

## 22. 搭乗式建設機械の振動対策

建設省土木研究所 多田和弘・\*豊田 実

### 1. きえがき

一般に、ブルドーザ・車輪式トラクタショベル等の搭乗式建設機械の運転員は、機械の構造及び作業の性質上、比較的大きな振動にさらされていることが予想される。また、近年ISO（国際標準化機構）においても、人体に暴露される種々の振動の測定・評価に関する規格が審議、制定されつつある。

本報告は、このような背景のもとに搭乗式建設機械の運転員へ伝達される振動の低減対策を目的に、特にブルドーザ並びに車輪式トラクタショベルを対象として、振動実態調査・車体振動の発生機構を調査し、簡易な振動対策を実施した場合の振動低減効果の把握を行った結果を報告するものである。

### 2. ブルドーザの振動発生機構調査と振動対策

調査は、16ton級ブルドーザを対象として、まず走行時の振動発生要因の机上検討を行い、それをもとに実機を用いて、走行時の振動加速度（周波数範囲は1~20Hz、これより高い周波数は振動レベルへの影響が小さいため）を座席取付部（X, Y, Z）、スプロケット（X, Z）、フロントアイドラ（X, Z）、土工板（Z）、トラックローラ（Z）3箇所、キャリアローラ（Z）の8箇所（2方向）で測定し、パワースペクトル密度関数を求め各部の振動の性状を明らかにするとともに、偏関連度関数による方法で、座席取付部に対する各振動発生源の振動寄与率を計算した。

まず、各部の振動加速度のパワースペクトル密度関数（図-1に一例を示す）の卓越周波数を各条件（車速）ごとに整理すると図-2の様になった。

図より、次のことが明から became した。

(1) いずれの条件においても、ほとんどの測点でリンクピッチ（0.203m）による周波数が明瞭なピークとなつて表われている。

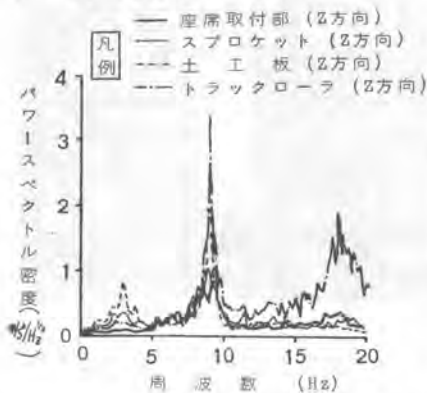


図-1 各点のパワースペクトル密度

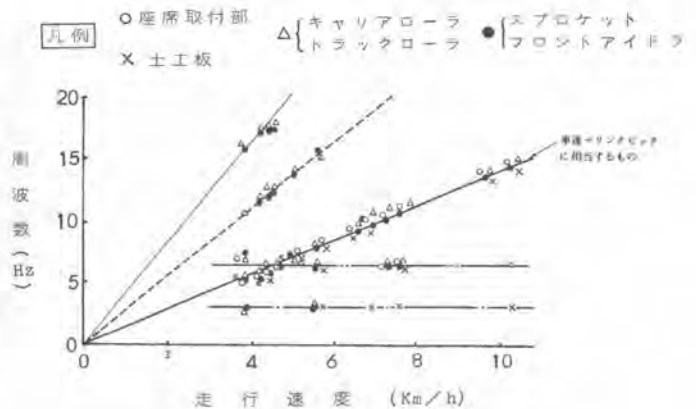


図-2 車速と卓越周波数の関係（Z方向）

(2) 2.4 ～ 3.2 Hz付近に一つのピークが認められるが、これは車体のピッチングによる回転の固有振動数であると考えられる。

次に、座席取付部に対する各発生源別の寄与率の計算は次式に示した。

$$Y_i^2 = \frac{\sum C_i(\omega)}{\sum G_{gg}(\omega)}$$

- ただし、 $Y_i^2$  : 振動のオーバーオールでの寄与率
- $C_i(\omega)$  : 個々の振動要因の寄与量
- $G_{gg}(\omega)$  : 出力のパワースペクトル密度関数

各計算結果を表-1に示す。

この結果によれば、振動寄与率順位において、前進時はトラックローラ（最前部）、スプロケットZ方向の順であるのに対し、後進時はトラックローラ（最後部）、スプロケットZ方向の順とな、ている。これは車体の進行方向に対して最も前に位置するトラックローラ振動が最も大きく寄与していることを表わしている。

