

救急車の振動等に関する研究 (第2報)

Study of the Effects of Vibration in an Ambulance (Series 2)

脇 賢*
中西正浩*
佐々木 一治*

概 要

高規格救急車の振動が人体に及ぼす影響を低減させるため、防振材として防振ゴム及び空気バネを車両に設置し、実際に走行してデータの集録及び分析を行い防振特性を把握した。その結果は次のとおりである。

1. 防振ゴムは低周波数域の振動を十分に防振できないため防振架台の防振材として適していない。
2. 空気バネは、次に示した特性が認められ、防振架台の防振材として非常に有効である。
 - (1) 荷重（傷病者の体重）の変化に係わらず固有振動数が一定であり、安定した防振効果が得られる。
 - (2) 防振ゴム及びその他の防振材と比較して、大きな耐荷重を保ちながら低い固有振動数値が得られる。

In order to decrease the effects of vibration on a patient in an ambulance, pieces of anti-vibration solid rubber and air springs were installed in the ambulance and their anti-vibration performance was tested during cruising on the road.

The results were as follows.

- 1 Anti-vibration solid rubber could not decrease the vibration of lower frequencies and was not suited for the anti-vibration material in the ambulance.
- 2 Air springs were useful for the anti-vibration material in the ambulance.
 - (1) Their inherent frequencies were constant to any weight, which meant their anti-vibration performance was expected to be stable.
 - (2) Though they had heavy weight resistance, they had lower inherent frequencies than the other anti-vibration materials including the solid rubber.

1 はじめに

高規格救急車の床面及びブストレッチャー上の振動が人体の各部位に及ぼす影響については、一般道路を使用した走行実験や各種文献等の調査結果から、低周波数域の振動が問題となることが分かっている。

(消防科学研究所報平成6年31号参照)

この周波数の振動を低減させるために、「防振ゴム」と「空気バネ」の2種類の防振材を用いて、その防振効果等を確認するための調査研究を行ったものである。

2 実験の目的

- (1) 防振ゴムの防振特性を把握する。

- (2) 低周波数域の振動に係わる防振ゴムの問題点を抽出する。
- (3) 空気バネの防振特性を把握する。
- (4) 防振ゴムと空気バネの防振効果に関する比較検討を行う。

3 実験日等

- (1) 実験日 平成6年8月5日(金)－防振ゴム
平成7年2月20日(月)－空気バネ
- (2) 実験場所 消防科学研究所及び装備工場の敷地内

4 実験資器材等

- (1) 供試資器材
ア 使用車両－査察広報車（装備工場配置）

*第三研究室



写真1 使用車両

イ 防振ゴム

- | | |
|----|-----------------|
| 種類 | ・天然ゴム (硬さ65°) |
| | ・ブチルゴム (硬さ65°) |
| | ・ウレタンゴム (硬さ60°) |
| | ・シリコンゴム (硬さ50°) |

ウ 空気バネ式防振実験装置 (写真2参照)

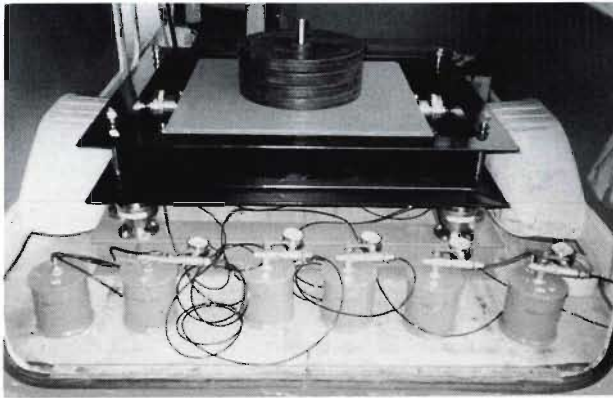


写真2 空気バネ式防振実験装置

(2) 計測機材

ア 加速度変換器 (3軸) (写真3参照)

共和電業: AS-2TG 2個

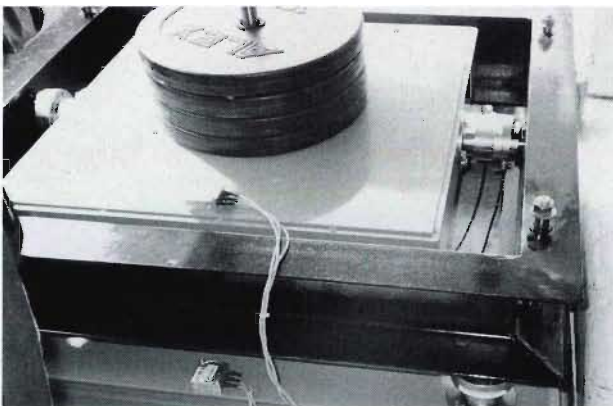


写真3 加速度変換器の取付状況

イ シグナルコンデイション (動歪みアンプ)

共和電業: CDV-55A 3台

ウ データレコーダ (写真4参照)

TEAC: XR-5000 1台

エ データアナライザ (写真4参照)

共和電業: DAA-110A 1台

オ パソコン (Macintosh Quadra650) 1式



写真4 計測状況

(3) 計測機材の集録条件

ア データレコーダ

イ 入力レンジ: 2 V

- ・ 1 ch: 上下方向
 - ・ 2 ch: 前後方向
 - ・ 3 ch: 左右方向
 - ・ 4 ch: 上下方向
 - ・ 5 ch: 前後方向
 - ・ 6 ch: 左右方向
- } 床面上の加速度入力
- } 防振材上の加速度入力

イ 出力レンジ: 2 V

ウ テープ速度: 2.4cm/sec

エ データアナライザ

イ サンプルング周期: 10ms

ウ 測定周波数: DC~50Hz

エ 入力レンジ: 2 V

5 防振材の基本事項について

(1) 防振材の固有振動数*が持つ意味

* 物体には、とくに外力を働かせなくても振動し続けるような固有の振動数を持っており、これを“固有振動数”と呼んでいる。

傷病者に伝わる高規格救急車の車両振動を小さくするため、車両の床面とロールイン型ストレッチャーの間に防振架台が設けられている。

このときの振動伝達率TRは次式で表される。

$$TR = \frac{F}{F_0} = \left| \frac{1}{1 - u^2} \right| \quad \dots\dots\dots (1)$$

F: 傷病者に伝わるストレッチャー上の加振力

F₀: 高規格救急車の走行による、床面の加振力

$$u = \frac{f}{f_N} \quad \dots\dots\dots (2)$$

u : 振動数比
 f : 高規格救急車の走行により発生する振動数
 f_N : 防振支持したときの固有振動数

(1)式をグラフ化したものが下図である。

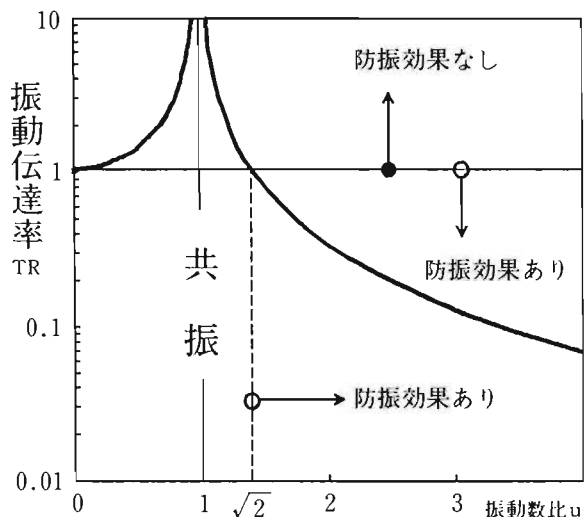


図1 振動数比に対する振動伝達率

図1からわかるように、

振動伝達率 $TR = 1$ (100%)

