

空 気 バ ネ 台 車
— 1 自 由 度 系 空 気 バ ネ 台 車 の 現 地 試 験 —
Air Suspension Truck

別 府 忠* 小 橋 正 人* 樋 口 正 雄*
Tadashi Beppu Masato Kohashi Masao Higuchi

内 容 梗 概

- 1 自由度系空気バネ台車の現地走行試験結果を検討して、次の事項を明らかにした。
- (1) 上下動揺および左右を連通した空気バネの動的バネ特性が、理論的に計算可能であること。
 - (2) 上下ビビリ振動の伝達の機構を確かめ、試験結果は好ましいものではなかったがある限度までの改善は可能であること。
 - (3) 前後振動の発生および伝達の機構を明らかにし、現在実施中の改造効果を推論しうること。
 - (4) 輪重の変化、横圧および横はり応力の測定結果よりみると、1自由度系としたことによる根本的欠陥は考えられないこと。

1. 緒 言

車両の乗心地の改善すなわち乗客へのサービス向上の線に沿って国鉄はじめ各私鉄において空気バネは急速に採用され、その所期の目的を果していることは疑いのないところである。

日立製作所笠戸工場ではその製品主流としての2自由度系の空気バネ台車を生産する一方試作研究の対象に1自由度系空気バネ台車を取り上げてきたわけであるが、昭和34年2月11・12日の両日および3月5～10日にわたってそれぞれ相模鉄道株式会社および名古屋鉄道株式会社の御援助でその性能を試験することができた。

試験の結果速度範囲 70～80 km/h 程度までは通常の振動性能の分類に従って A class の台車と考えられるが、それ以上の速度において改善の余地を残していることが明らかとなった。ここに試験結果の一部および理論検討の要旨について説明する。

2. 試 験 の 概 略

現地試験に使用した車体および台車の要目を第1表に示す。第1,2図にKH-21形台車、KH-15形台車の組立図を示す。

両台車とも左右の空気バネは連通してあり、回転剛性は主としてねじりバネでもたせている。また台車わくのレールに対するたわみ性はKH-21形台車では台車わく側はりをゴムブッシュを介して弾性的に結合することによって得られ、KH-15形台車では横はりを中央部でしぼりその断面形状はコ字形の対向したものとして台車わくのねじりを容易にすることで得られている。なおKH-21形台車では上述ゴムブッシュは電動機懸架の弾性支持も兼ねている。

