

全身振動曝露低減のための港湾フォークリフトの評価

辻村裕次, 埜田和史, 西山勝夫

滋賀医科大学予防医学講座

抄録：全身振動曝露低減のための港湾フォークリフトの評価：辻村裕次ほか。滋賀医科大学予防医学講座—全身振動曝露に起因すると考えられた腰痛が日本の港湾フォークリフト運転労働者に多発していたことをこれまでに報告した。全身振動曝露低減のために、実際に港湾で使われていた、1982年から2000年にわたる製造年式のフォークリフトに対して、欧州標準化委員会が産業車両における全身振動評価方法として定めた規格を応用した走行試験により、全身振動の測定と車両の評価を行い、座席の振動減衰能を主とする様々な全身振動に関する要因を検討した。その結果、(1) 座席は鉛直方向振動を減衰していない、(2) フォークリフトはその座席を含めて、全身振動減衰に関して改良されているとはいえない、(3) 座席サスペンションの運転者体重への調節機能不全の車両が修理されないまま作業に用いられており、また実際の作業中には調節が不可能な調節方式が採用されている、(4) 健康影響の大きい周波数域において、座席は鉛直方向振動を減衰していない、ことが明らかになった。フォークリフト運転者の全身振動曝露低減による腰痛予防のため、フォークリフト、特にその座席は早急に改善されるべきであると結論付けられる。

(産衛誌 2005; 47: 55-66)

キーワード：Forklift truck, Industrial truck, Low back pain, Whole-body vibration, Ergonomics, European Standard

I. 緒言

我々はこれまでに、いくつかの分野における運転労働者の健康問題解決に取り組んできた¹⁻³⁾。阪神地区港湾における海上コンテナトラクター運転手の腰痛問題の多発に対しては、運転者への曝露全身振動測定⁴⁾、腰痛検

診⁵⁾、運転作業環境の人間工学的評価⁶⁾を実施し、腰痛発症要因を明確にして対策を提言した。これらの研究は、その後の追跡調査により、車両の改善と腰痛の減少に重要な役割を果たしたことが認められた⁷⁾。このような経緯の中で、1994年には阪神地区港湾におけるフォークリフト運転手に、全身振動曝露によると考えられた腰痛が発生しており、全身振動との関連および腰痛対策の検討が全日本港湾労働組合(全港湾労組)から要請された。フォークリフト運転手の腰痛に関しては、国内外とも従来から問題が指摘されていた⁸⁻¹⁴⁾が、日本では1970年代半ば以降、これに関する研究は報告されていなかった。そこで我々は、阪神地区の全港湾労組に所属するフォークリフト運転労働者の腰痛とそれに関連する人間工学的要因を調査した。その結果、腰痛有訴率は腰痛が大きな問題となっていた時の海上コンテナトラクター運転手と同程度に高率であったことや、全身振動との関連が明らかとなった¹⁵⁾。

フォークリフト運転手の腰痛は、床や座席から曝露される全身振動の他に、運転時の不良姿勢も発症危険因子であることが認められている^{13, 16)}。不良姿勢は、主として視界確保に関連して、前方に大きな荷物を積載した時の前屈・側屈や後進運転時の体幹捻転といった形で現れる。体幹捻転に関して我々は、座席の回転機能を有するフォークリフトに後方視認時の身体負担軽減効果があることを認め¹⁷⁾、同報告は人間工学的に一步進んだフォークリフトの商品化に寄与した¹⁸⁾。また腰痛は、座席や操作機器(ハンドル、レバー等)が運転者に対する人間工学的考慮に欠けていたことと密接に関係していることが、運転手のフォークリフトや作業環境に対する評価についての腰痛有無別の分析により、明らかになっている¹⁵⁾。一方、全身振動曝露については、それが腰痛発症の危険因子であることが多くの疫学研究やバイオメカニクスに基づいた研究により認められ¹⁹⁻²²⁾、海外においては、フォークリフトに対し最大積載(定格)荷重で類別しての全身振動測定調査^{14, 23)}や、フォークリフトの曝露全身振動レベルは幾種類もの車両の中で最も大きい部類に属すること¹⁶⁾が報告されている。しかし、使用されるフォークリフトがほとんど日本製であり、走

2004年8月9日受付；2004年11月26日受理
連絡先：辻村裕次 〒520-2192 大津市瀬田月輪町
滋賀医科大学予防医学講座
(e-mail : hirot@belle.shiga-med.ac.jp)

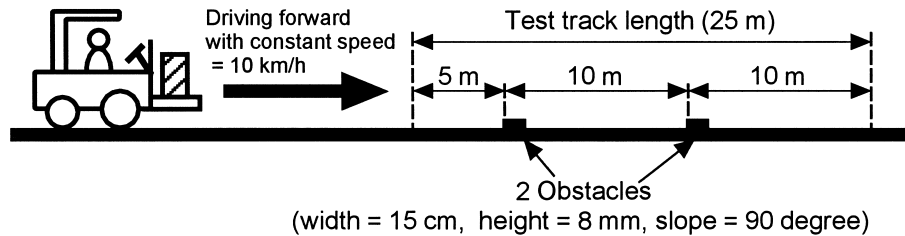


Fig. 1. Artificial test track for a forklift truck as defined category III by prEN 13059.

行面などの作業環境も異なる日本において、全身振動測定は報告されていなかった。そのため、我々が予備的にフォークリフトの全身振動を測定したところ、全身振動曝露量が運転者の健康へ悪影響を及ぼすような大きさと時間であったことや、フォークリフト作業のいくつかの場面において、鉛直だけでなく前後の方向にも顕著な全身振動曝露が存在したことを認めた¹⁵⁾。以上より、日本におけるフォークリフト運転手の腰痛予防のために、全身振動の測定とそれに基づく全身振動曝露低減の系統的な取り組みが必要であると考えられる。

他方、欧州では産業車両の全身振動低減のための研究が系統的に行われており、欧州標準化委員会は、産業車両の安全性評価法の1つとして、鉛直方向全身振動測定のための試験方法を定めた規格²⁴⁻²⁷⁾を策定した。これは、この規格の対象となっている産業車両を用いた欧州での作業中の全身振動測定データを基にして、車種別に試験走行路等の条件を規定することにより、試験値が実作業時振動値の代表性を満たすようにも検討されていたもの²⁸⁾である。

本研究では、わが国におけるフォークリフト運転手の全身振動曝露の低減策を検討するために、prEN 13059²⁶⁾を応用した試験方法により、全身振動を測定し、車両の特徴との関連、特に新しい車両と古い車両の間の全身振動および座席の振動伝達特性を比較し、フォークリフトの改善が進んでいるかどうかを検討した。

II. 対象と方法

1. 試験車両

阪神地区港湾で全港湾労組所属の運転手が実際に使用しているフォークリフト250台を対象とした。機種については、以前の調査¹⁵⁾で、最多の定格荷重であった2.5 tonまたは3.0 ton、製造会社別車両台数で上位4社であったTCM、トヨタ、小松、三菱の車両とし、原動機型式については、ディーゼルエンジンだけでなく2.5 ton車においては電気モーター式も対象とした。これらの車両はprEN 13059²⁶⁾ではCategory IIIに属すると想定された。標本については、試験可能な日に事業場の協力の得られる限りできるだけ多数を抽出することとした。

全身振動が経年的に低減しているかどうかを確認する

ために、2.5 ton車においては、1994年以前製造のものを「旧群」、1997年以降に製造されたものを「新群」と定義し分類した。各製造会社別、原動機型式別に新旧群ごとの標本サイズが、少なくとも3台になるように計画した。