のとき、防振効果は0%であり、振動数比 u は 0 と $\sqrt{2} \approx 1.414$ である。

充分な防振効果を得るには $TR < 1$ にすればよく、従って $u > \sqrt{2}$ にすればよい。

一般には $u = 2 \sim 3$ とすれば防振の目的を達成できる。

(図1及び表1参照)

表1 振動数比と防振効果の関係

振動数比	振動伝達率	振動状態	防振状態
$u = 0$	$TR = 1$	$F_0 = F$	効果なし
$u = 1$	$TR \rightarrow \infty$	$F_0 < F \rightarrow \infty$	共振
$u = \sqrt{2}$	$TR = 1$	$F_0 = F$	効果なし
$u > \sqrt{2}$	$TR < 1$	$F_0 > F$	効果あり

以上のことから、固有振動数の小さな防振材を使用するほど低い周波数の振動に対する防振効果を得ることができる。

(2) 防振ゴム

ア 防振ゴムの種類

防振ゴムの特性を表す尺度として「機械的強度」「反発弾性」「耐摩耗性」「耐熱性」「耐油性」「耐オゾン性」などがあり、それぞれの使用目的及び範囲が決定されている。

この中の「反発弾性」だけに着目すると、それぞれの防振ゴムのもつ静的せん断弾性率により定まる“硬さ”(ゴムの表面に押付けられた押針や球などの圧力に対するゴムの抵抗を表す数値)が柔らかいものほど低い周波数に対応する防振ゴムといえることができる。

前4(1)イに示したそれぞれの防振ゴムの硬さは、数字が大きくなるほど硬く、小さい程柔らかい防振ゴムであることを表している。

イ 防振ゴムの固有振動数

防振ゴムの場合、次の3つの要素により固有振動数が定まる。

- 防振ゴムの種類
- 防振ゴムの形状
- 防振ゴムにかかる荷重の大きさ

具体的には、次の式によって求めることができる。

$$f_N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Kn}{Wg}} \dots\dots\dots(3)$$

f_N : 固有振動数 (Hz)

K : ばね定数 (kgf/cm)

⇒ [ゴムの種類と形状によって定まる。]

n : 支持点数

W : 防振ゴムにかかる荷重 (kgf)

g : 重力の加速度 (980cm/sec²)

(3)式をグラフ化したものが図2となる。

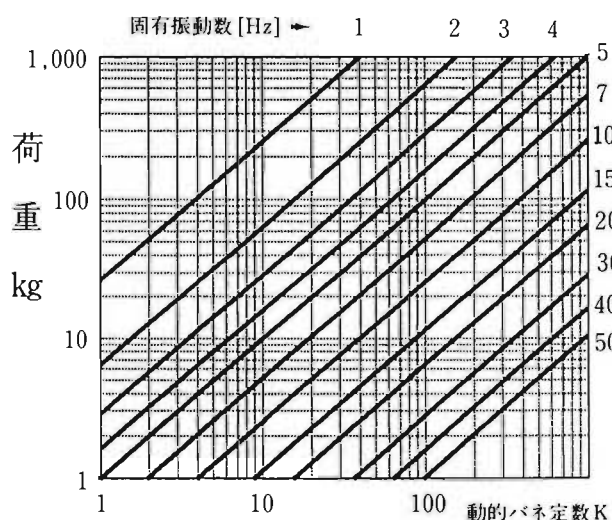


図2 固有振動数に対する荷重とバネ定数の関係

防振ゴムのばね定数はゴム力学により、静的せん断弾性率（ゴムの硬さとゴムの種類によって異なる定数で表される）と形状率（ゴムの受圧面積と側面面積の比）によって求められるが、詳細は省略する。

ウ 実験に使用した防振ゴムの固有振動数

実験に使用した防振ゴムの固有振動数（計算値）は、表2のとおりである。

表2 防振ゴムの固有振動数 [単位: Hz]

縦横長 ゴムの種類	100×100mm			200×200mm		
	厚さ			厚さ		
	10mm	20mm	40mm	10mm	20mm	40mm
天然ゴム	24.0	13.2	8.5	46.9	24.0	13.2
ブチルゴム	22.8	12.5	8.1	44.4	22.8	12.5
ウレタンゴム	23.3	12.8	8.3	45.4	23.3	12.8
シリコンゴム	19.2	10.5	6.8	37.4	19.2	10.5

「形状率Sが等しくなるために同値」

エ 市販されている防振ゴムの状況

今回の実験に使用した4種の防振ゴムは、いずれも直方体(410×370×10, 20mm)の形状で市販されており、これを必要な大きさに裁断して実施した。

防振ゴムは前(2)でふれたように形状によって固有振動数が変わり、防振性能に大きく影響を及ぼす。

このことから、市販品の中には形状にさまざまな工夫がなされて目的用途に応じ広範囲に使用されている。(図3参照)

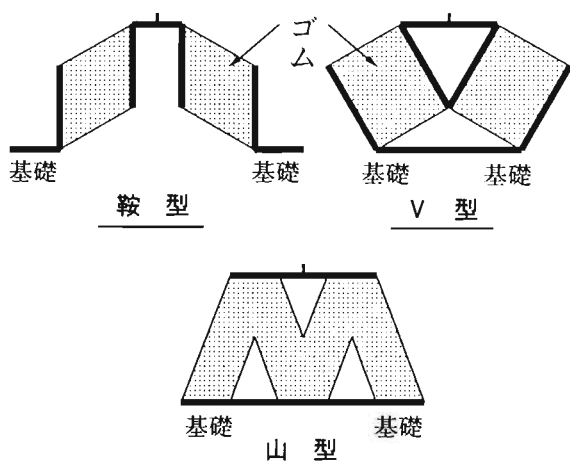


図3 市販防振ゴムの形状(例)

このような、市販防振ゴムに関する資料を調査すると、形状率の関係から小さな防振ゴムほどばね定数が小さく、当然のことながら許容荷重も小さくなっている。

具体的には、静的ばね定数が32kgf/cmの防振ゴムがあるが、この製品の許容荷重は5kgとなっている。

これを前(2)の図2にあてはめて考えてみる。

まず、この防振ゴムの動的ばね定数は $32 \times 1.4 = 44.8 \text{ kgf/cm}$ である。

この値で2Hzの固有振動数を得るためには300kg近い荷重をかける必要があるためこれを使用することは許容荷重の点で、不可能なことがわかる。

(3) 空気ばね

ア 特徴

(ア) 荷重の大きさが変化した場合でも、簡単な機構(高さ調整弁)を付加することにより、空気ばねの高さを一定に保つことができる。

また、逆に同一の荷重に対して空気ばねの高さを変化させることもできる。

(イ) 荷重が増せば空気ばねの内圧が増し、空気ばねの耐荷力もばね定数もともにほぼ内圧に比例して増減するから、両者の比で表される固有振動数は荷重の大小にかかわらず、ほぼ一定の値を示す。