名古屋鉄道における試験の要目を第2表に示す。相模

* 日立製作所笠戸工場

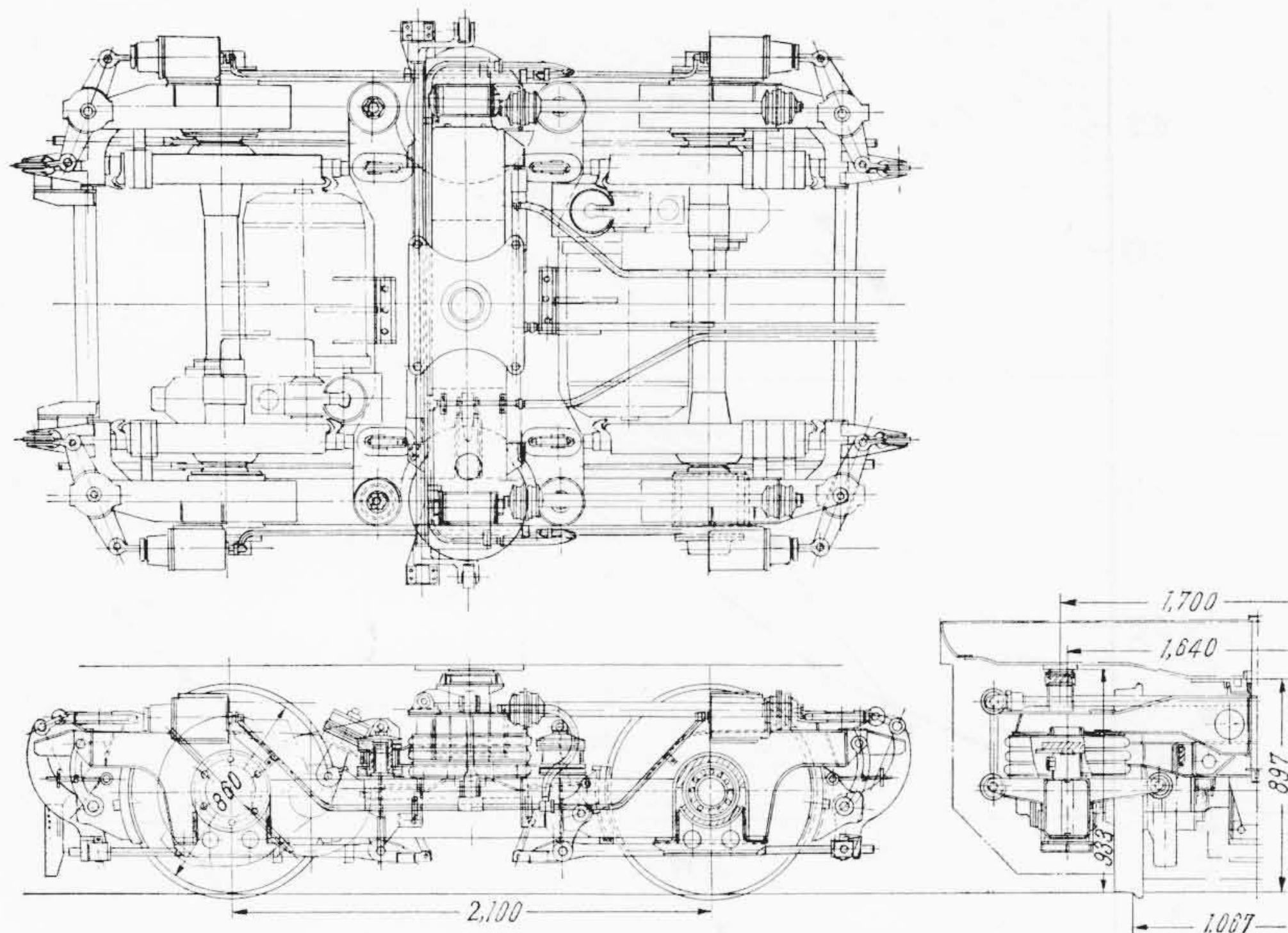
第1表 供 試 車 両 の 要 目

試 験 地		名 古 屋 鉄 道	相 模 鉄 道
車 体	形 式	モハ 5208	クハ 2508
	心 皿 間 距 離 (mm)	12,600	11,070
	重 量 (t)	20.5	16
台 車	形 式	KH-21	KH-15
	軌 間 (mm)	1,067	1,067
	車 輪 径 (mm)	(圧延車輪) 860 φ	(スポーク) 860 φ
	軸 距 (mm)	2,100	2,000
	心皿取付面高さ (mm)	897	900
	重 量 (t)	含電動機 6.5	3.7
	駆 動 方 式	平行カルダン(中空軸)	
車	空 気 バ ネ	500 φ(有効径)×3ヒダ	550 φ×4ヒダ
	同 容 積 (l)	25(60に改造中)	43
	補助タンク (l)	75	52
	空気バネ静的バネ常数 (kg/mm)	(試験時) 31	(試験時) 27.5
	ねじりバネ回転剛性 (t-m/rad)	83	70