2. 試験方法

1) 試験走行路

試験走行路はprEN 13059²⁶⁾に従って設けた。すなわち、対象車両が所属する事業場あるいはその近隣地域で、アスファルトまたはコンクリート材質のできるだけ平坦な面をもち、かつ25 mの振動値算出区間の前後に加速や減速のための十分な長さをもつ場所を確保した。そこに、幅15 cm、高さ8 mm、フォークリフトの全幅より十分長い2枚の鉄板を所定の位置に固定した試験走行路を設けた(図1参照)。

2) 積み荷

積み荷の重量はprEN 13059²⁶⁾に従って定めた。すなわち、定格荷重の50%~60%の重量の積み荷を用意した。

3) 振動検出器の設置

振動検出器の設置はprEN 13059²⁶⁾に従って行った。すなわち、座席用全身振動検出器については、座面上の、検出器中心が運転者の左右坐骨結節間のほぼ中央にあたるような位置に、テープを用いて固定した。座席取り付け基部振動検出器については、座席取り付け基部上の、座席中央から車両左右方向に離れたできるだけ中央に近い位置に固着した。

4) 測定装置

本測定調査には、検知部、信号処理部、記録部から構成される測定装置を用いた。座面振動加速度については直交3方向座席用振動検出器(Brüel & Kjær, Type 4322)を用いて、座席取り付け基部振動加速度については直交3方向圧電型振動検出器(Brüel & Kjær, Type 4326 A)を用いて、検出した。検出された信号は、8チャンネルチャージアンプ(Brüel & Kjær, Type 5974)により、増幅、電圧への変換、濾波(0.3~1000 Hz)された後、記録計(TEAC社製, DR-C2)により、標本化周波数1000 Hz、分解能16 bitにてA/D変換され、

PCカードに記録された。

記録計の電気接点を「入」にした時刻を記録できる機能を用い、車両が試験走行路の振動値算出区間の開始線と終了線を通過する時点でその電気接点を「入」にすることにより、車両の通過時刻を記録した。

5) 運転者

運転者は prEN 13059²⁶⁾ に従って選んだ。すなわち、体重が50から55kgと90から98kgの範囲にある2人の運転者を選び、装身具を含めた体重がそれぞれ55kgと98kgになるように錘を装着させた。なお、座席単体の振動伝達率が明らかな場合には、体重が75kgの運転者1人のみを選ぶこととした。

また、座席サスペンション調節機能のある座席については、体重に合わせる調節を試み、運転者にはペダル等を無理なく操作できるように座席位置を調節させた。

6) 試験走行

試験走行は prEN 13059²⁶⁾ に従って上記の条件を満たした運転者に行わせた。すなわち、車両暖機と運転者を試験に慣れさせるため、試験の前に、用意された積み荷を積載し、10分以上走行させ、測定装置を起動後、試験走行（以下、走行）を開始した。運転者は助走路でフォークリフトを所定速度（10km/h ± 10%）まで加速させ、その速度を維持させて振動値算出区間を走行させた。フォークリフトには速度計が装備されていなかったため、計時係が振動値算出区間の走行時間を計測し、所定の速度で走行した場合の時間範囲（8.2～10.0秒）であるかどうかを走行ごとに確認し運転者にも知らせた。それぞれの運転者に所定速度範囲内の走行を連続8回以上繰り返させた。

3. 解析

測定・記録した座面振動加速度データについて走行ごとに、走行速度が所定内であることを確認した上で、(1) 振動値算出区間内のデータを使い、1/3オクターブ帯域ごとの実効値を0.1秒ごとに求め、(2) 実効値を1/3オクターブ帯域ごとに重み付けし、(3) 0.5Hzから80Hzまでの帯域について2乗加算して平方根を取り、0.1秒ごとの周波数加重実効値を求め、(4) 振動値算出区間の時間内でパワー平均して、同走行における周波数加重振動加速度実効値（以下、加重振動実効値）とした。周波数加重は、ISO 2631-1:1997²⁹⁾ で推奨される振動感覚補正曲線 W_k （鉛直（z）方向）と W_d （前後（x）方向および左右（y）方向）を使用した。

prEN 13059²⁶⁾ は、連続5回から8回の走行時の座面の鉛直方向の周波数加重振動加速度実効値 $a_{wz,j,Pan}$ （ j ：走行通番）の変動係数が15%未満となることを試験妥当性の判断基準としている。そこで、各運転者における $a_{wz,j,Pan,l}$ （ l ：運転者）について、連続5回走行の

算術平均と変動係数を5回目の走行から順次求め、連続走行において初めて変動係数が15%未満となった場合における各運転者の各測定部の各方向の平均値 $a_{wi,k,l}$ （下式（1））を同走行における測定値とした。

$$a_{wi,k,l} = \frac{1}{5} \sum_{j=1}^5 a_{wi,j,k,l} \quad (i=x, y, z; j=1, 2, \dots, 5; k=Pan \text{ or Base; } l=Light \text{ or Heavy}) \quad (1)$$

試験妥当性の条件を満たすことのできなかった車両についてはできるだけ再走行試験を行った。

また、座面と座席取り付け基部の測定値を用いて、以下の式（2）により座席の個別振動伝達率 $\tau_{i,j,l}$ を算出した。

$$\tau_{i,j,l} = a_{wi,j,Pan,l} / a_{wi,j,Base,l} \quad (i=x, y, z; j=1, 2, \dots, 5; l=Light \text{ or Heavy}) \quad (2)$$

同一の車両についての体重の異なる2人の運転者の座面の測定値 $a_{wi,Pan,l}$ の算術平均値を当該車両の各方向の全身振動値 $a_{wi,Pan}$ （ $i=x, y, z$ ）とした。座席取り付け基部の測定値 $a_{wi,Base,l}$ の算術平均値を当該車両の座席取り付け基部振動値 $a_{wi,Base}$ （ $i=x, y, z$ ）とした。また、 $\tau_{i,j,l}$ の走行と運転者についての算術平均値 τ_i （ $i=x, y, z$ ）を当該車両の座席の振動伝達率とした。

統計的解析については、SPSS for Windows 10.0J の GLM 反復測定分散分析法（以下、反復分散分析）、一元配置分散分析法、二元配置分散分析法、t検定法、 χ^2 検定法、K-S検定法を用い、実施した。なお、以下で有意水準は断りのない限り0.05とした。

Ⅲ. 結 果

1. 試験車両の属性

2000年5月15日から2001年2月2日にかけて走行試験を行った。調査の協力が得られた車両は54台で、延べ測定車両は64台であった。連続8回以上、所定速度条件を満たした場合の延べ走行回数は1,100回以上であった。測定した車両のうち、試験妥当性の条件を満たしたものは47台（2.5ton車37台（製造年1982～2000）と3.0ton車10台（製造年1990～1999））であった。これらの車両の諸元と各方向の全身振動値、座席の振動伝達率を表1に示した。

タイヤについては、前後輪の平均外径が、2.5ton車で465～620mm、3.0ton車で585～640mmであった。prEN 13059²⁶⁾ では、通常定格荷重8.0ton以下のフォークリフトはCategory IIIまたはIVに含まれるが、試験車両は、その平均タイヤ径がCategory IIIとIVの境界値645mmより小さかったことより、想定通りすべてCategory IIIに含まれた。なお、装着されていたタイヤ

Table 1. Frequency-weighted root-mean-square acceleration ($a_{wi,Pan}$ and $a_{wi,Base}$; $i=x, y, z$), seat transmissibility (τ_i) based on CEN prEN 13059 and other specifications by forklift trucks tested (n=47)