(ウ) 同一の空気ばねであっても内圧を変えることにより種々の耐荷力を持たせることができる。

(エ) 耐荷力に関係なく、ばね定数を自由に選ぶことができ、きわめて低いばね定数を得ることができる。

(オ) 金属同士の接触部分がないため音が遮断され、防音効果が良い。

(カ) 空気ばね本体と補助タンクとの間の配管に「絞り」(オリフィス)を設けることにより共振を抑えることができる。

(キ) 防振ゴムと同様に、同一の空気ばねにより軸方向だけでなく、横方向及び回転方向の振動絶縁をあわせて行うことができる。

(ク) ばね部分の重量が比較的軽い。

(ケ) 激しい振動を受けても比較的寿命が長く、保守も容易である。

イ 種類と構造

空気ばねは構造上「ペローズ型」と「ローリングシール型(又はダイヤフラム型)」の2種類に大別される。

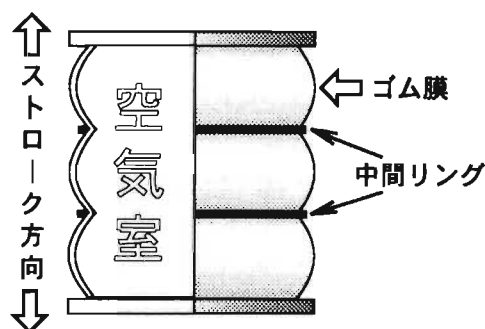


図4-1 ペローズ型空気ばね

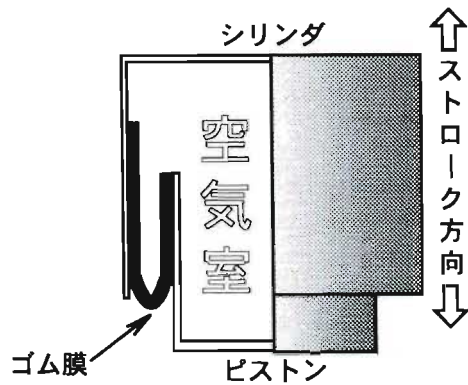


図4-2 ローリングシール型空気バネ

(ア) ベローズ型空気バネ

ゴム膜で作られたちょうちん状で、数段のふくらみがある。

ふくらみの間には内圧による張力を受け持つ中間リング（金属製の輪）がはめられている。空気バネの内容積が等しい場合には、ふくらみの段数を増すほどバネ定数を小さくすることができる。

ゴム膜の厚さは3～10mmで、3層からなり内層は気密を保つ層、中層は内圧による張力を受け持つ層で、レイヨン又はナイロンコードが2～4プライ（ply）重ねて入れられる。

外層は外的条件（オゾン亀裂の防止、耐油、耐熱等）に対して内部を保護する層である。これらの構成は、チュープレスタイヤと似ている。

(イ) ローリングシール型（又はダイヤフラム型）

金属製のシリンダ（外筒）とピストン（内筒）との間にゴム膜を設けた構造のもので、この膜により気密が保たれ、膜の変形によって全体の伸縮が行われる。

今回の実験には、この型の空気バネを6個使用している。



写真5 実験に使用した空気バネ

圧力が働くと、図5に示すとおりダイヤフラムの大部分はピストン及びシリンダの側壁に押しつけら

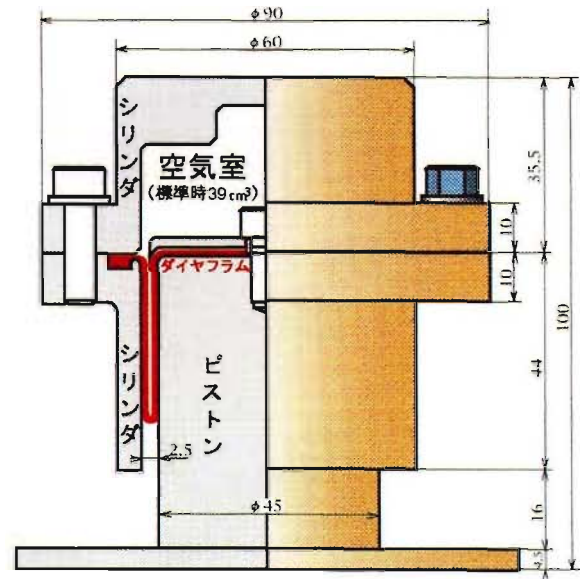


図5 実験に使用した空気バネの構造

れて、残りの折り返し底部（半円形の部分）が圧力による引張り応力によって釣合いを保っている。

ウ 荷重特性とバネ定数

空気バネの性能は、横方向のバネ特性以外は計算式を用いて実用上、十分な精度で算出することが可能である。

(ア) 荷重（加圧力）と内圧の関係

$$W = p \times A \dots\dots\dots(4)$$

W：荷重 [kg]

p：内圧 [kg/cm²]

A：有効受圧面積 [cm²]

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \dots\dots\dots(5)$$

D：有効直径 [cm]

(イ) 固有振動数の求めかた

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_d g}{W}} \dots\dots\dots(6)$$

K_d：動的バネ定数 [kgf/cm]

g：重力加速度 [980cm/sce²]

エ 補助タンクについて

(ア) 補助タンク接続の意味

空気バネは、内容量が大きいの程バネ定数が小さくなり、バネとして柔らかい特性となる。

したがって、柔らかいバネ特性（＝小さな固有振動数）を必要とする場合には、空気バネ単独の内容積だけでなく、これに補助タンクを接続して、空気バネの有効空気容積を大きくすることが一般的に行われる。

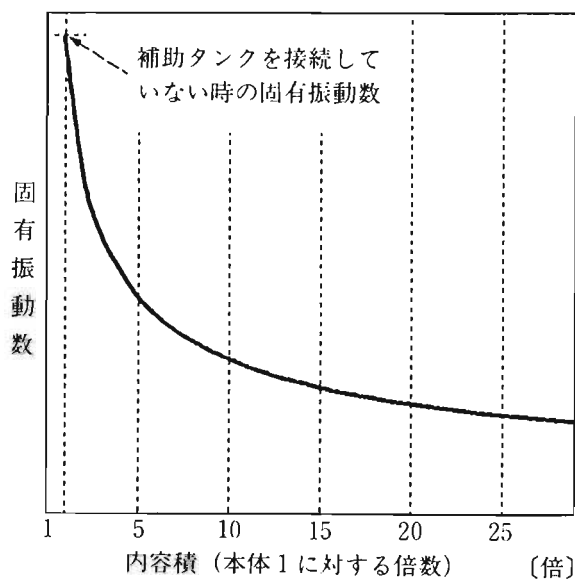


図6 タンク容積と固有振動数 (概念図)