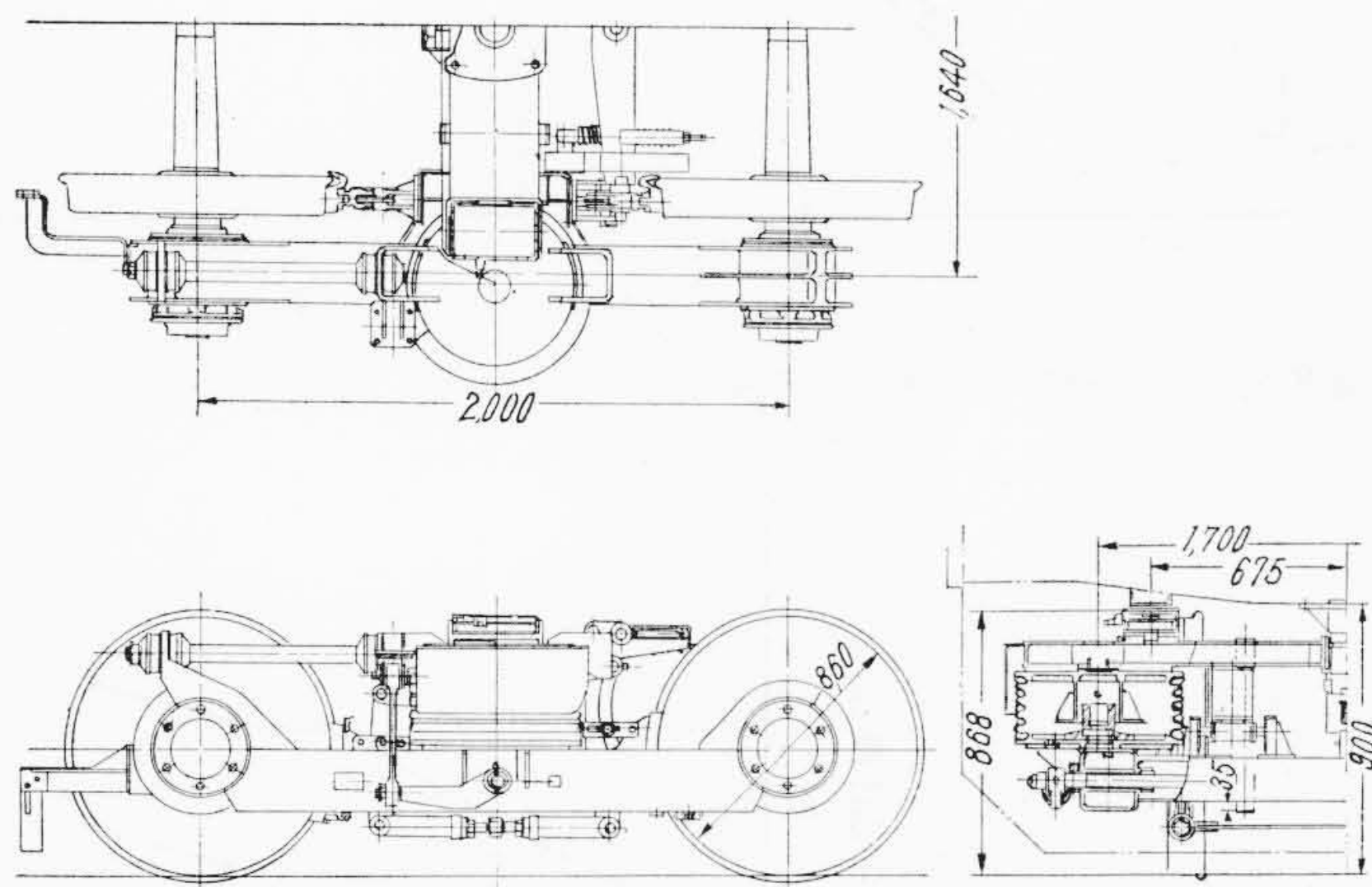
第2表 KH-21 試 験 要 目

試験区間	最高(区間内)速度(平均)	荷重条件	測 定 項 目	備 考
900 mR 曲線(600m)	上り線 84.9	空車+約15名	(1) 上下振動加速度	1. 2 両編成 2. 空気バネ絞り径 14 φ
	下り線 86.7		(2) 左右振動加速度	
1,000 mR S曲線(900m)	上り線 105.0		(3) 前後振動加速度	
	下り線 104.8		下り線での先頭車、先頭台車心皿上で測定	
直線(700m)	上り線 102.9		(4) モーターノーズ部振動加速度	
	下り線 95.7			