No., man- ufacture motor ^s	Year manu- factured	$a_{wz,Pan}$ (m/s ²)	$a_{wz,Base}$ (m/s ²)	τ_z ^{&}	$a_{wx,Pan}$ (m/s ²)	$a_{wx,Base}$ (m/s ²)	τ_x ^{&}	$a_{wy,Pan}$ (m/s ²)	$a_{wy,Base}$ (m/s ²)	τ_y ^{&}	Tyre [†]	Seat adjust. [‡]
2.5-ton												
1, M, D	1982	1.50 **	1.27	1.19 L	0.31 ***	0.28	1.26 L	0.25 ***	0.29	1.13 H	P	
2, M, D [%]	1987	1.36	1.08	1.25 L	0.21 **	0.20	1.01	0.11 *	0.16	0.60 L	P	
3, T, D [%]	1989	0.92 ***	1.17	0.78	0.29 ***	0.22	1.35 H	0.14	0.18	0.89	P	
4, M, D [%]	1989	1.41 ***	1.30	1.09 H	0.20 **	0.22	0.88 L	0.16 *	0.20	0.82	P	Not
5, C, D [%]	1990	0.88 **	0.76	1.15 H	0.34	0.25	1.38 L	0.17	0.21	1.26	P	
6, T, E [%]	1990	1.05 ***	1.22	0.86 L	0.51	0.37	1.38	0.29	0.33	0.95 H	FS	
7, T, E [%]	1990	0.94 *	0.85	1.08 L	0.28 ***	0.21	1.36 L	0.12 *	0.16	1.05	P	Not
8, K, D [%]	1990	1.27 *	1.08	1.17 H	0.35	0.21	1.65 L	0.27 *	0.32	1.29	P	
9, C, D [%]	1991	1.09	1.15	0.95 L	0.29 **	0.37	0.94	0.19 **	0.23	0.94	P	
10, T, E [%]	1991	1.46 **	1.34	1.09 H	0.29 *	0.25	1.13 H	0.17	0.21	1.19	P	Not
11, K, D [%]	1991	1.19 ***	0.83	1.43 L	0.30	0.20	1.49	0.11	0.15	0.90 H	P	
12, K, D [%]	1991	1.37	0.88	1.55	0.27	0.21	1.34 H	0.12	0.16	0.92	P	Not
13, C, D [%]	1992	1.27 **	1.65	0.78	0.35 ***	0.26	1.37 L	0.22 *	0.26	0.77	P	
14, T, E	1993	1.74 **	1.46	1.20 L	0.41 **	0.23	1.82 L	0.25	0.29	1.29 H	P	
15, T, D [%]	1993	0.97	1.07	0.90 L	0.33	0.23	1.41	0.25	0.29	1.12 H	P	
16, T, D [%]	1994	1.07 *	1.01	1.06 L	0.27	0.25	1.08 L	0.18	0.22	1.08	P	
17, T, D	1994	0.95 ***	1.03	0.92 L	0.30 **	0.16	1.91 L	0.19	0.23	1.06	P	
18, M, D [%]	1994	1.16	1.12	1.04 H	0.28	0.23	1.23	0.13	0.17	0.86	P	Not
19, K, D	1995	1.15 ***	0.91	1.26 L	0.28 **	0.22	1.32 L	0.26 *	0.30	1.15	P	
20, T, E	1996	1.05 ***	1.47	0.72 L	0.37 *	0.31	1.20 L	0.22	0.26	1.07 H	AS	
21, M, D	1996	1.14 ***	1.27	0.91 H	0.21 *	0.18	1.22 L	0.16	0.20	1.09	P	
22, T, D [#]	1997	1.03	1.02	1.00 L	0.28 ***	0.24	1.21 H	0.18	0.22	1.17	P	
23, M, D [#]	1997	1.03	0.90	1.15 L	0.23 *	0.18	1.28 H	0.15 ***	0.19	0.88 L	P	Not
24, K, D	1997	1.12	0.88	1.29 H	0.28	0.14	1.85 L	0.12	0.16	1.20 H	P	
25, K, D [#]	1997	0.99	1.28	0.78 L	0.37	0.26	1.41 H	0.19	0.23	0.97 H	P	
26, K, D [#]	1997	0.88	1.21	0.72 L	0.27	0.22	1.24 L	0.17	0.21	0.96 H	P	
27, C, D [#]	1998	1.21	0.92	1.32 L	0.27 ***	0.23	1.18	0.18	0.22	1.26	P	
28, C, D [#]	1998	1.00 *	0.87	1.16 H	0.29	0.26	1.13 L	0.19 ***	0.23	1.75 H	P	
29, T, D [#]	1998	1.11	0.97	1.14	0.27 **	0.25	1.09	0.13	0.17	1.01 L	FS	
30, T, D [#]	1998	1.28	1.23	1.05	0.26	0.24	1.07	0.28 ***	0.32	1.18	P	
31, C, D [#]	1999	0.89 ***	0.62	1.45 H	0.25 ***	0.21	1.17 L	0.12 **	0.16	1.30 H	P	
32, T, E [#]	1999	1.44 **	1.84	0.78	0.31 *	0.29	1.08 L	0.17 **	0.21	1.15 L	AS	
33, M, D [#]	1999	1.01 ***	0.85	1.18 H	0.27	0.23	1.17	0.10	0.15	1.08	P	Not
34, K, D [#]	1999	1.25 **	1.11	1.13 H	0.33	0.19	1.73 H	0.12 **	0.16	0.87 H	P	
35, T, E [#]	2000	1.04 ***	1.85	0.57	0.38 ***	0.31	1.23 L	0.16	0.20	0.86	AS	
36, T, E [#]	2000	1.05 **	1.48	0.71	0.35 *	0.30	1.17	0.16	0.20	0.90 H	AS	
37, M, D [#]	2000	0.89	1.48	0.61 H	0.31 ***	0.25	1.23 L	0.17	0.21	0.98	AS	
3.0-ton												
38, C, D	1990	1.06	1.12	0.94	0.27 *	0.24	1.10 L	0.18	0.22	0.98 H	P	
39, K, D	1990	1.66 *	1.41	1.17 L	0.37	0.27	1.40 L	0.22	0.26	0.94	P	
40, M, D	1995	1.08 ***	1.03	1.06 H	0.25 ***	0.22	1.11 L	0.17	0.21	0.97	P	
41, K, D	1996	1.22 ***	2.06	0.59	0.46 *	0.34	1.38 H	0.24 **	0.28	1.14	AS	
42, C, D	1997	1.05	0.97	1.09	0.28	0.17	1.60 L	0.19	0.23	1.15	P	
43, K, D	1997	1.44 *	2.20	0.66	0.52 **	0.39	1.32 H	0.22 ***	0.26	1.00	AS	
44, C, D	1998	1.05 ***	1.14	0.93 L	0.27 *	0.17	1.59 L	0.22 **	0.26	1.09	P	
45, C, D	1999	0.95	1.02	0.94 L	0.27	0.21	1.28	0.15	0.19	0.94	P	
46, T, D	1999	0.91 ***	1.04	0.88	0.29 *	0.28	1.08	0.15	0.19	0.87	P	
47, T, D	1999	0.90 ***	0.91	0.98 L	0.32	0.24	1.32 L	0.15 ***	0.19	1.24 H	P	

[%], [#] Machines that are adopted to compare between Old ([%]) and New ([#]) group.

* $p < 0.05$, ** $p < 0.01$, *** $p < 0.001$: significant differences between heavy and light drivers by t-test

[&] Significant differences between heavy (H) and light (L) drivers ($p < 0.05$), Letter written shows the larger.

Blank means no significant difference.