表-1 前後進別の平均寄与率と寄与率順位

振動発生条件 座席取付部	スプロケット X方向	スプロケット Z方向	キャリアローラ Z方向	アイランド		上工敷 Z方向	トラックローラ (前から6番目) Z方向		トラックローラ (前から4番目) Z方向		トラックローラ (前から1番目) Z方向	
				X方向	Z方向		1	2	1	2	1	2
平均寄与率 (%)	X方向	8.1	13.3	16.1	7.2	9.2	4.8	12.1	9.6	19.6		
	Y方向	9.6	14.3	10.7	8.5	12.0	9.9	8.2	8.8	18.0		
	Z方向	12.9	14.8	11.3	8.8	8.3	8.3	10.9	9.5	15.2		
後進	X方向	3.7	16.8	8.9	9.8	10.1	5.9	18.7	12.4	13.7		
	Y方向	4.0	15.3	7.9	11.7	11.4	7.8	17.1	10.7	14.1		
	Z方向	6.2	13.8	8.8	9.3	12.7	7.7	15.5	12.5	13.5		
寄与率順位	X方向	7	3	2	8	6	9	4	5	1		
	Y方向	6	2	4	8	3	5	9	7	1		
	Z方向	3	2	4	7	8	8	5	6	1		
	X方向	9	2	7	6	5	8	1	4	3		
	Y方向	9	2	7	4	5	8	1	6	3		
	Z方向	9	2	7	6	4	8	1	5	3		

以上のように振動寄与率は、トラックローラ、スプロケットが大きな比重を占めているが、今回はあくまで7箇所9方向に占める割合であり、他に測定しなかった所及び別の発生要因等も考えられる。しかし、今回の傾向は一般的に寄与率順位を表わしていると考えられる。

そこで、ブルドーザの振動対策としてトラックローラの振動の発生源であると考えられるトラックリンクの屈曲の低減を目的に、安定して自立できる新型履板の種類(図-3参照)を、また、キャリアアローラとトラックリンクの打撃による振動の低減を目的として、キャリアアローラのカわりにキャリアレール(写真-1参照)の製作を行い、実機のブルドーザ(4tonクラス)に装着し、座席取付部の振動を測定し振動低減効果を把握することとした。

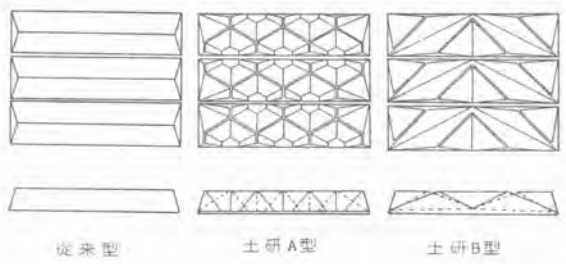


図-3 新型履板の外形図



写真-1 キャリアレール

本機による各条件における座席取付部の振動レベル結果を表-2に示す。このうち上下方向振動について、新型履板の振動低減効果を検証する目的で2項分布による検定を

実施した。即ち、表中の上下方向振動の個々の測定データについて新旧比較し、低減効果があったデータとなかったデータの数を調べた。その結果、土研A型については特に効果があったとは認められなかったが、土研B型については低減効果があるという結論を得た。

同様にキャリアレールの振動低減効果については、従来型・土研A型履板に装着した場合に限って効果ありと判断された。

さらに振動低減効果の大きさについては、七分布による推定を行い信頼率95%で土研B型履板のみで $2.7 \pm 1.2$ dB、キャリアレールのみで $2.5 \pm 1.0$ dBの範囲にあるという結果となった。