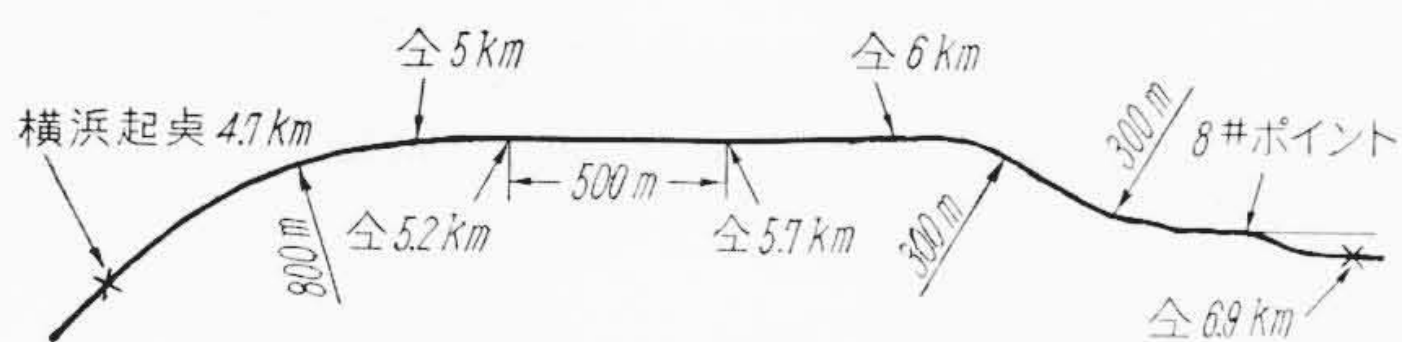
鉄道における試験は第3図横浜起点 6.9 km 標識位置発車時より横浜起点 4.7 km 標識地点通過時までの上り線で各種振動加速度、空気バネ内圧、補助タンク内圧、輪重、横圧、ねじり棒応力および横はり応力を試験車を先頭車とした2R編成の先頭台車側で測定した。試験は被測定台車側乗車人員10～15名を数える状態で行った。



