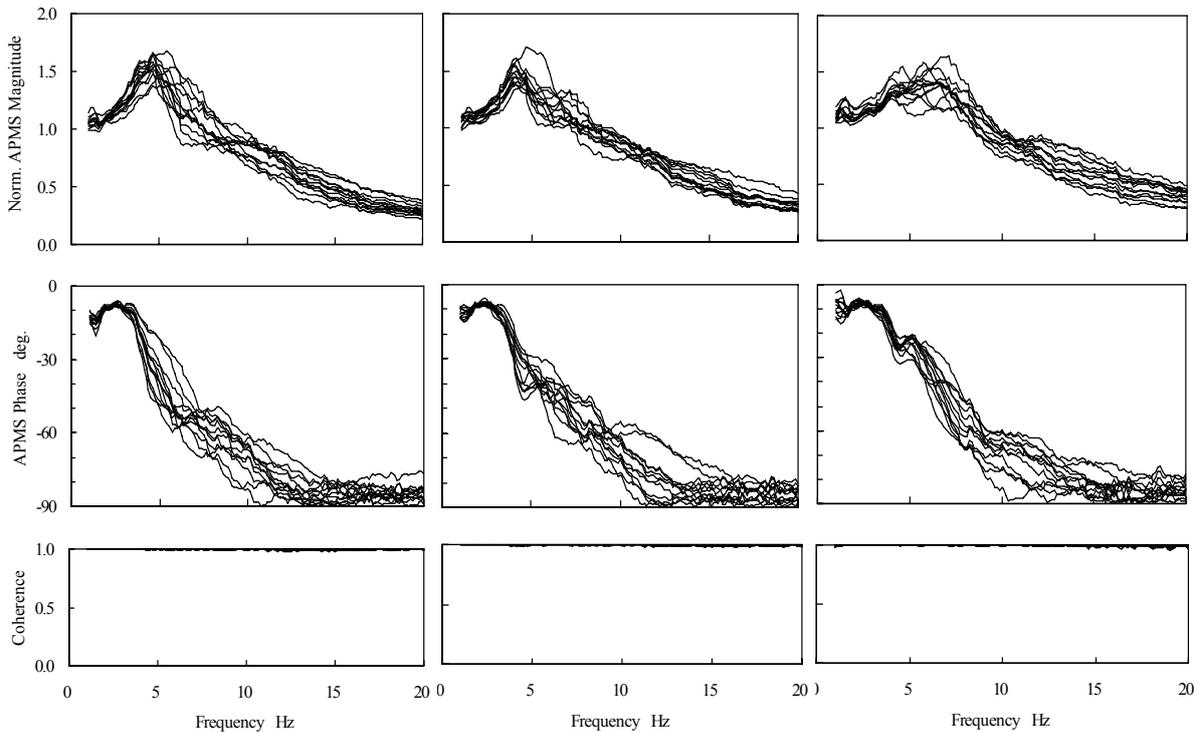


図3 正規化された APMS の大きさ、位相および座席面における振動加速度—動的力間のコヒーレンスに関する被験者間比較: $F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合 (左: L0, 中: L1, 右: L2)

$$[\text{coherenc}(\omega)]^2 = \frac{|G_{jm}(\omega)|^2}{G_{mm}(\omega) \times G_{ff}(\omega)} \quad (8)$$

ただし、 $G_H(\omega)$ は動力的自己相関スペクトルである。

4) データの正規化

動的質量(APMS)は支持重量の関数であるため、異なる体重の被験者から得られた APMS のデータを直接比較するためにはデータの正規化が必要である。このため、本研究では APMS の値を支持重量で除することにより正規化された APMS の値を得た。

また APMS と同様に VPA も支持重量の関数である。さらに振動パワー(VPA)は振動スペクトルの影響も敏感に受けるため、VPA の値は支持重量による正規化のほかに振動加速度のパワースペクトル値で除することによる正規化も行った。