(イ) 補助タンクの容量

空気バネのタンク容積 (本体容積+補助タンクの容積) と固有振動数の関係は、図6のようになる。

この図を見てわかるとおり、タンク容積を5倍程度に増加させていく間は、固有振動数を大幅に減少させる効果が認められる。

しかし10倍を過ぎるとその効果はほとんど見られなくなる。

今回の実験に使用した空気バネの内容容積は39.35 cm³で補助タンクは940cm³である。

この補助タンクを接続すると、空気バネ本体だけの場合に比べて20倍以上の容積となっており、使用した空気バネの限界に近い性能を引き出している。

オ 実験に使用した空気バネの固有振動数

(ア) 補助タンクを接続しない場合

$$K_d = \frac{(P_0 + 1) A_0^2}{V_0} \dots\dots\dots(7)$$

$$= 34.78 \text{ [kgf/cm]}$$

K_d : 標準高さにおけるバネ定数

γ : ポリトロピック指数 (1.4)

P_0 : 標準高さでの内圧 (2.61kgf/cm²)

A_0 : 有効受圧面積 (17.72cm²)

V_0 : 空気バネの内容容積 (45.63cm³)

(本体39.35+配管6.28)

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_d g}{W}}$$

$$= 4.3 \text{ [Hz]}$$

f : 固有振動数

g : 重力加速度 (980cm/sec²)

W : 荷重 (46.25kg)

(イ) 補助タンクを接続した場合

前アの V_0 を985.6cm³として同様の計算を行う。

$$K_d = 1.61 \text{ [kgf/cm]} \quad f = 0.9 \text{ [Hz]}$$

6 防振ゴムに関する実験結果

(概略)

(1) 防振ゴムの防振特性の把握

ア 加速度の時間波形

防振ゴムの種類及び振動方向ごとに、床面上と防振ゴム上の加速度の最大値を比較すると、全ての場合において、ストレッチャー上の加速度のほうが大きくなった。

つまり、振動加速度の大きさは、防振ゴムによって減衰するのではなく、逆に増幅される結果となった。

イ 加速度の周波数分析波形

前アの時間波形には全ての周波数の振動が含まれており、人体に大きく影響を及ぼす周波数範囲の振動を抽出するため周波数分析を行った。

実験に使用したゴムの種類、大きさ及び厚さごとの固有振動数の計算値は、前5(2)表2のとおりである。

実験前の予測では、防振ゴムの固有振動数の部分で共振が生じ、振動が大きく増幅され、〔固有振動数× $\sqrt{2}$ 〕以上の全ての周波数では防振効果が現れて、顕著な振動の減衰があらわれると思われた。

しかし実験値では〔固有振動数× $\sqrt{2}$ 〕未満の周波数でも防振効果が現れている部分があるなど、実験前の予測とは異なった結果が得られた。

(2) 低周波数域の振動に対する防振ゴムの問題点

防振ゴムには、①長寿命である、②加工性が良好である、③安価である、④耐薬品性に優れたものもある、⑤機械的摺動部分がないため給油の必要がなく保守が簡単である、⑥1個の部品で「3方向」のバネとして使用できる、⑦共振時の振幅が金属バネに比して小さい等、多くの利点がある。

しかし、今回の実験及び調査結果から防振架台に組み込む防振材としては、次に掲げるような問題点があることがわかった。

ア 大きさ

防振ゴムの固有振動数を決定する要素は、①ゴムの種類、②ゴムの硬さ、③ゴムにかかる荷重、④ゴムの形状である。

ゴムの種類、硬さ及びそれにかかる荷重が定まっているとき、固有振動数を低くするためにはゴムの形状を変えるしかない。

単純な直方体の防振ゴムを考えたときその厚さが大きくなればなるほど固有振動数が小さくなる。

防振架台は、傷病者がのせられたロールイン型ストレッチャーを受け入れなくてはならないため、地表面からの高さに制約がある。

当然、防振架台内部の防振機構も大きさの規制を受けるため、防振ゴムのような特性をもつ防振機構には固有振動数を低くする場合の限界がある。

イ 振動方向

今回の実験では、単純な直線路で走行を行い、防振ゴムも床面とストレッチャーの間に挟み込む形をとったため、右左折をしたときの左右方向の振動や、加減速をしたときの前後方向の振動には対応していない。

前後や左右方向の振動には、それぞれの方向に防振ゴムを挟み込まなくてはならない。この場合、前アと同じように固有振動数を考えると、③ゴムにかかる荷重が問題となる。(荷重が大きいほど固有振動数が小さくなる。(1)式参照)

前後及び左右方向に荷重をかけるということは、防振架台の外枠に大きな強度を持たせて防振ゴムを挟まなければならない。その分だけ防振架台が重く且つ大きくなり、またメンテナンスの上での困難性が増加する。

ウ 固有振動数及び荷重の変動による影響

前 8(5)に示したように、市販品の中から防振架台に使用するための、固有振動数の小さい防振ゴムを選定するには困難がある。

仮に、固有振動数が小さく且つ最大積載荷重の大きな防振ゴムを製作して防振架台に組み込んだとする。

ストレッチャー上の傷病者の体重すなわち防振ゴムにかかる荷重が一定ではないため(1)式及び図3に示すとおり固有振動数が変化し、防振架台としての特性が変わってしまう。

具体的に、図3において動的バネ定数50kgf/cm(静的バネ定数35.7kgf/cm)の防振ゴムを4個使用して支持する場合(ストレッチャー等の重量は無視する)、体重100kgの成人(1個の防振ゴムに25

kgの荷重)では固有振動数が7Hzであるのに対して、体重10kgの幼児(1個の防振ゴムに2.5kgの荷重)では固有振動数が22Hzになる。

(3) 防振ゴムの可能性

防振ゴムには、前(2)に示した問題点があり、これだけで防振架台を構成することは困難である。しかし、同時に示した数多くの利点を考え合わせると、他の防振材(油圧ダンパー、エアースプリング等)との複合的なシステムを組めば、より効果的な防振架台を生み出すことができると考えられる。

これらのことから、人体に大きく影響を及ぼす低周波数域の振動を、防振ゴムだけで防振することは困難である。

以上を踏まえた上で、次章以降は空気バネを中心として記述する。

7 空気バネ実験装置の構造等

- (1) 実験装置は、外枠、中枠、架台、空気バネ、ガイドローラー(ガイドポスト)及び補助タンクで構成されている。
- (2) 外枠と中枠の間は空気バネ4個で接続されている。(上下方向の振動に対応させる。)
- (3) 中枠の対面する側板の内側に空気バネ2個を固定しその空気バネの間に架台を挟む形で接続されている。(水平方向の振動に対応させる。)
- (4) 前(2)及び(3)において、空気バネのストローク方向以外の振動を抑えるため、それぞれの底板間及び側板間にガイドローラー(ガイドポスト)を設けている。
- (5) 6個の空気バネには、それぞれ補助タンクを接続し