表-2 座席取付部の振動レベル結果

dBVLeq

No.	座席の種別	キャリアローラ	履板の別	測定条件	走行速度	振動方向		左右方向				上下方向				
						4回の平均	4回の平均	1回目	2回目	3回目	4回目	4回の平均	1回目	2回目	3回目	4回目
1	従来型	キャリアローラ	土研	走行	普通2	9.5	8.6	10.3	10.2	10.2	10.0	10.2				
2	*	*	*	*	普通2	9.2	9.2	10.6	10.3	10.4	10.7	10.5				
3	*	*	*	*	普通2	9.3	8.8	9.9	9.8	9.9	9.7	9.8				
4	*	*	*	*	C0走行	9.9	9.4	10.7	10.7	10.7	10.7	10.7				
5	*	*	*	*	普通2	9.8	9.6	11.0	10.9	10.9	10.8	10.9				
6	*	キャリアレール	土研	*	普通2	9.7	9.1	10.2	9.9	9.9	9.9	10.0				
7	*	*	*	*	普通2	9.3	8.5	10.8	10.4	10.4	10.4	10.5				
8	土研A型	キャリアローラ	*	*	普通2	9.2	8.6	10.2	10.3	10.2	10.2	10.2				
9	*	*	*	*	普通2	9.2	8.9	10.6	10.6	10.6	10.6	10.6				
10	*	*	*	*	普通2	9.4	8.9	9.9	9.7	9.7	9.8	9.8				
11	*	*	*	*	C0走行	9.6	9.2	10.4	10.4	10.2	10.1	10.3				
12	*	*	*	*	普通2	9.6	9.4	10.8	10.8	10.6	10.8	10.6				
13	*	キャリアレール	土研	*	普通2	9.4	8.7	9.9	10.0	9.7	9.7	9.8				
14	*	*	*	*	普通2	9.1	9.2	10.4	10.1	10.2	10.2	10.2				
15	土研B型	キャリアローラ	*	*	普通2	8.4	8.8	9.8	10.0	10.0	10.0	10.0				
16	*	*	*	*	普通2	9.1	9.1	10.3	10.3	10.8	10.3	10.3				
17	*	*	*	*	普通2	9.1	8.9	9.8	9.7	9.7	9.7	9.7				
18	*	*	*	*	C0走行	9.4	9.1	10.2	10.2	10.0	10.1	10.1				
19	*	*	*	*	普通2	9.7	9.3	10.7	10.7	10.6	10.8	10.7				
20	*	キャリアレール	土研	*	普通2	9.7	8.7	10.3	10.2	10.1	10.1	10.2				
21	*	*	*	*	普通2	8.2	9.0	10.4	10.4	10.4	10.5	10.4				

\*C0:コンクリート道

### 3 車輪式トラクタショベルの振動発生機構調査と振動対策

車輪式トラクタショベルに関して、タイヤ-車体からなるバネ-質量系の振動モデル(図-4参照)を考え、運動方程式を立て、機械の種々の走行条件を仮定し、振動伝達関数を用いた統計的シミュレーションを行うと共に、実機に加速度計、パーティカルジャイロを装着し、実測により得られたバウンスング(加速度)、ローリング(角度)、ピッチング(角度)のパワースペクトル密度関数(1~20Hz)との比較を行った。

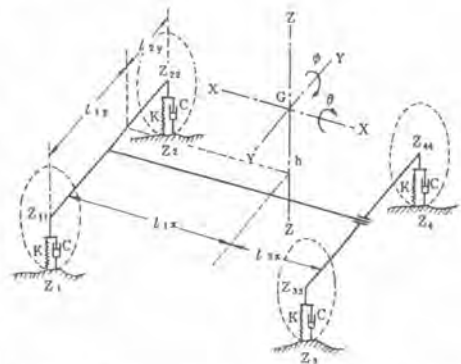


図-4 車輪式トラクタショベルの振動モデル

ここで、理論解析に基づく振動シミュレーション結果と実測により求めた値を比較した一例を図-5に示す。

以上、バウンスングとピッチング運動に関しては計算結果と実機による測定結果とが概ね一致しており、この2つの振動モードに関する当初の振動モデルの正当性を示しているといえる。

また、今回の測定で得られた一連のパワースペクトル密度関数より、車輪式トラクタショベルの車体振動に関して次のことが明らかにされた。

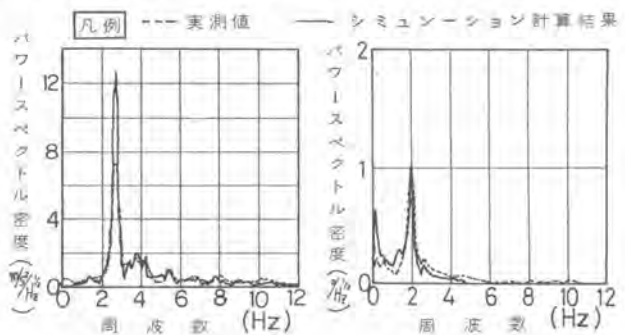


図-5 車体振動(左:バウンスング/右:ピッチング)