3 実験結果

1) 背もたれ角度の影響

$F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合の支持重量で正規化された各被験者の APMS の大きさおよび位相を椅子の背もたれ角度ごとにまとめて示す(図3参照)。背もたれ角度条件 L0(0°に相当)の時、正規化された APMS は、被験者に関係なく 5Hz 付近に第一のピークが見受けられた。背もたれ角度を増加させて条件 L1 (10°に相当)となった時、何人かの被験者に 7.5Hz 付近に第二ピーク出現の兆しが見

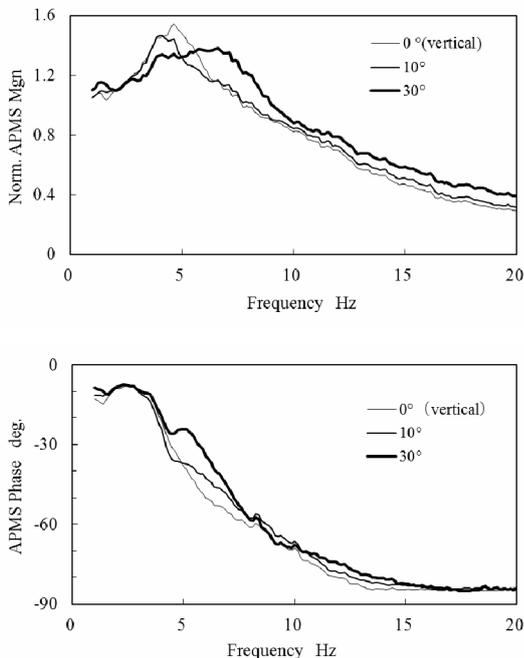


図4 正規化された APMS の大きさおよび位相の背もたれ角度条件ごとの被験者間平均値($F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合)

受けられた。さらに背もたれ角度を増加させて条件 L2 になった時、すべての被験者において 7.5Hz 付近の第二ピークが顕著に認められた。一方、背もたれ角度が増加

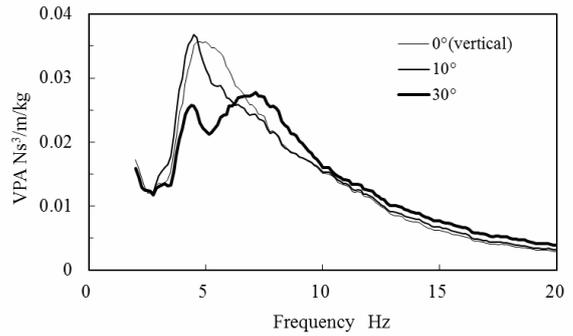


図5 二重正規化された VPA 値の背もたれ角度条件ごとの被験者間平均値($F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合)

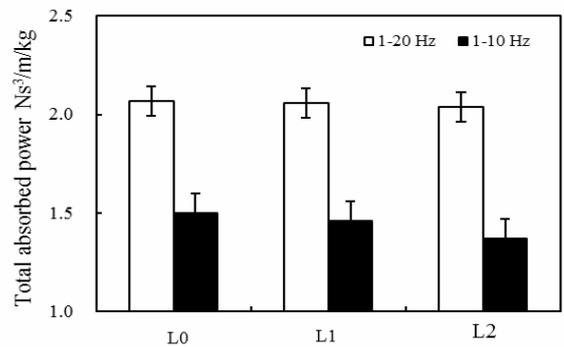


図6 周波数帯ごとに人体に吸収された全振動パワーの比較 ($F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合)

ることによって第一ピークの値は減少し、その表れ方は顕著ではなくなった。座面における加速度と動力的間のコヒーレンスは、全周波数範囲において被験者や背もたれ角度に関係なくほとんど 1.0 に近い値を示し、両者間における良好な線形性が認められた。

$F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合、3つの背もたれ角度の条件について、被験者間平均をとった正規化された APMS の大きさと位相を図4にまとめて示す。3Hz から 5Hz の周波数帯域では、APMS の大きさは背もたれ角度条件 L2 の時が最も低い値を示した。5Hz 以上の周波数帯域では、背もたれ角度の増加に応じて APMS の大きさは増加を示した。背もたれ角度条件 L0 および L1 の時に 4.5Hz ~ 5Hz 付近に見受けられたピークに代わって、背もたれ角度が増加して条件 L2 になった時、4Hz から 7.5Hz にかけて他の周波数帯域よりも APMS の大きさが高い値を示した。