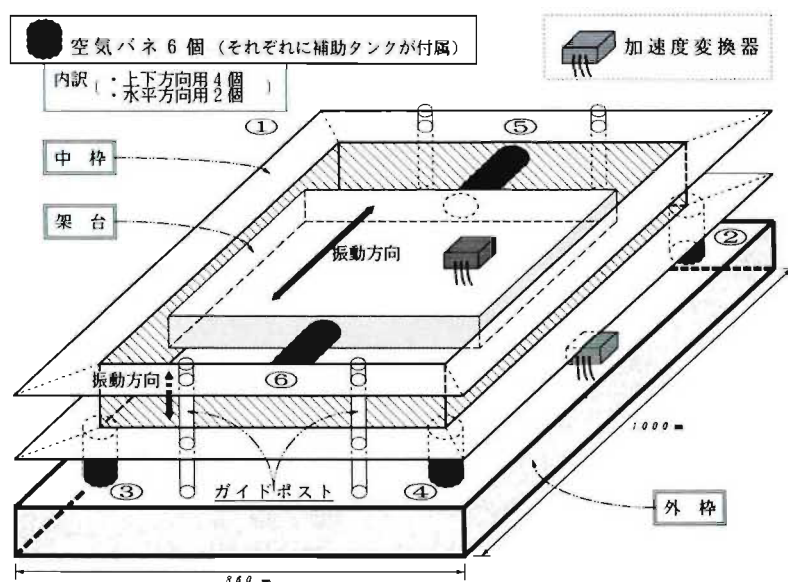


図7 実験装置の概略図

9 集録データの分析項目

前 8(3)で集録したデータについて、次の項目について分析を行った。

(1) 加速度の時間波形

ア データアナライザのモニター機能を使用して、各走行の全体波形を出力した。

イ 前アの波形を拡大した図を出力した。

(2) 加速度の周波数分析

ア 1回の走行データの中から、任意の1ヶ所について、周波数分析 (FFT) を行った。

イ 前(1)アの中で、発進時に他の部分と異なった特徴的な波形が見られたので、その部分について周波数分析を行った。

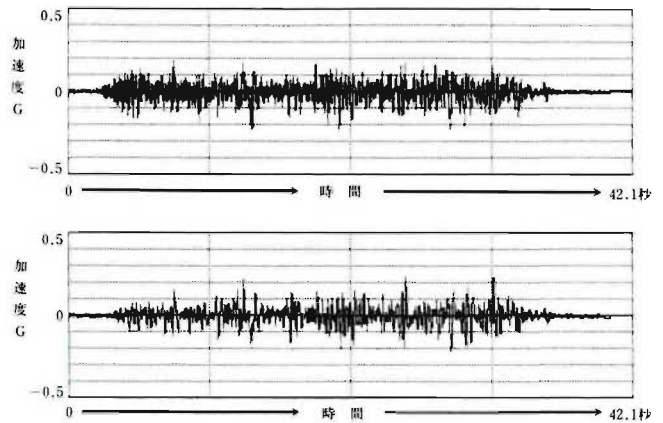


図9 時間波形 (上下方向、補助タンク接続)

図 8・9 をはじめとした全ての実験データから、加速度の最大値を抽出して平均値を求め、条件ごとにグラフ化したものが図10である。

この図を見て分かる通り、すべての条件において外枠 (床面) における加速度より空気バネ上の加速度が大きくなっている。

これは、防振ゴムを使用した振動実験でも見られた傾向であり、架台の位置において振動が増幅されたことを表している。

また、左右方向の最小加速度が最大加速度に比べて大幅に小さくなっているのは、車両の走行経路が発進から4回左折を繰り返して発進位置に戻るといったものであったため、加速度変換器の+側にだけ加速度が大きかったものと考えられる。

ア 時間波形で見た振動の変化

図 8・9 は、発進から停止までの一連の走行波形 (約4000ポイント) をあらわしている。

このような波形の中から400ポイント (4秒間) を拡大表示したものが図11・12である。

10 実験結果及び考察

—上下方向の振動について—

(1) 加速度の時間波形

補助タンク接続の有無及び測定位置ごとの時間波形 (横軸→時間、縦軸→加速度) の例は、図 8・9 のとおりである。(上が車体の振動、下が架台の振動)

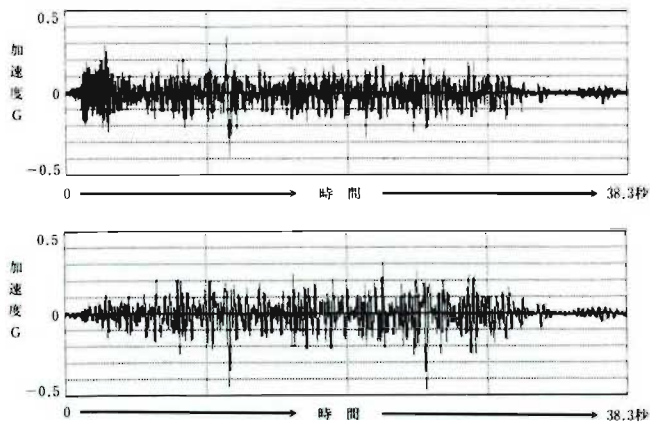


図8 時間波形 (上下方向、補助タンク無し)