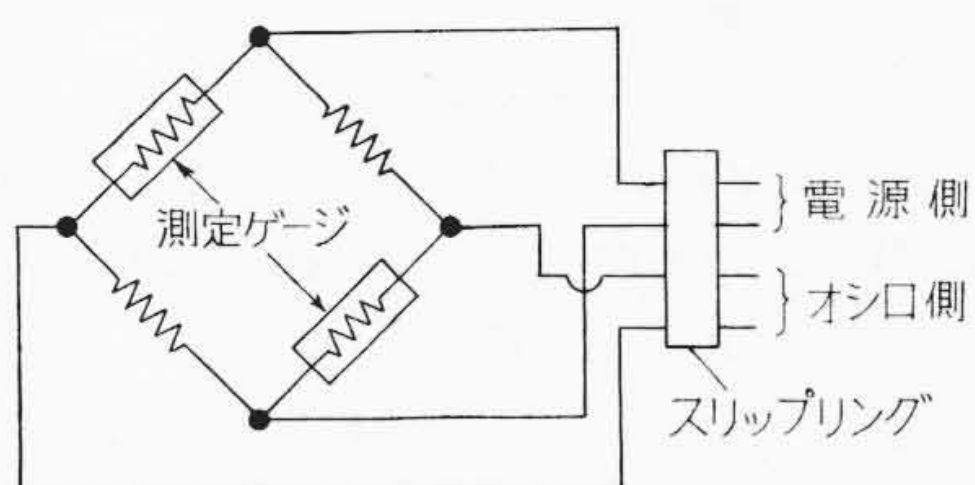
第1図 KH-21 形 台 車 組 立 図



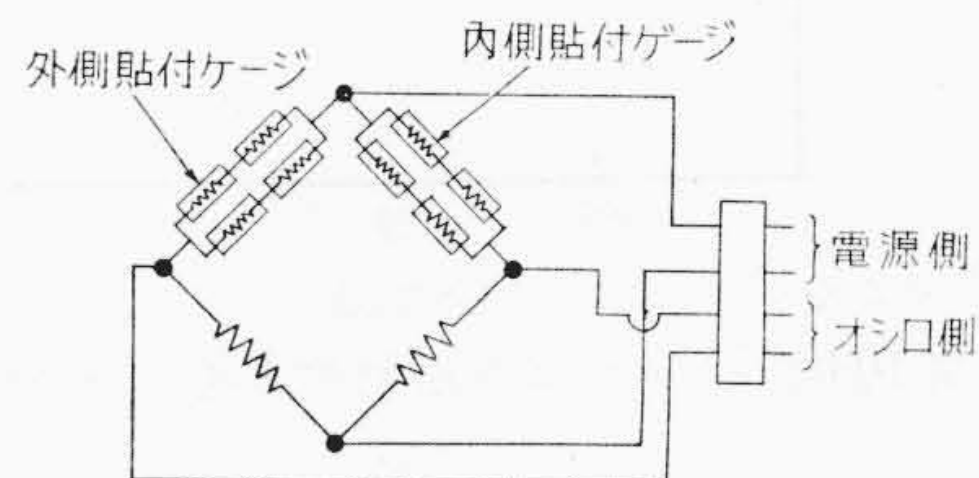
第2図 KH-15 形 台 車



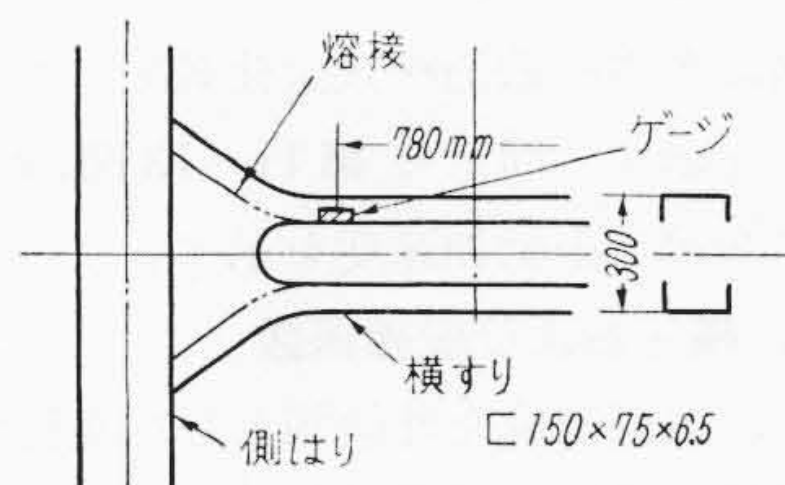
第3図 試 験 線 路 図



第4図 輪重測定用結線図



第5図 横圧測定用結線図