$F_{BW}=20\text{Hz}$ の場合に支持重量と振動スペクトルの双方によって二重正規化された VPA の値を被験者ごとに求め、被験者全体で平均化することによって得られた値を図5に示す。周波数が 3Hz 以下では、平均 VPA 値は座席の背もたれ角度による違いは見受けられなかった。背もたれ角度条件 L0 の時に 5Hz 付近に見受けられた第一のピークは、背もたれ角度の増加により条件 L1 になっ

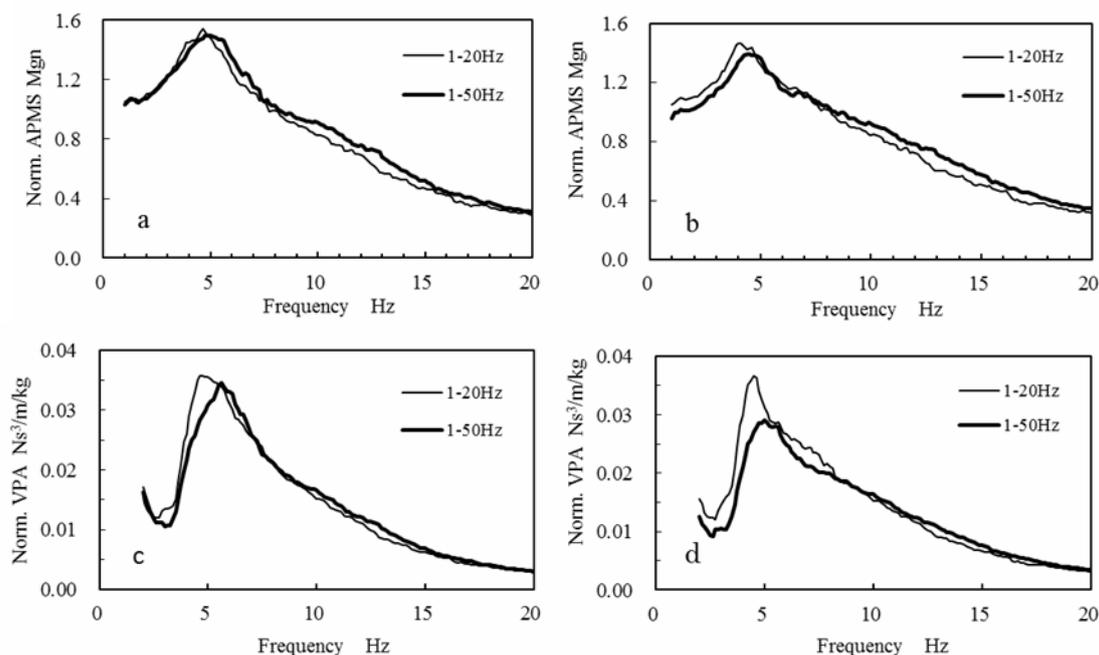


図 7 振動スペクトルの周波数幅の違いによる比較, a: L0 の時の APMS の大きさ, b: L1 の時の APMS の大きさ, c: L0 の時の VPA 値, d: L1 の時の VPA 値

た時, ピークの幅が狭くなりかつピーク値自体も若干増加した. さらに背もたれ角度が増加した条件 L2 の時,

図 7 に振動スペクトルの周波数幅を変化させた時の座席背もたれ角度条件 L0 および L1 における正規化された

表 2 振動スペクトル周波数幅 F_{BW} の違いによる全吸収振動パワー P_T の変化(注 1)

吸収された振動 パワーの和 P_T (Ns ³ /m/kg)	帯域 f (Hz)	$F_{BW} = 20$ Hz (注 2)		$F_{BW} = 50$ Hz	
		L0	L1	L0	L1
	$1 \leq f \leq 10$	1.49 (± 0.16)	1.46 (± 0.13)* ³	1.43 (± 0.11)* ¹	1.27 (± 0.09)* ^{1,3}
	$1 \leq f \leq 20$	2.06 (± 0.09)	2.05 (± 0.09)* ⁴	2.05 (± 0.04)* ²	1.93 (± 0.06)* ^{2,4}