^s D: diesel engine, E: electric motor

[†] P: all pneumatic tyres, FS: front solid and rear pneumatic tyres, AS: all solid tyres

[‡] Not: not adjustable

はすべてゴム材質で、構造は空気タイヤと固形タイヤの2種類であった。

電気モーター車については、抽出できたのはトヨタ製のみであったので、製造会社間での比較ができない標本となった。そこで、原動機型式もしくは製造会社の異なる車両を「型式」として分類することにし、新旧比較を行うことにした。

約20年前の車両（1982年式）と倉庫の2階の作業用で階下に移動できず、その2階で試験走行した車両の2台を除外し、型式ごとに新旧同じ標本サイズの抽出を行ったところ、各型式とも新旧3台ずつ抽出できた。その結果、新旧比較については合計30台の標本を構成できた。なお、新旧群中のそれぞれの型式に含まれる、2種類のタイヤを装着した車両台数の分布は同じではなかった。

座席の仕様は、すべて体重による調節機能がある、ばねやダンパーで構成されたサスペンション座席であった。また、座席の振動伝達率が呈示されているものはなかった。2.5 ton 車 37 台中の7台が座席サスペンションの調節機能不全あるいは専用工具紛失のため運転者の体重に合わせた調節ができなかった。表1に示すように、サスペンション調節が不可能な全座席において、少なくとも1つの方向について振動伝達率の運転者体重による有意差が認められた (t 検定)。新旧群における座席サスペンション調節が不可能な車両台数の分布は同じではなかった。

2. 試験車両別、運転者体重別の各方向の全身振動値、振動伝達率

各走行の座面の鉛直方向加重振動実効値について、試験車両別、運転者体重別に求めた変動係数の推移をみると、47台中1台の低体重運転者の場合に5回目の走行からの5回連続走行で初めて15%未満の条件を満たした以外は、最初の走行からの5回の連続走行で、15%未満の条件を満たした。なお、その測定データ系列においても、前後、左右の方向の加重振動実効値の変動係数は15%以上となる場合が散見された。

各方向の加重振動実効値および振動伝達率は、試験車両別では正規分布していると推測されたが、全体では正規分布であるとは推定できなかった (K-S 検定)。

型式、運転者体重別に測定・計算された5回の各方向の加重振動実効値および個別振動伝達率に関する反復分散分析の結果、試験車両間で有意差が認められた。そこで、試験車両別に、15%未満の条件を満たしていた座面の鉛直方向の加重振動実効値を運転者体重要因間で比較したところ、表1に示すように、47台中30台で有意差が認められた。運転者の体重に合わせた座席サスペンション調節の可否と運転者体重要因間の鉛直方向振動の

有意差の有無の間には、関連は認められなかった (χ^2 検定)。前後、左右の方向の加重振動実効値についても同様に運転者体重要因間の有意差が認められる車両がかなりあった。

$a_{wz, Pan}$ の平均値は 1.14 m/s^2 ($\sigma=0.21$)、 $a_{wx, Pan}$ の平均値は 0.31 m/s^2 ($\sigma=0.07$)、 $a_{wy, Pan}$ の平均値は 0.18 m/s^2 ($\sigma=0.05$) であり、鉛直方向の全身振動値が明らかに優勢であった。また、 τ_z の平均値は 1.01 ($\sigma=0.23$)、 τ_x の平均値は 1.30 ($\sigma=0.23$)、 τ_y の平均値は 1.05 ($\sigma=0.18$) であり、いずれも振動減衰していないことを示す値1を超えた。

3. 2.5 ton 車と 3.0 ton 車の比較

2.5 ton 車 37 台と 3.0 ton 車 10 台の各方向の加重振動実効値 $a_{wi, j, k, l}$ と個別振動伝達率 $\tau_{i, j, l}$ を比較するために、定格荷重、運転者体重を要因とし、反復因子を連続5回の走行として、反復分散分析を行った結果、両群間に有意な差は認められなかった。

4. 新旧車両、型式間の比較

2.5 ton 車の新旧15台ずつの群の各方向の加重振動実効値 $a_{wi, j, k, l}$ と個別振動伝達率 $\tau_{i, j, l}$ を比較するために、新旧、型式、運転者体重を要因とし、反復因子を連続5回の走行として、反復分散分析を行った。その結果を表2と3に示した。新旧で有意な差が認められたのは、個別振動伝達率のみで、新群の方が伝達率は大きかった。型式に関しては全方向で個別振動伝達率に有意差が認められ、座席面では前後方向のみに、座席取り付け基部では鉛直と前後の方向で有意差が認められた。

prEN 13059²⁶⁾ 計算手続きに従って得られた、全身振動値 $a_{wi, Pan}$ ($i=x, y, z$)、座席の振動伝達率 τ_i ($i=x, y, z$) を用いて新旧比較を行うために、これらの分布を検討したところ正規分布であることが推測された (K-S 検定) ので、新旧、型式を要因として、二元配置分散分析を行った。その結果、新旧間で有意差は認められなかった。表3に示すように、型式に関しては、鉛直方向の座席取り付け基部の加重振動実効値および座席の振動伝達率にのみ有意差が認められた。しかし、等質グループの検定では鉛直方向の座席の振動伝達率においてのみで2グループに分かれ、電気モーター車が他より大きな値であることが認められた (SNK 検定)。

5. 空気タイヤ車両と固形タイヤ車両の比較

2.5 ton 車 37 台について、固形タイヤ車両 ($n=7$) と全輪空気タイヤ車両 ($n=30$) 間で各方向の加重振動実効値 $a_{wi, j, k, l}$ と個別振動伝達率 $\tau_{i, j, l}$ を比較するために、タイヤ構造、運転者体重を要因とし、反復因子を連続5回の走行として、反復分散分析を行った。その結果、表

Table 2. Comparison of frequency-weighted root-mean-square acceleration ($a_{w,Pan}$ and $a_{w,Base}$) and seat transmissibility (τ) between “Old” (n=15) and “New” (n=15) forklift trucks with 2.5-ton load capacity by direction

		$a_{w,Pan}$		$a_{w,Base}$		τ	
		Mean	95%CI	Mean	95%CI	Mean	95%CI
Vertical	Old	1.16	1.08-1.23	1.15	1.07-1.24	1.08	1.01-1.15
	New	1.07	1.00-1.15	1.12	1.04-1.21	0.98	0.91-1.06
Back-to-chest	Old	0.30	0.28-0.33	0.25	0.23-0.26	1.27	1.20-1.34
	New	0.30	0.27-0.32	0.24	0.23-0.26	1.23	1.16-1.30
Right-to-left	Old	0.18	0.15-0.20	0.19	0.16-0.21	0.98	0.91-1.04
	New	0.16	0.14-0.19	0.16	0.13-0.18	1.09	1.02-1.16

* $p < 0.05$ and CI by GLM repeated model. Independent factors: Old/New, types and drivers' weight. There are no significances by 2-way ANOVA (independent factors: Old/New and types) to calculations by prEN 13059.
Old: manufactured before 1995, New: manufactured after 1996

Table 3. Comparison of frequency-weighted root-mean-square acceleration ($a_{w,Pan}$ and $a_{w,Base}$) and seat transmissibility (τ) of forklift trucks with 2.5-ton load capacity by direction and type (n=30)

	Type	$a_{w,Pan}$		$a_{w,Base}$		τ	
		Mean	95%CI	Mean	95%CI	Mean	95%CI
Vertical	A	1.06	0.94-1.18	0.99	0.86-1.13	1.13	1.02-1.25
	B	1.14	1.02-1.26	1.12	0.99-1.26	1.05	0.94-1.17
	C	1.16	1.04-1.28	1.06	0.93-1.20	1.13	1.02-1.25
	D	1.06	0.94-1.18	1.08	0.94-1.22	0.99	0.88-1.10
	E	1.16	1.05-1.28	1.43	1.30-1.57	0.85	0.73-0.96
Back-to-chest	A	0.30	0.26-0.34	0.26	0.24-0.29	1.19	1.08-1.30
	B	0.25	0.21-0.29	0.22	0.19-0.25	1.13	1.02-1.24
	C	0.32	0.28-0.35	0.22	0.19-0.24	1.47	1.36-1.58
	D	0.29	0.25-0.32	0.24	0.21-0.27	1.20	1.09-1.31
	E	0.35	0.32-0.39	0.29	0.26-0.31	1.23	1.12-1.34
Right-to-left	A	0.18	0.14-0.21	0.17	0.14-0.21	1.21	1.11-1.32
	B	0.14	0.10-0.17	0.16	0.13-0.20	0.87	0.76-0.98
	C	0.16	0.13-0.20	0.16	0.13-0.20	0.98	0.88-1.09
	D	0.19	0.16-0.23	0.18	0.14-0.21	1.08	0.97-1.18
	E	0.18	0.14-0.21	0.18	0.14-0.21	1.02	0.91-1.13