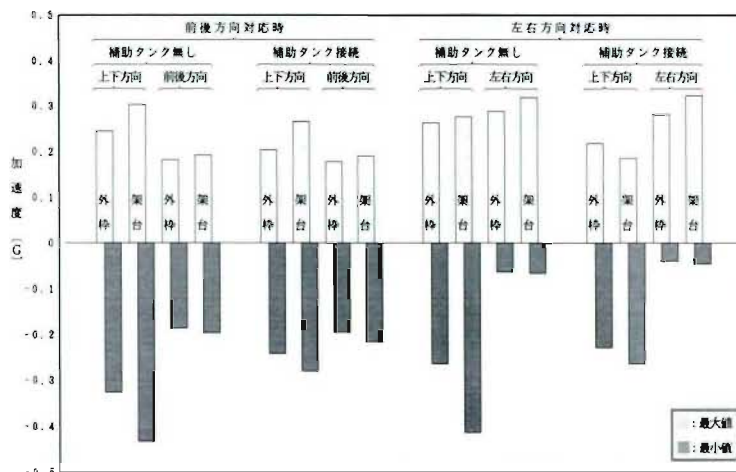


図10 時間波形における加速度の最大最小値

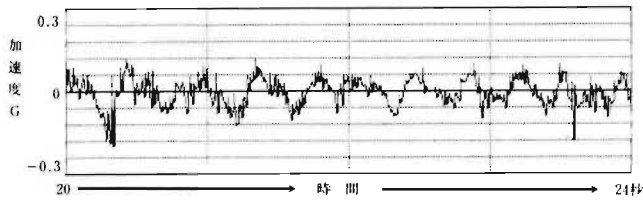


図11 拡大時間波形（上下方向、補助タンク無し）

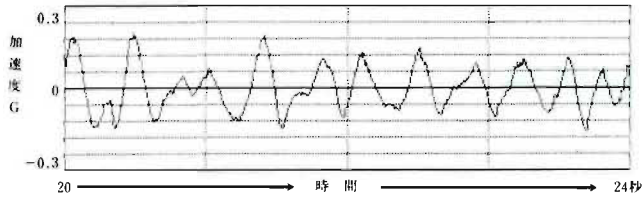


図12 拡大時間波形（上下方向、補助タンク接続）

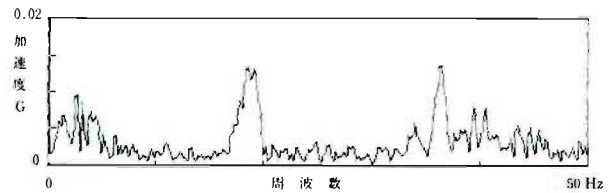


図13 周波数分析波形（上下方向、補助タンク無し）

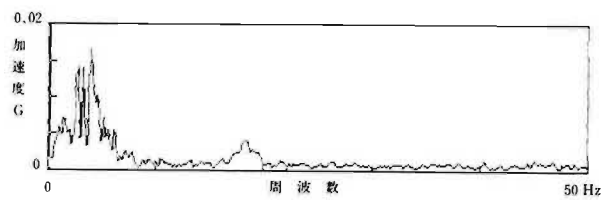
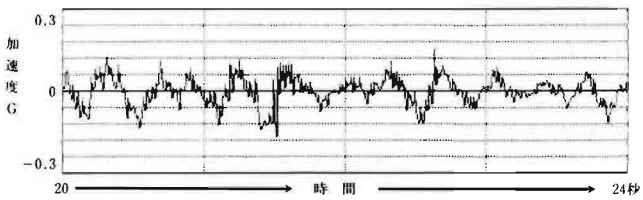


図14 周波数分析波形（上下方向、補助タンク接続）



イ 車両の振動特性について

これを見ると、架台上の波形は、外枠（車体）の加速度に現れていた細かな振動がなくなり、滑らかになっていることがわかる。

このことから、空気バネによって高い周波数の振動が大きくカットされていることが分かるのである。

図8・9を見ると、外枠（車体）において発進時に、走行途上及び停止時には見られない特徴的な波形が見られる。

これは、実験車両のエンジン及びサスペンションの特性等から生じたものと思われるため、加速度の周波数分析のなかで、あらためて考察を行う。

(2) 加速度の周波数分析

補助タンク接続の有無及び測定位置ごとの周波数分析（横軸→周波数、縦軸→加速度）は、図13・14のとおりである。

図13～22の説明

図13・14は、前(1)イに示した時間波形の発進時に特徴的に現れた波形部分の周波数分析を行ったものであり、各図の上が外枠、下が架台上の周波数分析結果である。

図15～20は、図13・14で分析を行った走行以外の走行について、任意の部分の周波数分析を行い得られたデジタルデータをもとにパソコンを使用して〔架台上の加速度－外枠での加速度〕を計算し、その結果をグラフ化したものの一環である。