(注 1) 平均値(±標準偏差)を示す

(注 2) $F_{BW}=20$ Hz の時の P_T の値は比較のため図 6 中 L0, L1 のデータの再掲

*1 間の検定: $p < 0.05$, *2 間の検定: $p < 0.01$, *3 間の検定: $p < 0.01$, *4: 間の検定 $p < 0.01$ (いずれも Wilcoxon 検定)

5Hz 付近に第一のピーク, 7.5Hz 付近に第二のピークが見受けられた. 10Hz 以上の周波数領域では, 平均 VPA 値は背もたれ角度に関係なく同様な変化を呈した.

$F_{BW}=20$ Hz の場合に特定の周波数範囲において人体に吸収された振動パワーの総和を 1-10Hz と 1-20Hz で比較した結果を図 6 に示す. 1-20Hz において吸収された振動パワーの総和は, 座席背もたれ角度の増加とともに若干減少傾向を示した. L2 の時の 1-20Hz において吸収された振動パワーの総和は L0 および L1 の時の同吸収振動パワーよりも有意に減少した ($p < 0.05$, Wilcoxon 検定). しかし, L0 から L1 にかけての全吸収振動パワーの変化では有意差は見受けられなかった. 一方, 1-10Hz において吸収された振動パワーの総和は, 背もたれ角度条件 L0 から L1 にかけて有意な減少ではなかったが, L1 から L2 にかけては有意に減少した ($p < 0.01$, Wilcoxon 検定).

2) 振動スペクトルの周波数幅の影響

APMS の大きさと二重正規化された VPA 値を示す. 背もたれ角度条件 L0, L1 とともに, 振動スペクトル 1-50Hz の時に見受けられた APMS の大きさにおける第一共振ピークの大きさは振動スペクトル 1-20Hz の時と比較して若干小さな値を示し, また第一共振ピークの現れる周波数の値は振動スペクトル 1-20Hz の時の方が振動スペクトル 1-50Hz の時よりも低周波数側にシフトしていることが確認された. VPA 値の比較では, 上述の共振ピークの周波数シフトおよびピーク値の変化がより顕著に見受けられた.

前述の式(7)にもとづいて人体に吸収された振動パワーを周波数帯域ごとに和をとり, 振動スペクトルの周波数幅の違いおよび背もたれ角度の違いによって比較した結果を表 2 に示す. 背もたれ角度条件 L0 の時, 吸収された振動パワーの和は帯域 f に関係なく振動スペクトルの周波数幅 F_{BW} の影響を受けなかった. しかし, 条件 L1 の時, 吸収された振動パワーの和は, いずれの帯域の

場合も $F_{BW} = 50\text{Hz}$ の時のほうが有意に低い値を示した。 $F_{BW} = 50\text{Hz}$ の場合、背もたれ角度を増加させて条件 L0 から L1 に変化した時、吸収された振動パワーの和はいずれの帯域においても有意に減少した。

4 考 察

本研究で得られた最も注目すべき知見は、背もたれ角度が 0° またはわずかな時に VPA 分布で 5Hz 付近に見受けられた第一ピークが減衰したことおよび座席背もたれ角度を 0° から 30° まで増加させた時、全吸収振動パワーが減少を示したことである。吸収パワーに基づいた解析によれば、第一共振ピークが含まれる $1\text{Hz} \sim 10\text{Hz}$ の周波数範囲において人体が吸収した振動エネルギーは $1\text{Hz} \sim 20\text{Hz}$ の周波数範囲における全吸収振動エネルギーの約 70% に相当する。このことから、人体は外力が加わることによって生じ得る人体自体の大きな構造変形に抵抗し、その結果として第一共振ピーク付近でより多くのエネルギーが散逸されることが示唆された。また、 $1\text{Hz} \sim 20\text{Hz}$ の周波数範囲における全吸収振動エネルギーに対する $1\text{Hz} \sim 10\text{Hz}$ の周波数範囲において人体が吸収した振動エネルギーの比は、座席背もたれ角度が 0° から 30° に増加した時 72% から 67% に減少した。このことから第一共振周波数付近で吸収される振動エネルギーは座席の背もたれ角度を増加させることにより有意に減少することがわかる。一般に機械構造物の類は共振周波数近傍で振動することにより共振を起こしやすくなり、その結果として構造部材の中でも最も力学的に弱い場所から降伏・破壊の様相を呈する。生体力学的観点から人体を考察する場合同様の考え方が十分に成り立つことから、この考え方に基づけば乗り物等で座席に座っている搭乗者は背もたれ角度を 10° 以上 30° 以下に設定することにより背もたれ角度が 10° 未満の場合よりも第一共振周波数付近の振動エネルギーの吸収を減少させ、その結果として脊柱への動的過負荷の減少ひいては脊柱周辺の筋骨格系に関連した健康・安全に対する危険度の低下をもたらす。