* $p < 0.05$, ** $p < 0.01$, *** $p < 0.001$ and CI by GLM repeated model. Independent factors: Old/New, types and drivers' weight.
+ $p < 0.05$ by 2-way ANOVA (independent factors: Old/New and types) according to calculations by prEN 13059
Old: manufactured before 1995, New: manufactured after 1996

4に示すように、座席取り付け基部の鉛直および前後方向の加重振動実効値に関しては有意差が認められ、固形タイヤ車両の方が大きかった。しかし、鉛直方向については個別振動伝達率に有意差が認められ、空気タイヤ車両の方が大きく、座席面の加重振動実効値は固形タイヤ車両の値の方が小さかった。

本調査では固形タイヤ車両が新群に多かったので、振動値の新旧比較を再検証した。2.5 ton 車 37 台の中から、型式とタイヤの構造の組み合わせについて、新旧群間で

のタイヤ構造、製造会社分布が同一となるように抽出した新旧車両の標本（それぞれ 11 台ずつ計 22 台）について、新旧、タイヤ構造、運転者体重を要因とし、反復因子を連続 5 回の走行として、反復分散分析を行った。その結果、表 5 に示すように、左右方向のみに有意差が認められ、座席取り付け基部の加重振動実効値では旧群が、個別振動伝達率では新群が大きな値であった。全身振動値 $a_{wi,Pan}$ ($i=x, y, z$)、座席の振動伝達率 τ_i ($i=x, y, z$) についての新旧を要因とする分散分析の結果では有意差

Table 4. Comparison of frequency-weighted root-mean-square acceleration ($a_{w,Pan}$ and $a_{w,Base}$) and seat transmissibility (τ) of forklift trucks with 2.5-ton load capacity by direction and tyre type (n=37)

	Tyre type	$a_{w,Pan}$		$a_{w,Base}$		τ	
		Mean	95%CI	Mean	95%CI	Mean	95%CI
Vertical	Pneumatic	1.15	1.09-1.21	1.07	1.01-1.13	1.10	1.04-1.16
	Solid	1.09	0.97-1.22	1.47	1.34-1.61	0.77	0.65-0.89
Back-to-chest	Pneumatic	0.29	0.27-0.31	0.23	0.21-0.24	1.32	1.24-1.40
	Solid	0.36	0.32-0.39	0.29	0.27-0.32	1.20	1.04-1.36
Right-to-left	Pneumatic	0.18	0.16-0.19	0.17	0.16-0.18	1.07	1.01-1.13
	Solid	0.19	0.16-0.22	0.19	0.16-0.22	0.99	0.87-1.11

* $p < 0.05$, ** $p < 0.01$, *** $p < 0.001$ and CI by GLM repeated model. Independent factors: tyre types and drivers' weight.

Table 5. Comparison of frequency-weighted root-mean-square acceleration ($a_{w,Pan}$ and $a_{w,Base}$) and seat transmissibility (τ) between "Old" (n=15) and "New" (n=15) forklift trucks with 2.5-ton load capacity (each group consists of the same number of trucks with solid tyres)

		$a_{w,Pan}$		$a_{w,Base}$		τ	
		Mean	95%CI	Mean	95%CI	Mean	95%CI
Right-to-left	Old	0.17	0.15-0.19	0.19	0.16-0.21	0.96	0.85-1.06
	New	0.16	0.14-0.19	0.15	0.12-0.17	1.15	1.04-1.25

* $p < 0.05$ and CI by GLM repeated model. Independent factors: Old/New, tyre types and drivers' weight. Old: manufactured before 1995, New: manufactured after 1996

は認められなかった。

6. 座席サスペンション調節機能不全の影響

2.5 ton車 37台について、座席サスペンション調節の機能不全群と可能群間の、各方向の加重振動実効値 $a_{wi,j,k,l}$ と個別振動伝達率 $\tau_{i,j,l}$ を比較するために、座席サスペンション調節の可否、運転者体重を要因とし、反復因子を連続5回の走行とする反復分散分析を行ったところ、有意差は認められなかった。

7. 周波数特性

全体の3方向振動の周波数分析結果を図2に示した。振動については、鉛直方向では、4Hzに最大値が認められた。前後方向では、座席面では4Hzと50Hzに、座席取り付け基部については8Hzと50Hzに極大値が認められたが、周波数加重をすると低周波数側の極大値が最大となった。左右方向では、50Hzに最大値が認められた。

振動のスペクトルパターンについて、運転者体重間差を1/3オクターブ帯域および運転者体重を要因とし、反復因子を連続5回の走行とする反復分散分析で検討したところ、有意差は認められなかった。そこで、運転者体重要因を無視して、振動のスペクトルパターンについて、定格荷重、タイヤ構造、座席サスペンション調節の可否

のそれぞれを要因とし、反復因子を連続5回の走行とする反復分散分析を行い、各要因と周波数要因の交互作用の有意性を検討した。その結果、表6に示すように、座席サスペンション調節の可否については座席面鉛直方向以外では有意でなかった。座席面の鉛直および前後方向についてはどの要因でも交互作用が有意であった。

座面と座席取り付け基部の振動のコヒーレンスは各方向とも1.0であったので、振動伝達率を1/3オクターブ帯域別に求め、その結果を図2に示した。振動伝達率については、鉛直方向では、3.2Hzに最大値(1.5)が認められ、2Hzと2.5~4Hzでは1以上であった。前後、左右方向でも3.2Hzに最大値(2.0および1.3)が認められ、全帯域で1前後の値であった。

振動伝達率のスペクトルパターンの差異を検討するために、振動のスペクトルパターンに対すると同様の反復分散分析を行い各要因と周波数要因の交互作用の有意性を検討した。その結果、表6に示すように、座席サスペンション調節の可否については有意ではなかった。また、タイヤ構造の組み合わせを調整した新旧比較では水平方向については有意ではなかった。

さらに、同一車両において運転者体重によって振動値に有意差が認められた群について、振動および振動伝達率のスペクトルパターン差の有無を同様の反復分散分析により検討した。その結果、運転者体重要因と周波数要