（図21は防振ゴムの一例）

つまり、プラス側は防振効果がなかったことを示し、マイナス側は防振効果が表れたことを示している。

ア 発進時の特徴的な波形について

時間波形の中で特徴的に現れた発進時の波形は、周波数分析を行ってみると、図13・14の上に示されるように、20Hz前後及び30～40Hz付近の大きな振動

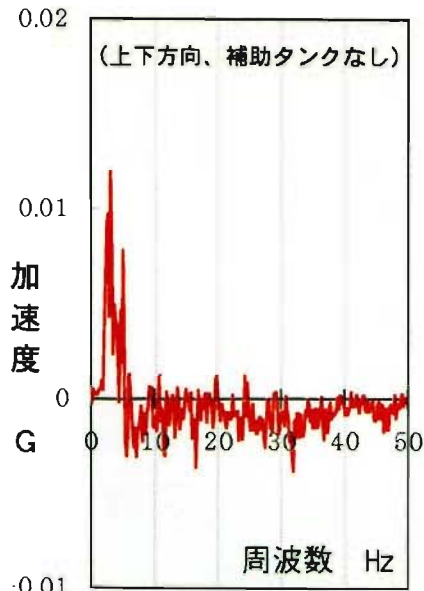


図15 防振効果波形

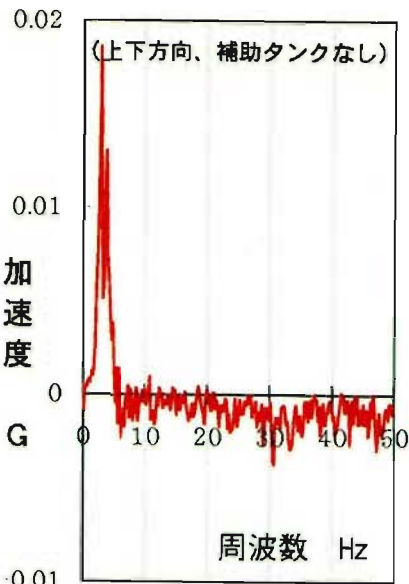


図16 防振効果波形

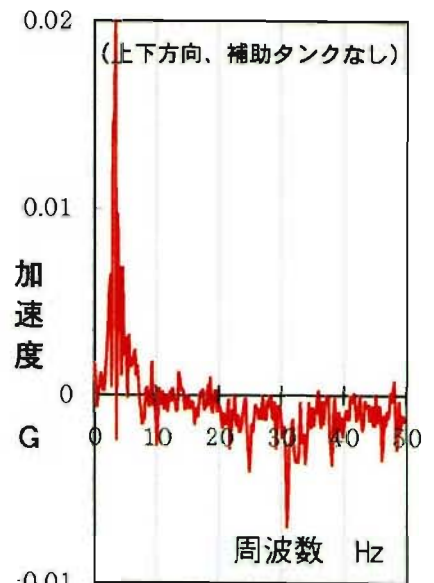


図17 防振効果波形

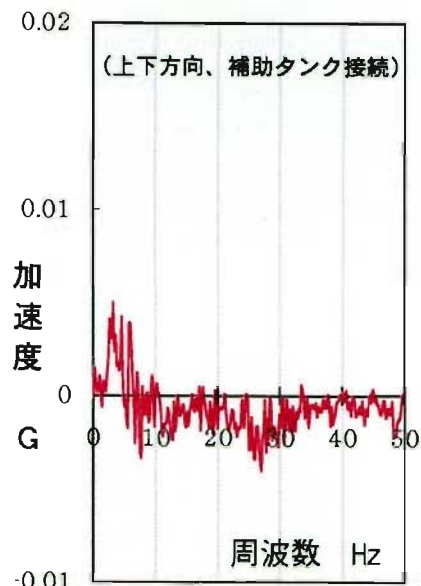


図18 防振効果波形

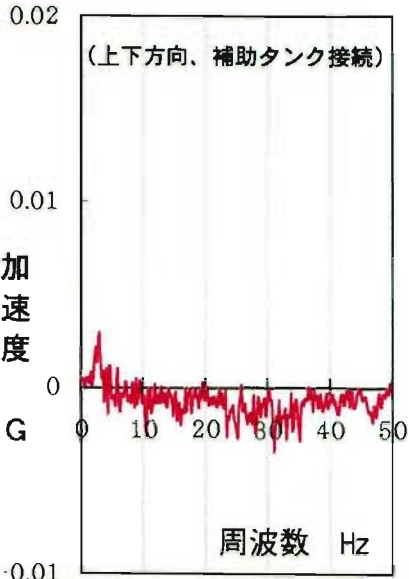


図19 防振効果波形

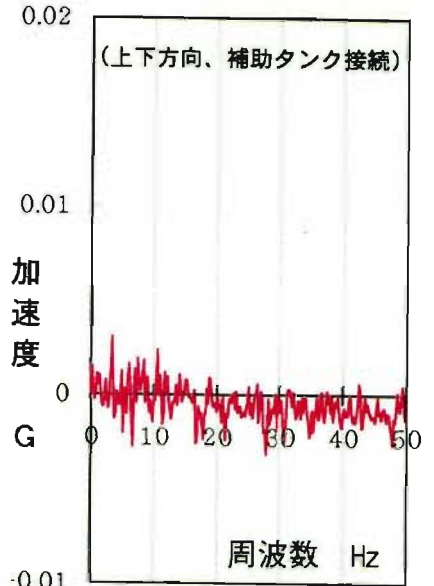


図20 防振効果波形

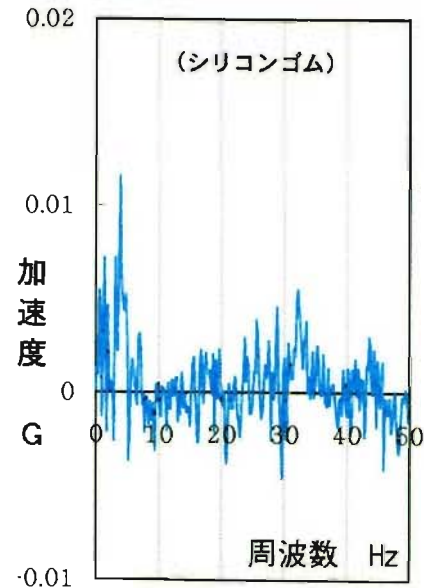


図21 防振効果波形

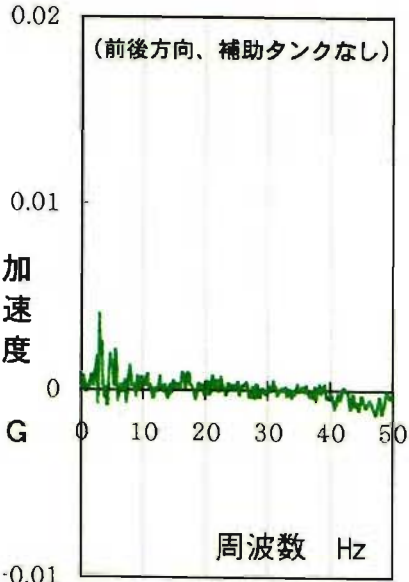


図22 防振効果波形

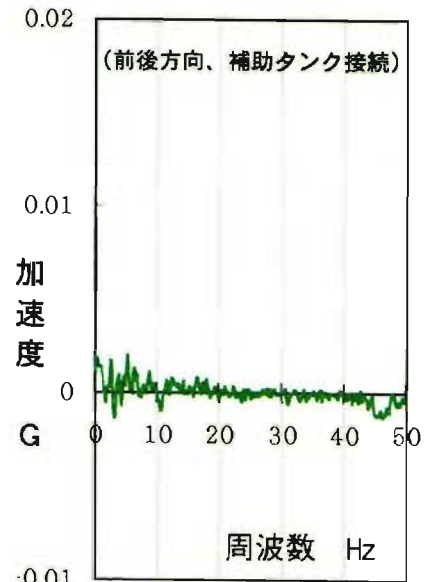


図23 防振効果波形

であることが分かった。

この振動の発生メカニズムは不明であるが、これらの振動に対する空気バネの防振効果は、それぞれの図の下で分かるように、はっきりと現れている。

この付近の周波数は人体において、上下方向における“足”の共振周波数と一致している。また、それ以上の50~70Hzが上下方向における“頭部”の共振周波数であることを考えると、今回の実験に使用した空気バネでもこれらの部位について十分な防振効果が得られることが分かった。

イ 補助タンクを接続しない場合

図15~17を見て分かる通り、補助タンクを接続しない場合は空気バネ本体の持つ固有振動数の付近で大きくプラスの値がでている。

このことは、架台上で外枠（車体）の振動が増幅されたことを表している。

図1に示すとおり、振動数比1のとき（空気バネが持つ固有振動数と同じ周波数の振動を受けたとき）共振現象が発生し、振動が増幅される。

これが、今回の実験において現れたものと考えられる。

ウ 補助タンク接続の場合

図18~20が補助タンクを接続した場合のものである。

補助タンクを接続したことによって、固有振動数がさらに小さくなっているため、前イの補助タンクを接続していない場合のグラフよりも低い周波数の位置で共振現象が発生すると考えられていた。

しかし、図を見て分かる通り、明確な共振が現れていない。

これは、空気バネと補助タンクを接続している配管の太さ（内径2mm）に原因があるものと考えられる。

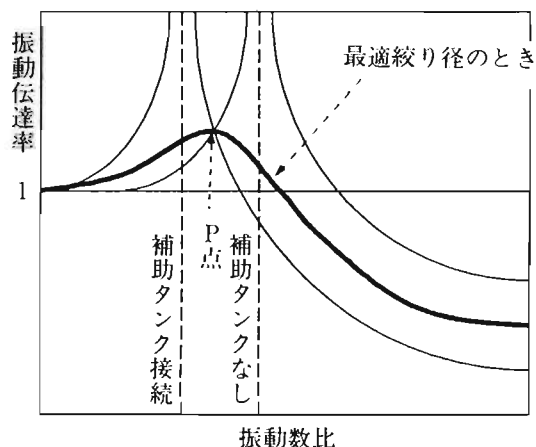


図24 オリフィス効果の概念図

補助タンクを接続しない時及び接続していても空気バネ本体との空気の流通が十分確保されていれば図24に示すように空気バネの固有振動数の位置で共振現象が発生する。

これを抑えるために、空気バネ本体と補助タンクの間空気の流通を絞るオリフィスを入れる方法がある。

図24のP点で振動伝達率が最大となる最適絞り径のオリフィスを選択した時、最も共振を抑えることができるのである。

今回の実験装置において、空気バネ本体と補助タンクの接続には、内径2mmの配管を使用した。

この配管がオリフィスの役割を果たしたために、共振が抑えられ補助タンクを接続していないときよりプラスの値が小さくなる結果になったものと考えられる。

図24でわかるように、振動伝達率が最大となる位置は、補助タンクを接続しその間の空気の流通が十分に確保されている時の共振周波数より大きくなっている。

つまり実験時の固有振動数は、補助タンクを接続したときの固有振動数（計算値）0.9Hzより大きくなっていると考えられる。

エ 防振ゴムとの比較

車体及び防振材上の振動を周波数分析した結果を見ると、防振ゴムの場合はゴムの種類（天然ゴム、ブチルゴム、ウレタンゴム、シリコンゴム）にかかわらず、そのゴムの振動伝達率が1になる周波数以上の周波数範囲においても防振材上の加速度が、車体のそれを上回っているデータが多く見られた。