- (1) 車体振動は、人体に対する悪影響が大きいとされている低周波域の狭帯振動である。
- (2) 路面凹凸に起因する直接的振動波形よりも、これにより励起される機械自体のバネ-質量系による

固有振動モードの割合が著しく大きなウェイトを占める。従って速度が上昇した場合、振動加速度のピークを与える周波数成分には変動はなく振動の大きさが速度と共に上昇するのである。

以上のことから車輪式トラクタショベルの振動対策として、上下方向の2.5 Hzの固有振動数を吸収する動吸振器内蔵型サスペンションシートモデルの設計・製作を行うこととした。製作した動吸振器内蔵型サスペンションシートを写真-2に示す。



写真-2 動吸振器内蔵型サスペンションシート

製作した動吸振器内蔵型サスペンションシートと普通サスペンションシートについて、1~10 Hzの正弦波振動をばね振動伝達率を求める(図-6参照)と共に実際の車輪式トラクタショベルの振動と油圧振動台により負荷し、座席各部の振動レベルを計測した。(表-3参照)

振動伝達率については、2.5 Hzにおいて普通サスペンションシートは最も大きな伝達率を示したのに対して、動吸振器内蔵型サスペンションシートでは伝達率が0.9に下がった。また、振動レベルでも4 dB低減した。なお、実測値と理論値の伝達率(図-6参照)もよく似た傾向を示している。

実機振動を負荷した場合の座席フレーム上における振動レベルを比較すると動吸振器内蔵型サスペンションシートの方が2~2.7 dB低減している。また、2速走行時、V作業時においても同じ傾向にあると言える。

以上の結果より今回製作した動吸振器内蔵型サスペンションシートは、2.5 Hz前後の振動を吸収していることがわかり、車輪式トラクタショベルの振動低減対策としては大きな効果があると言える。また、今回は上下方向振動のみを対象としたが、前後方向振動を対策することによりさらに大きな効果が期待できると判断される。

#### 4. あとがき

ブルドーザ及び車輪式トラクタショベルについて、振動発生機構調査、振動低減対策の検討を行い、車体振動の特性及び簡易な対策による振動低減効果が把握された。これらの検討結果が建設機械設計者の機械居住性検討の際の一助となれば幸いである。

なお、実験・解析については、(株)日本建設機械化協会建設機械化研究所 藤本義二氏の多大な協力を得て実施した。末尾ながら感謝の意を表す。

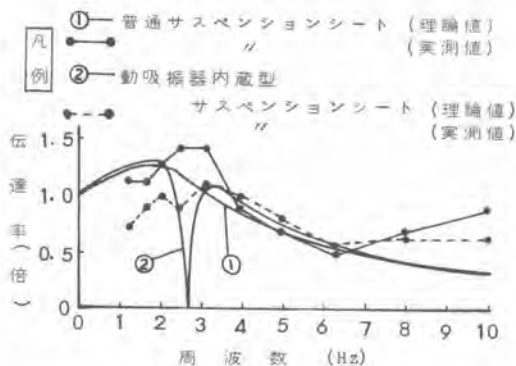


図-6 正弦波振動による伝達率

表-3 実機振動による結果

乗 員	運 転 員	普 通			動 吸 振 器 内 蔵 型		
		サ ス ペ ン シ ョ ン シ ー ト			サ ス ペ ン シ ョ ン シ ー ト		
		操 縦 台 上	座 席 上	座 席 フ レ ー ム 上	操 縦 台 上	座 席 上	座 席 フ レ ー ム 上
2 速 走 行 時 (土 道)	A	90.5	92.8	91.5	90.0	90.5	88.8
	B	90.3	92.6	91.1	90.3	91.1	89.1
V 作 業 時 (4 号 砕 石)	A	89.5	91.6	90.3	89.4	90.0	88.3
	B	89.5	91.4	89.9	88.9	89.6	87.8

dBVL<sub>eq</sub>