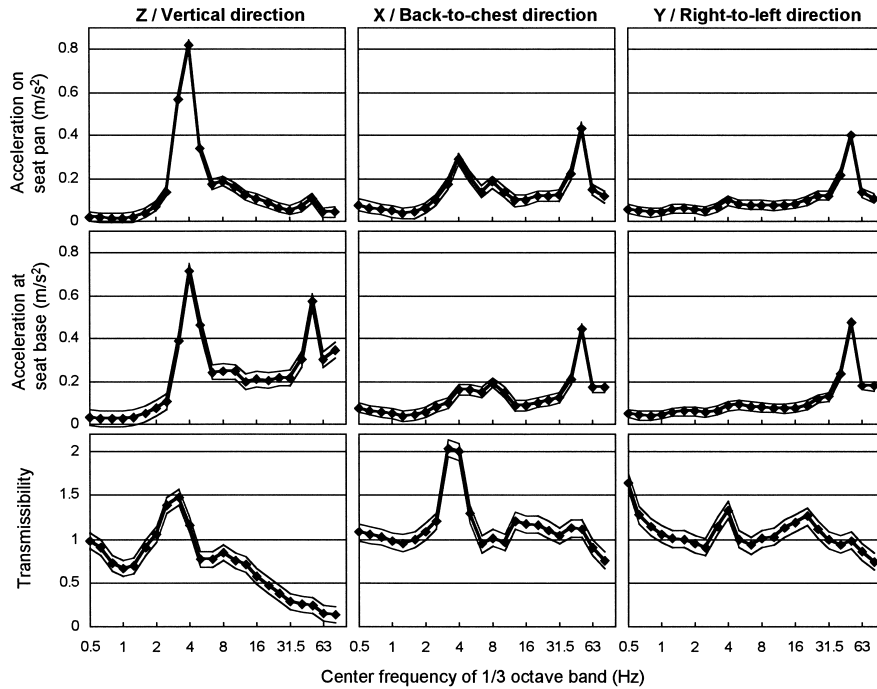


Fig. 2. Spectra of acceleration and seat transmissibility based on CEN prEN 13059 for z-axis/vertical direction (left side), x-axis/back-to-chest direction (middle) and y-axis/ right-to-left direction (right side) by forklift truck tested (n=47).
 ◆, Mean; —, 95% CI.

Table 6. Level of significant differences between spectral patterns of acceleration on the seat pan and at the seat base and seat transmissibility (τ) by axis and specification of the truck

	Z			X			Y		
	Pan	Base	τ	Pan	Base	τ	Pan	Base	τ
Load capacity (2.5-ton/3.0-ton)	0.000	0.000	0.003	0.000	ns	0.001	ns	ns	ns
Tyre (all pneumatic/all or front solid)	0.000	0.000	0.032	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Seat adjust ability (enable/disable)	0.001	ns	ns	ns	ns	ns	ns	ns	ns
Type	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Year manufactured (Old/New)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.025	0.004	0.000	0.014
Year manufactured (Old/New)*	0.041	ns	0.000	0.000	0.000	ns	ns	0.000	ns

ns: not significant

* Each group consists of the same number of trucks with solid tyres

因の交互作用が認められたのは、低体重運転者の鉛直方向振動値の方が大きい場合の座席面振動、高体重運転者の鉛直方向振動値が大きい場合の振動伝達率、および低体重運転者の前後方向振動値の方が大きい場合の振動伝達率について交互作用が有意であった。

IV. 考 察

1. 試験車両台数

これまでの世界各国の調査報告における測定車両台数についてみると、Donatiら²³⁾は、工場や港湾で使われていた、定格荷重2tonから5tonのフォークリフト25台を含む、産業用フォークリフト67台の実作業中の全

身振動測定を行い、全身振動曝露量や座席の振動伝達率の評価を行った。Bovenziら³⁰⁾は、全身振動曝露と不良姿勢が問題となる港湾運転労働者の健康調査において、7台のフォークリフトの全身振動を測定した。Paddonら³¹⁾は、フォークリフト11台を含む様々な車両100台の測定を行った。これらの文献に示された測定車両の数と比較して、今回我々の調査した車両台数は47台であり、少なすぎるとはいえないだろう。また、新旧比較に使用した30台という標本サイズは、それ以上の台数確保が困難な下で止むを得ないものであり、ランダム抽出であるとは言い難い面があるが、新しいフォークリフトの方が古いものに比べて全身振動が低減され

ているかどうかを判定することが可能な数と考えられる。

2. 全身振動値

prEN 13059²⁶⁾ は、フォークリフトを含む産業用トラックの全身振動測定のための試験方法を定めたものであり、この規格の対象となっていた産業車両を用いた、欧州での実作業中の全身振動測定データを基にして、①再現性の確保、②実作業時振動値の代表性、③振動値の車両間大小関係の作業時と試験時での一致性、④安価、を満たすように検討され、策定されたものである²⁸⁾。したがって、試験値から、代表性を満たすと想定される欧州の作業場でのフォークリフト作業に関する全身振動曝露が運転者へ与える影響を考察することができる。

ISO 2631-1²⁹⁾ で定義される *Health* を計算するために、直交3方向の中で優越な方向があるかを EN 1032²⁴⁾ に基づいて評価した。その結果、すべての車両について鉛直方向振動が優越であったことより、本試験方法による *Health* 値は $a_{wz,Pan}$ 値としてよい。運転者がこれらのフォークリフトを想定した作業場で運転した場合の曝露量を、*Health guidance caution zones*²⁹⁾ を用いて評価すると、1日8時間運転した場合については「*Health risks*」の領域に含まれ、1日4時間運転した場合でも、「*Health risks*」と「*Potential health risks*」の境界付近の値となる。つまり、代表性を満たすと想定される欧州の作業場では本調査対象のフォークリフトを1日数時間運転するだけで、運転者は健康に影響を及ぼすような全身振動曝露を受ける可能性があると考えられる。しかし、この推定は欧州での全身振動測定データを基にした試験方法により行ったことであるので、日本のフォークリフト作業について、このような推定が可能となるためには、上述の prEN 13059²⁶⁾ の策定過程と同様に、日本での実作業中の全身振動測定データの調査研究を行い、EN 13059²⁷⁾ の日本への適合性について検討することが必要である。

フォークリフトは、港湾などにある荷役会社だけではなく、様々な業種の産業現場において使用されており、産業社会において欠かすことのできない機械である。日本産業車両協会の販売統計資料によれば、日本国内の新車販売台数はここ数年、年間十数万台で推移している³²⁾。また港湾で使用される小型フォークリフトの耐用年数は、我々が聴取したところ5～7年程度であった。これらから、日本国内で数十万台のフォークリフトが稼働していると推定でき、同程度のフォークリフト運転手がその作業に従事していると考えられる。したがって、フォークリフト運転手の全身振動曝露は日本でも労働衛生上の重要問題の1つとして考えなければならないことが明らかとなった。

フォークリフトの全身振動がトラック、クレーン車、バスに比べ高い値を示す^{16, 30, 31)} 大きな理由は、フォークリフトには車輪と車体の間にサスペンションがないことと考えられる。最新のものでは低定格荷重でも、車体と車室の間に振動減衰器を装備したものもあるが、本調査対象車両でそのようなものはなかった。したがって、車両内外から発生し運転者に伝播する振動が、その途中で減衰されるのは主に座席とタイヤであり、フォークリフト運転手の全身振動曝露低減のために、それらについての詳細な検討が必要である。

3. 座席の振動伝達率

本調査で得られた平均振動伝達率から、本調査対象座席は鉛直方向の全身振動をほとんど減衰していないことが示された。Donatiら²³⁾ は、測定した産業用フォークリフトの中の定格荷重10ton以下のフォークリフト54台の1/3が、振動伝達率1を超えていたことを示した。Paddenら³³⁾ は、フォークリフト11台の実作業中の全身振動測定を行い、平均振動伝達率が0.87(0.46～1.17)であったことを示した。prEN 13059²⁶⁾ による試験走行より厳しい作業環境となる可能性のある実作業での欧州のフォークリフト座席の振動伝達率や、本調査対象の47台の中には振動伝達率が0.8未満の車両が11台(内0.7未満の車両が4台)あることから、技術的に全身振動の減衰が不可能ではないと考えられる。座席はフォークリフトの機械構造上から振動減衰器として重要であり、日本の製造会社には座席改善による全身振動低減に対する早急な取り組みが望まれる。