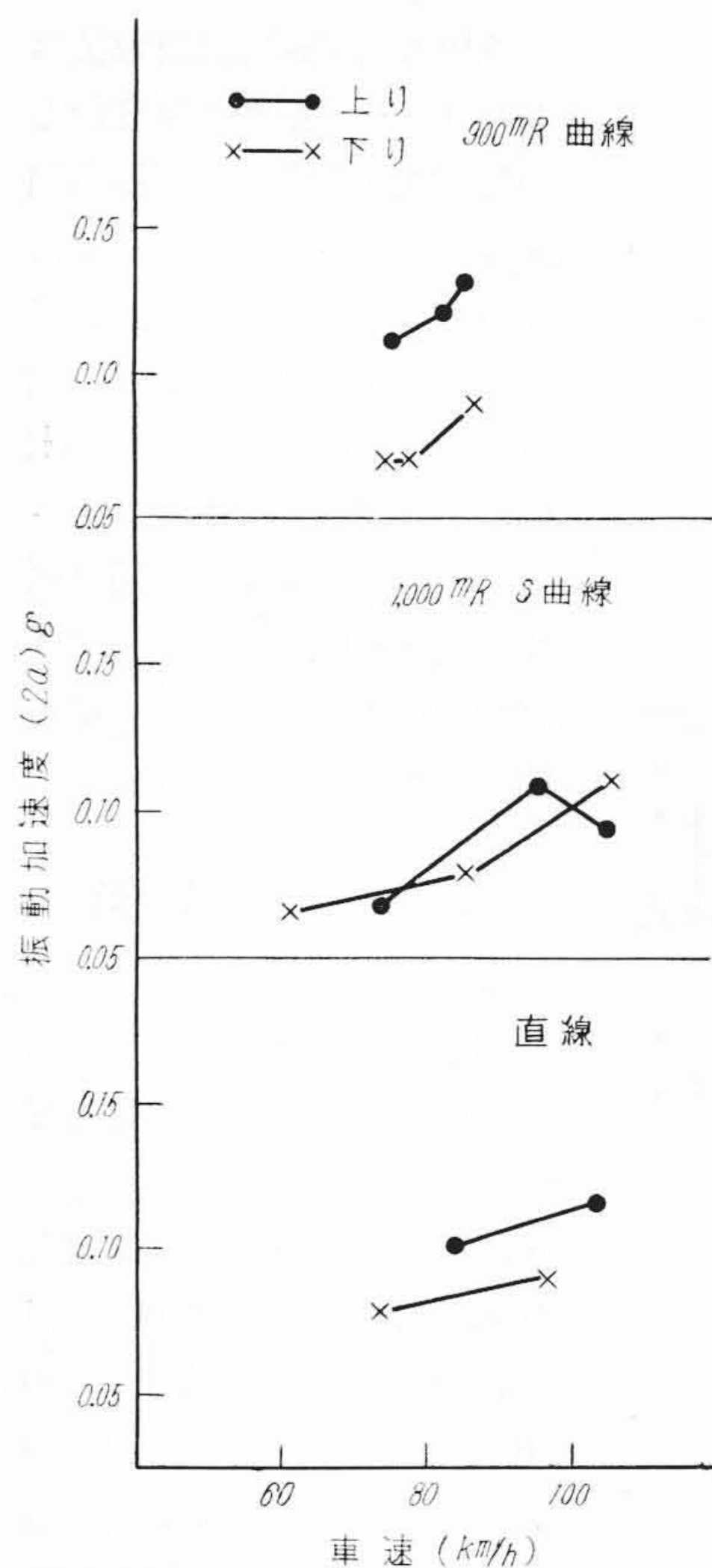
第6図 横はり応力測定位置

各種振動加速度は自家製ストレンゲージ振動加速度計と一部梅北式 DV-3 形振動加速度計を使って測定し、また圧力測定は自家製ストレンゲージ圧力計を用いている。輪重および横圧は第1軸右側車輪にて測定し、ストレンゲージの結線要領を第4,5図に示す。横はり応力は静的ねじり試験で大きな応力のでた第6図図示位置にはり付けた。