（図21参照）

これに対して、図15~20の通り6Hz程度以上の周波数の振動のほとんどを空気バネが吸収しており、防振ゴムと比較すると明らかに防振性能が高いことが分かった。

(3) 固有振動数の確認

走行実験終了後、実験装置を車両から下ろし、総合実験室内において空気バネの固有振動数を測定するためのデータを集録した。

実験は、上下方向の空気バネを対象として行った。

まず、実験者が実験装置の中枠に自重をかけ、データアナライザの集録開始後に瞬間的に、かけていた自重を取り除く。

空気バネは、荷重が減少したことにより減衰振動を開始し、その後ストローク中心高さの位置に静止する。

この間の振動を出力したものが、図25である。（補助タンクなしの状態）

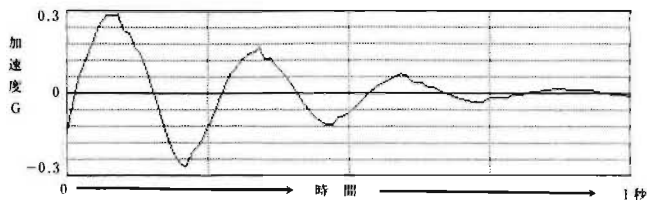


図25 空気バネの固有振動（補助タンク無し）

図25の説明

数十回分のデータの中の一例である。
横軸が時間を表しており、グラフの左端から右端
までが1秒間である。

図25により、空気バネがストローク中心高さを境に減衰振動をしていることがわかる。

これより1波長の時間を測定すると約0.253秒であり、固有振動数は3.95Hzである。

これに対して、補助タンクを接続した場合は前(2)で論じたオリフィスにより共振現象が抑えられ、補助タンクを接続していないときのような減衰振動は現れなかった。

一水平方向の振動について一

(1) 実験装置の水平方向の構造について

上下方向の振動に対応する中枠は、4個の空気バネによって支えられている。

つまり、重力方向の荷重は空気バネが全て支えており、他に抵抗になりうる接触部分はない。

これに対して、架台部分は重力方向の荷重を支えるため、架台と中枠の間に4個のガイドローラーを設けている。

(2) 波形データについて

図26・27が時間波形（横軸→時間、縦軸→加速度）であり、図22・23が周波数分析後の〔架台加速度－外枠加速度〕の波形である。

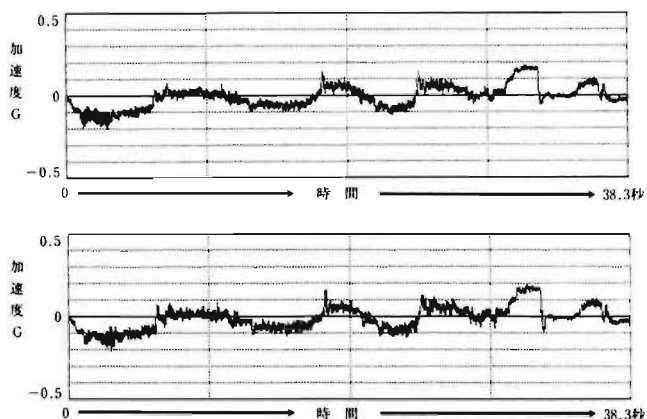


図26 時間波形（前後方向、補助タンク無し）

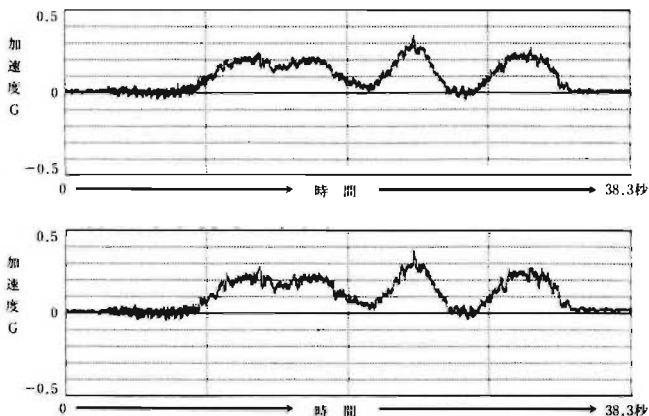


図27 時間波形（左右方向、補助タンク接続）

水平方向に対応する空気バネも、上下方向に使用した空気バネと全く同じものを使用している。

それにも係わらず、上下方向に対する同様の図にあらわれた空気バネの特性が水平方向では見られない。

これは、前(1)のガイドローラーが大きな荷重を受けているため、架台の水平方向の動きに対して抵抗が生じたものと考えられる。

11 まとめ

一防振ゴムについて一

防振ゴムでは、低周波数域の振動を十分に防振できないため、防振架台の防振材として適していないことが分かった。

一空気バネについて一

空気バネ式防振実験装置に使用している空気バネの固有振動数（計算値）は、補助タンクを接続しないときに約4.3Hzで、補助タンクを接続すると約0.9Hzになる。

振動伝達率が1になるのは、それぞれ約6Hzと約1.3Hzである。

これを基本とした上で、今回の実験結果から次の事柄が分かった。

(1) 上下方向の防振について

ア 補助タンクを接続しない場合

振動伝達率が1未満になる周波数（約6Hz以上）において架台に伝わる振動が減衰され、概ね良好な防振効果が得られた。

イ 補助タンクを接続した場合

補助タンクを接続した場合は、その効果が明確に現れなかった。

これは、空気バネと補助タンクを接続している配管部分がオリフィス（絞り）の役割を果たしたため共振はおさえられたものの、車両の振動を吸収するための十分な量の空気の流通を得られなかったことが、その理由であると思われる。

(2) 水平方向の防振について

水平方向の振動に対しては、明確な防振効果を得ることができなかった。

これは、実験装置の架台部分重量に加え、60kgの錘をのせたことにより、架台部分の下に取り付けたガイドローラーに抵抗が生じ、水平方向に対応させた空気バネの円滑な動きに影響を与え、空気バネが本来持っている性能を十分に引き出すことができなかったことが、その理由であると思われる。

(3) 防振ゴムとの比較

車体及び防振材上の振動を周波数分析した結果を見ると、防振ゴムの場合は、ゴムの種類にかかわらず、そのゴムの振動伝達率が1になる周波数以上の周波数範囲においても防振材上の加速度が、車体のそれを上回っているデータが多く見られた。

これに対して、空気バネではその部分の防振効果が明確に現れており、防振ゴムとの比較において、空気バネの方が優れた防振特性を持っていることが分かった。

12 研究結果からの提言

今回の実験結果をもとに、防振架台の性能の向上を図るため、以下にその方策を掲げる。

- (1) 水平方向に対応する空気バネについては、さらに固有振動数の小さなものを使用する。
- (2) 水平方向の防振については、架台にかかる重力の支持方法を十分考慮することによって、架台の水平方向の抵抗を極力小さく抑える。
- (3) 防振架台は多くの部品から構成されているが、それらをトータルに考えて、それぞれが他に及ぼし合う影響（抵抗）を抑える。

なお、今回の空気バネ式防振実験装置は上下方向及び水平一方向の2軸だけに対応している。

以上の提言に基づいて、3軸の振動に対応する防振架台を製作することは十分可能である。

防振材として防振ゴム、空気バネなどがあるが、総合的に判断すると、空気バネは防振架台を構成する防振材として必要不可欠なものであるといえる。

参考文献

改訂新版「防振ゴム」戸原春彦 他 (株)現代工学社