座席背もたれ角度を 30° まで増加させた時、VPA の第二共振ピークが約 7.5Hz 付近に見受けられた。本実験で確認されたこの第二共振周波数は、骨盤の動きに関連している可能性が高い。過去に行われた研究によれば、鉛直方向への全身振動ばく露に対する人体の生体力学的応答を二次元有限要素解析によって調べたところ、骨盤の回転モードおよびそれにとまう骨盤に付随した内臓の回転に関する二次モードが 7.5Hz から 8Hz 付近に認められた¹²⁾。座席の背もたれ角度が 10° から 30° 程度になった時、着座者の骨盤は一般に回転し、直立時よりも周囲筋肉が弛緩した姿勢でバランスをとる。一方、背もたれ角度が 10 度未満でほぼ直立状態に近い姿勢の時、骨盤はほぼ直立状態となる。このような解剖学的所見に基づけば、前述の周囲筋肉が弛緩した着座姿勢の時、鉛直方向の振動を着座部分からばく露することにより骨盤

の重心周りの回転モーメントが増加して骨盤の回転モードが誘起されることになる。

座席背もたれ角度の増加によって APMS の絶対値および VPA に見受けられた共振周波数の移動は、背もたれ角度の増加による着座者の姿勢変化に強く関係している。過去の研究によれば、共振点の周波数は被験者が背もたれ角度 0° 直立姿勢からリラックスした姿勢に変化することにより移動することが報告されている^{13,14)}。本実験のように座席背もたれ角度を 0° から 30° に増加させた時も同様に着座者が背もたれに背をゆだねることにより骨盤角度が増加、骨盤姿勢がリラックスした姿勢へと移行する。

着座姿勢による鉛直方向への全身振動ばく露は、脊柱を構成する個々の椎骨間に挟まっている椎間板に過度の負荷を与える要因となり得る。本研究で行った吸収振動エネルギーによる評価によれば、座席の背もたれ角度を 0° から 30° まで増加させることにより、とりわけ 10Hz 以下の周波数領域における振動エネルギーの減少が見受けられた。すなわち、振動ばく露に対する脊柱の動的応答において、背もたれ角度を 30° までの範囲で増加させることにより、脊柱の椎間板の内圧等の動的な負荷増分を低減可能であることが示された。一般に、着座姿勢自体が椎間板に働く静的圧力を増大させることが知られている。Andersson らの実験によれば、着座姿勢の第三腰椎の椎間板内圧およびいくつかの背部筋肉の活動電位を測定したところ、座席の背もたれ角度を増加させることにより椎間板内圧および背部筋肉の活動電位を低く抑えることが可能であった¹⁵⁾。さらに本実験により、座席背もたれ角度の増加による脊柱およびその周辺筋肉に加わる負荷の軽減は静的な力に対してのみならず振動ばく露のような動的な力に対しても有効であることを示したといえる。