4. 新旧比較

prEN 13059²⁶⁾ は、実作業時振動値の代表性や振動値の車両間大小関係の作業時と試験時での一致性を考慮して策定されたものである。本調査結果より、1987年から2000年製造のフォークリフトとその座席は、鉛直方向全身振動の振動減衰能において、1980年前後の海上コンテナトラクターの場合⁴⁾ と同じく、製造年の新しいものでも改良されているとはいえないことが示された。海上コンテナトラクターの全身振動低減に関する調査研究の経験⁴⁻⁷⁾ から、全身振動の低減により、腰痛などの筋骨格器系の障害の予防が期待されるので、全身振動に着目した改善が望まれる。

5. 固形タイヤ

prEN 13059²⁶⁾ 策定の報告書²⁸⁾ には、固形タイヤ車両の $a_{wz,Base}$ は、試験路走行における測定結果から、空気タイヤ車両に対して、5～15%高いことが示されており、今回の測定結果も同じ傾向が確認された。

この試験では、段差を乗り越えて走行する場合、固形

タイヤの振動減衰能は、空気タイヤに比べて低いことが明らかになった。実際のフォークリフト作業では、パンクなどの問題から固形タイヤにせざるを得ない場合もあり、改めて振動減衰における座席の重要性が浮き彫りになった。今後の新たな調査に際しては、タイヤ構造も要因として考慮した比較検討ができる計画が必要といえる。

6. 体重による座席サスペンション特性の調節

prEN 13059²⁶⁾ の試験条件では、座席サスペンション特性を体重 55 または 98 kg の運転者に合わせて調節しなければならないことになっているが、7 台は調節機能不全のため、調節できないまま試験走行を行った。つまり体重による座席のサスペンション調節において、調節機能不全車両が修理もされないまま作業に使われており、また調節は現実的に不可能であることが明らかになった。

prEN 13059²⁶⁾ は座席サスペンション特性を調節した場合、上突き・底突きしないよう考慮されている。本研究では、体重に合わせた座席サスペンション調節の効果を検証するために、運転者体重間比較を行ったが、鉛直方向全身振動値については、47 台中 30 台において運転者体重により有意差が認められた。運転者体重により有意差が認められた 30 台のうち 4 台は調節不可の座席が取り付けられた車両であった。これらの有意差には上突き・底突きの有無が関係しているかもしれない。逆に、調節不全の座席が取り付けられた車両 7 台中 3 台で、運転者体重により有意差が認められなかったのは、サスペンション動作位置が偶然、上突き・底突きしない位置に留まり、非線形的要因の関与があまりなかったためとも考えられる。

対象港湾現場では、通常 1 台のフォークリフトに複数の運転手が乗務している。フォークリフト作業で作業中に運転者が替わる際の体重による座席サスペンション調節は、対象車両ではスパナなどの道具を使わなければならないが、かつ調節に時間がかかることから、運転手は調節せずに乗務していた。実作業中、フォークリフトは厳しい環境（荒れた走行面等）の中で操縦されることが想定され、上突き・底突きが起き人体に悪影響を与えるような全身振動や衝撃を人体に曝露する可能性はきわめて大きいと考えられる。そのため、調節機能不全の座席をそのまま使用することは運転者の安全衛生上から許されるべきではない。これらの点についても実態に即した座席の改善の必要性が明らかとなった。

フォークリフト座席には、幅広い体重に対しても良好な減衰特性をもち、そのため体重による調節が不要なもの、または自動調節機能を備えたものの開発が望まれる。Donati ら³⁴⁾ が紹介しているような、複数の運転者が 1

台のフォークリフトに乗務する場合にも現実的にサスペンション特性の調節が可能な簡便な方式が、すぐにでも採用されれば、座席サスペンション特性の不適合による過大な全身振動曝露の危険は解消できるであろう。

7. 周波数特性

椅座位人体の共振周波数は 4～5 Hz であり、そのため、その周波数域では座面から人体への振動伝達率が 1 を超えるとされている^{22, 35)}。本調査でも同様の結果が得られ、条件間でスペクトルに著差は認められなかった。ばね・ダンパー形式のサスペンション座席では共振周波数で良好な振動減衰を得ることは技術的に困難であるため、振動減衰には様々な工夫がなされている。共振周波数域の振動は人体への影響が大きいことから、フォークリフトの全身振動の低減を図るために、当該周波数域での振動減衰を重視した、車両や座席の改善が必要である。

8. 試験方法について

対象となった車両は速度計を有していなかったため、本調査では運転者の経験と勘で速度制御するしかなかった。所定速度（10 km/h ± 10%）での連続走行が 8 回に達しない段階で速度制御に失敗した場合、測定は最初からやり直さなければならず、実際の走行回数は 1,100 回をはるかに上回った。さらに持ち帰ったデータを解析して確認されたフォークリフトの走行速度がわずかに所定速度を満たしていない場合も散見されたので、再測定を行ったこともあった。同じ理由から連続走行回数については 5 回で解析せざるを得なくなった。また、本調査では連続走行時の鉛直方向の加重振動実効値の変動係数を実時間で確認できなかったために、連続走行回数を増やさざるを得なかった。このようなことがないように運転者が運転中に容易に速度を確認できる計器を容易に取り付けられる試験システムの開発が必要である。また、速度表示と変動係数確認方法についても改善すれば、試験効率もさらに向上すると考えられる。

prEN 13059²⁶⁾ は試験走行面の平坦度について、試験走行時の鉛直方向の座席取り付け基部加重振動実効値が 0.5 m/s^2 以上の場合、所定速度で、同じ走行路で試験用障害物がない場合の走行時の鉛直方向座席取り付け基部加重振動実効値が、試験走行路走行時の場合の 50% 未満であることと定めている。本調査では業務で使用されていたフォークリフト車両を対象としたので、時間的制約があり、障害物がない場合の測定を全車両では行えなかった。しかし、試験を行った 11 ヶ所中、障害物がない場合の測定を行った 4 ヶ所（車両では、倉庫の 2 階で試験した 1 台を除く 46 台中 26 台）ではすべて平坦度の条件を満たしていた。他の試験走行路についても、平坦度評価を行った走行路と同様に、整備された場所の中で

目視により段差のないところを慎重に選び設定したので、平坦度の条件が満たされていたと考えられる。

試験走行の妥当性については、所定速度や鉛直方向の座面振動において変動係数が条件を満たしていても、前後・左右の方向において変動係数が15%以上の場合がかなりあった。そのような条件の下で、鉛直以外の方向について比較することに問題がないとはいえない。しかし、海上コンテナトラクターの全身振動測定評価⁴⁾においては、EN 13059²⁷⁾のような厳密な方法がない中で新旧比較を行い、全身振動の改善が進んでいないことを明らかにし、車両や港内走行環境の改善を促すことができた。EN 13059²⁷⁾に定められた試験方法は、様々な条件で使用されているフォークリフトを比較し、全身振動曝露の低減策を検討するためには有用であった。海上コンテナトラクター改善の教訓を踏まえ、本調査の結果を参考にして産業車両運転手の全身振動の曝露実態の解明やフォークリフトの改善が速やかに行われることが望まれる。

なお、本調査はドラフト段階の規格 prEN 13059:1999²⁶⁾に基づいて行った。この規格は2002年に正式規格 EN 13059²⁷⁾として発行されているが、本調査で用いた試験方法に関する変更はなかった。

V. 結 論

鉛直方向全身振動に関して、フォークリフトは改良が必要である。特に座席は、有効に振動減衰していないことが明らかとなり、椅座位人体の共振周波数域4~5 Hzの減衰や体重による減衰特性調節等の観点からの大幅な改良が望まれる。

今後、車両だけでなく作業環境の評価や作業に起因する全身振動と作業内容の関係の詳細な検討を行うことが、フォークリフト運転労働者の健康障害予防のための課題として挙げられる。

謝 辞：本測定調査の実施に、多くの苦勞と時間をさいて、ご協力いただいた全日本港湾労働組合関西地方本部の方々、ならびにフォークリフトの貸与にご理解いただいた港湾の各事業所の関係者に深謝いたします。また、本測定調査の実施にご協力いただいた滋賀医科大学予防医学講座の北原照代氏、大学院学生富岡公子氏に感謝いたします。

文 献

- 1) 西山勝夫, 埜田和史, 渡部真也. 乗用農業機械運転座席の全身振動レベル. 第41回日本農村医学会総会 1992.
- 2) 西山勝夫, 北原照代, 埜田和史, 立入理恵子. トラック運転手の労働実態と健康状態一質問紙法による全国調査結果一. 産衛誌 1998; 40: 356.
- 3) 佐藤修二, 埜田和史, 若葉金三, 北原照代, 西山勝夫. 北

海道における長距離トラック運転手の血圧・心電図動態. 産衛誌 1999; 41: 206-216.