振動スペクトルの周波数幅 F_{BW} が 50Hz の時、 20Hz の時と比較してより少ない背もたれ角度の増加で、吸収振動パワーの和に減少が見受けられた。これは、条件 L1 の時に顕著に見受けられた 10Hz 以下の帯域での VPA および APMS の減少に起因している。この現象は以下のように考えることができる。背もたれ角度が 0° 以上になると、背もたれを介して上半身に同接線方向および法線方向の振動成分が伝えられるが、上半身を構成する人体の各部には 20Hz 以上 50Hz 程度までの範囲内で共振を呈する部分が存在する。このように人体各部で共振したそれぞれの共振振動成分はさらに粘弾性挙動を示す人体の他の部分へ減衰しながら伝播していくため、伝播先ではこれらの影響は低周波数側に現れることになり、座席面における動的力も当然これらを反映した上での応答となる。Kitazaki & Griffin¹¹⁾の数値解析によれば、骨盤の回転運動が生じることにより座面および臀部・大腿部の接触面積の増大とともに骨盤直下の鉛直方向のスティフネスが減少する。これらが同時に起こることによって低周波数領域での APMS および VPA の減少が引き起こされる可能性が高い。

5 まとめ

本研究では、鉛直方向の振動が支配的な全身振動ばく露環境を想定して、座位姿勢の全身振動ばく露における背もたれ角度および振動スペクトル幅が人体に及ぼす影響を生体動力学応答に着目して調べた。その結果、以下のことが明らかになった。

- ・主要加速度成分が 20Hz 程度までの鉛直方向の振動が顕著な全身振動ばく露において、座席背もたれ角度を 10° から 30° までの範囲に設定することにより脊柱およびその周辺筋肉に加わる動的負荷を軽減することが可能である。

- ・20Hz 以上の加速度成分が無視できないような鉛直方向の振動が顕著な全身振動ばく露においては、背もたれ角度が 10° もしくはそれ以下でも脊柱およびその周辺筋肉に加わる動的負荷を軽減することが可能である。

参考文献

- 1) Bongers PM, Boshuizen HC, Hulshof CT, Koemeester AP. Long-term sickness absence due to back disorders in crane operators exposed to whole-body vibration. *Int. Arch. Occup. Environ. Health* 1988; 61(1-2): 59-64.
- 2) Bongers PM, Boshuizen HC, Hulshof CT, Koemeester AP. Back disorders in crane operators exposed to whole-body vibration. *Int. Arch. Occup. Environ. Health* 1988; 60 (2): 129-137.
- 3) Brendstrup T and Biering-Sorensen F. Effect of fork-lift truck driving on low-back trouble. *Scand. J. Work Environ. Health*. 1987; 13 (5): 445-452.
- 4) Boshuizen HC, Bongers PM, Hulshof CT. Self-reported back pain in fork-lift truck and freight-container tractor drivers exposed to whole-body vibration. *Spine*, 1992; 17 (1): 59-65.
- 5) Boshuizen HC, Hulshof CT, Bongers PM. Long-term sick leave and disability pensioning due to back disorders of tractor drivers exposed to whole-body vibration. *Int. Arch. Occup. Environ. Health*, 1990; 62 (2): 117-122.
- 6) Bovenzi M and Zadini A. Self-reported low back symptoms in urban bus drivers exposed to whole-body vibration. *Spine*, 1992; 17 (9): 1048-1059.
- 7) British Standards Institution. Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. BS 6841, 1987.
- 8) International Organization for Standardization. Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part1: General requirements. ISO2631-1, 1997.
- 9) 職場における腰痛予防対策の推進について, 労働省労働基準局長, 平成 6 年 9 月 6 日, 基発第 547 号.
- 10) 機械の包括的な安全基準に関する指針の解説等について, 厚生労働省労働基準局安全衛生部安全課長, 平成 19 年 7 月 31 日, 基安安発第 0731004 号.
- 11) Griffin MJ. The evaluation of vehicle vibration and seats. *Appl. Ergonomics* 1978; 9: 15-21.
- 12) Kitazaki S and Griffin MJ. A model analysis of whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body. *J. Sound Vib.* 1997; 200 (1): 83-103.
- 13) Coermann RR. The mechanical impedance of the human body in sitting and standing position at low frequencies. *Human factors* 1962; 4: 227-253.
- 14) Fairley TE and Griffin MJ. The apparent mass of the seated human body: Vertical vibration. *J. Biomech.* 1989; 22: 81-94.
- 15) Andersson BJ, Ortengren R, Nachemson AL, Elfstrom G, Broman H. The sitting posture: An electromyographic and discometric study. *Orthop. Clin.North Am.* 1975; 6(1): 105-120.