- 4) 中田 実, 西山勝夫. 海上コンテナ・トラクタ運転労働と腰痛—全身振動曝露との関連の検討—. 産業医学 1986; 28: 341-351.
- 5) 中田 実, 西山勝夫. 海上コンテナ・トラクタ運転労働と腰痛—問診と検診所見から見た腰痛像の検討—. 産業医学 1987; 29: 279-291.
- 6) 中田 実, 西山勝夫. 海上コンテナ・トラクタ運転労働と腰痛—腰痛等の発症の人間工学的要因の検討—. 産業医学 1988; 30: 28-45.
- 7) Nishiyama K, Taoda K, Kitahara T. A decade of improvement in whole-body vibration and low back pain for freight container tractor drivers. J Sound and Vibration 1998; 215: 635-642.
- 8) 中務善夫, 水野 洋. 神戸港に於けるフォークリフト労働者の健康障害について. 産業医学 1970; 12: 298-299.
- 9) 水野 洋, 中務善夫. フォークリフト運転労働者の健康障害 (その1). 産業医学 1971; 13: 309-310.
- 10) 水野 洋, 中務善夫. フォークリフト運転労働者の健康障害 (その2). 産業医学 1971; 13: 310-311.
- 11) 渡部真也, 桜井逞二郎, 福地保馬, 若葉金三, 伊藤史子. 災害科学に関する委託研究の実績報告書 1971.
- 12) 週刊労災. 東京: 労災保険研究所, 1971 (10月22日); 598: 1-1.
- 13) Brendstrup T, Biering-Sorensen F. Effect of fork-lift truck driving on low-back trouble. Scand J Work Environ Health 1987; 13: 445-452.
- 14) Boshuizen HC, Bongers PM, Hulshof CTJ. Self-reported back pain in fork-lift truck and freight-container tractor drivers exposed to whole-body vibration. Spine 1992; 17: 59-65.
- 15) 西山勝夫, 埜田和史, 北原照代. 阪神地区港湾フォークリフト作業者の全身振動曝露と自覚症状. 第38回近畿産業衛生学会 1998; 30-31.
- 16) Johanning E. Evaluation and management of occupational low back disorders. Am J Ind Med 2000; 37: 94-111.
- 17) 埜田和史, 辻村裕次, 北原照代, 西山勝夫. 回転座席使用によるフォークリフト運転者の身体負担軽減効果の検討. 産衛誌 2002; 44: 180-187.
- 18) <http://www.acroba.net/>
- 19) Bovenzi M, Hulshof CTJ. An update review of epidemiologic studies on the relationship between exposure to whole-body vibration and low back pain. J Sound and Vibration 1998; 215: 595-611.
- 20) Lings S, Leboeuf-yde C. Whole-body vibration and low back pain: a systematic, critical review of the epidemiological literature 1992-1999. Int Arch Occup Environ Health 2000; 73: 290-297.
- 21) Wilder DG. The biomechanics of vibration and low back pain. Am J Ind Med 1993; 23: 577-588.
- 22) Pope MH, Wilder DG, Magnusson M. A review of studies on seated whole body vibration and low back pain. Proc Inst Mech Eng [H] 1999; 213: 435-446.
- 23) Donati P, Boulanger P. Fork-lift trucks: Elaboration of a laboratory method for evaluating seat vibration isolating

- efficiency. Paper to Anglo-French Vibration Meeting and UK Informal Group Meeting on Human Response to Vibration 1991.
- 24) European Committee for Standardization. Mechanical vibration —Testing of mobile machinery in order to determine the whole-body vibration emission value— General. European Standard EN 1032, 1996.
 - 25) European Committee for Standardization. Mechanical vibration —Testing of mobile machinery in order to determine the whole-body vibration emission value— General. Amendment 1. European Standard EN 1032/A1, 1998.
 - 26) European Committee for Standardization. Safety of industrial trucks —Test methods for measuring vibration. Draft European Standard prEN 13059, 1999.
 - 27) European Committee for Standardization. Safety of industrial trucks —Test methods for measuring vibration. European Standard EN 13059, 2002.
 - 28) Donati P. Safety of industrial trucks —Test methods for measuring vibration. Transparencies presented during the 10th meeting of CEN/TC 150/WG 8, 1998.
 - 29) International Organization for Standardization. Mechanical vibration and shock —Evaluation of human exposure to whole-body vibration— Part 1: General requirements. ISO 2631-1, 1997.
 - 30) Bovenzi M, Pinto I, Stacchini N. Low back pain in port machinery operators. *J Sound and Vibration* 2002; 253: 3-20.
 - 31) Paddan GS, Griffin MJ. Evaluation of whole-body vibration in vehicles. *J Sound and Vibration* 2002; 253: 195-213.
 - 32) 社団法人日本産業車両協会企画調査委員会. 2003年のフォークリフトの動向について—国内生産・国内市場編—. *産業車両* 2004; 3: 1-4.
 - 33) Paddan GS, Griffin MJ. Effect of seating on exposures to whole-body vibration in vehicles. *J Sound and Vibration* 2002; 253: 215-241.
 - 34) Donati P, Patel JA. Subjective assessment of fork-lift truck seats under laboratory conditions. *Appl Ergonomics* 1999; 30: 295-309.
 - 35) Pope MH, Magnusson M, Wilder DG. Kappa Delta Award. Low back pain and whole body vibration. *Clin Orthop* 1998; 354: 241-248.

Evaluation of Forklift Trucks Operated in Dockyards for Reducing Exposure to Whole-Body Vibration

Hiroji TSUJIMURA, Kazushi TAODA and Katsuo NISHIYAMA

Department of Preventive Medicine, Shiga University of Medical Science, Seta Tsukinowa-cho, Otsu, Shiga 520-2192, Japan

Abstract: Our preceding study revealed that many forklift truck drivers in Japanese dockyards suffer from fatigue symptoms such as low back pain (LBP). It has been suggested that exposure to whole-body vibration (WBV) is a cause of their LBP. Using forklift models manufactured from 1982 to 2000, we measured and evaluated the vibration of forklift trucks operated in dockyards, adopting experimental procedures based on the European Standard. We investigated various factors related to WBV, with the main focus on attenuating seat vibration. This study showed that (1) the seats did not attenuate vibration in the vertical direction, (2) forklift trucks and their seats

had not improved in terms of WBV attenuation for a decade, (3) some forklift trucks in which the seat suspension could no longer be adjusted to the driver's weight continued to be used without being repaired, and impractical seat adjustment methods were adopted, and (4) the seats did not attenuate vertical vibration well in the most undesirable frequency range. We conclude that forklift trucks and especially their seats should urgently be improved with regard to WBV attenuation in order to prevent LBP in forklift truck drivers.

(*San Ei Shi* 2005; 47: 55-66)