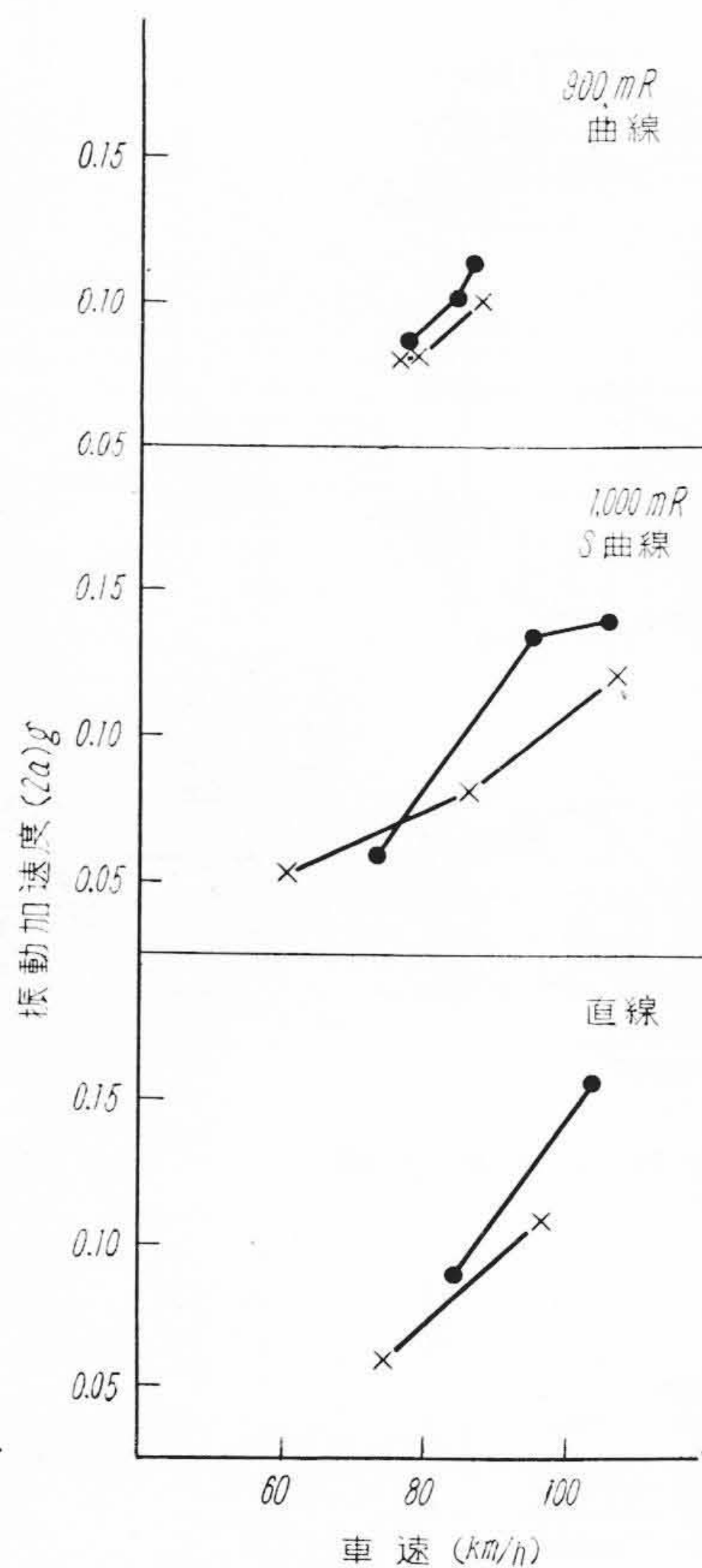
3. 試 験 結 果

3.1 振 動

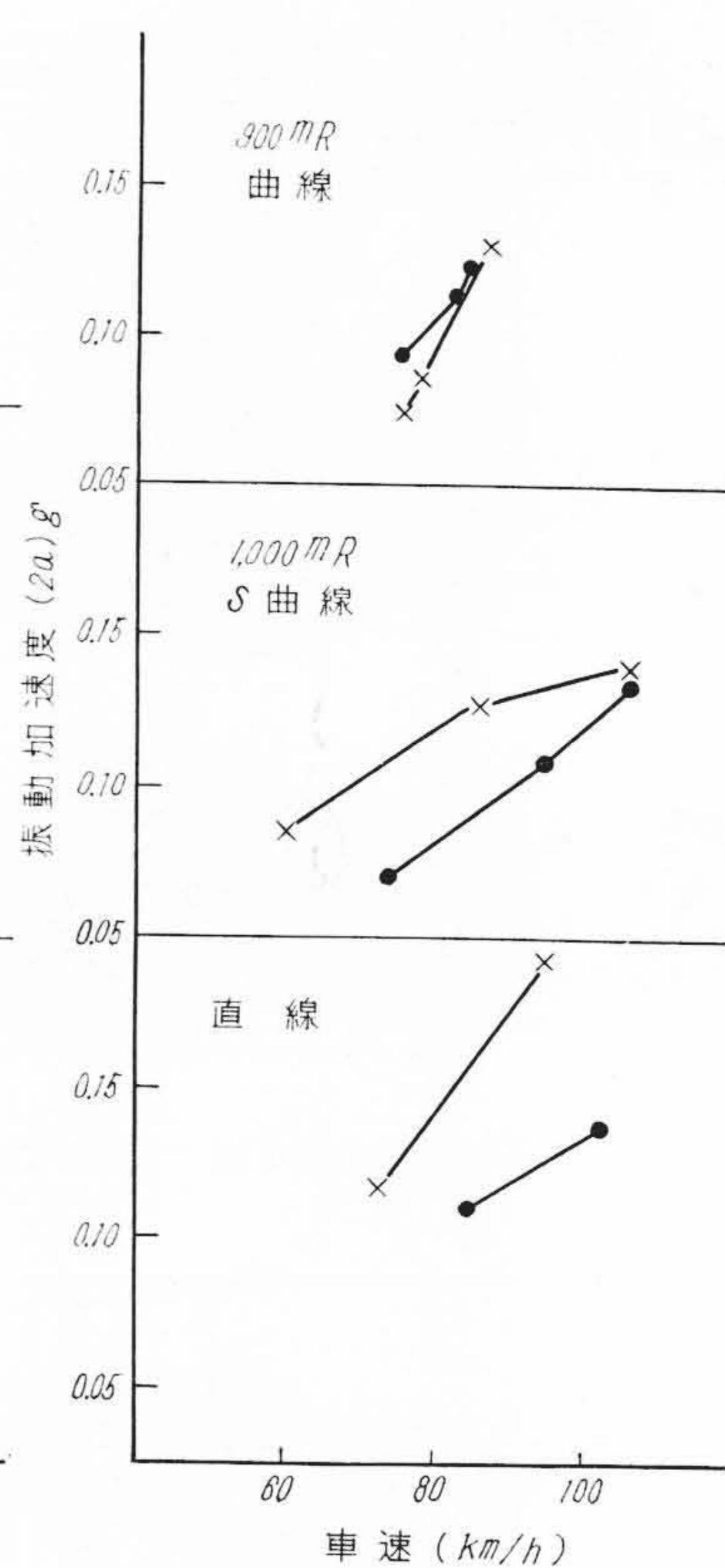
振動加速度はオシログラム記録紙上の波形より動揺とビビリ振動を分離し、それぞれ定区間内（名古屋鉄道株式会社試験では標識間隔100m, 相模鉄道株式会社試験では 50 m）での最高値を全区間について平均したものである。名古屋鉄道株式会社、相模鉄道株式会社の両試験で上下ビビリ振動は 30 c/s 近傍のものが大きく、使用計器の感度一定の範囲（22~23 c/s 以下）をこえているがこの点を考えずに整理してある。また左右のビビリ振動加速度は名古屋鉄道株式会社試験では小さかった



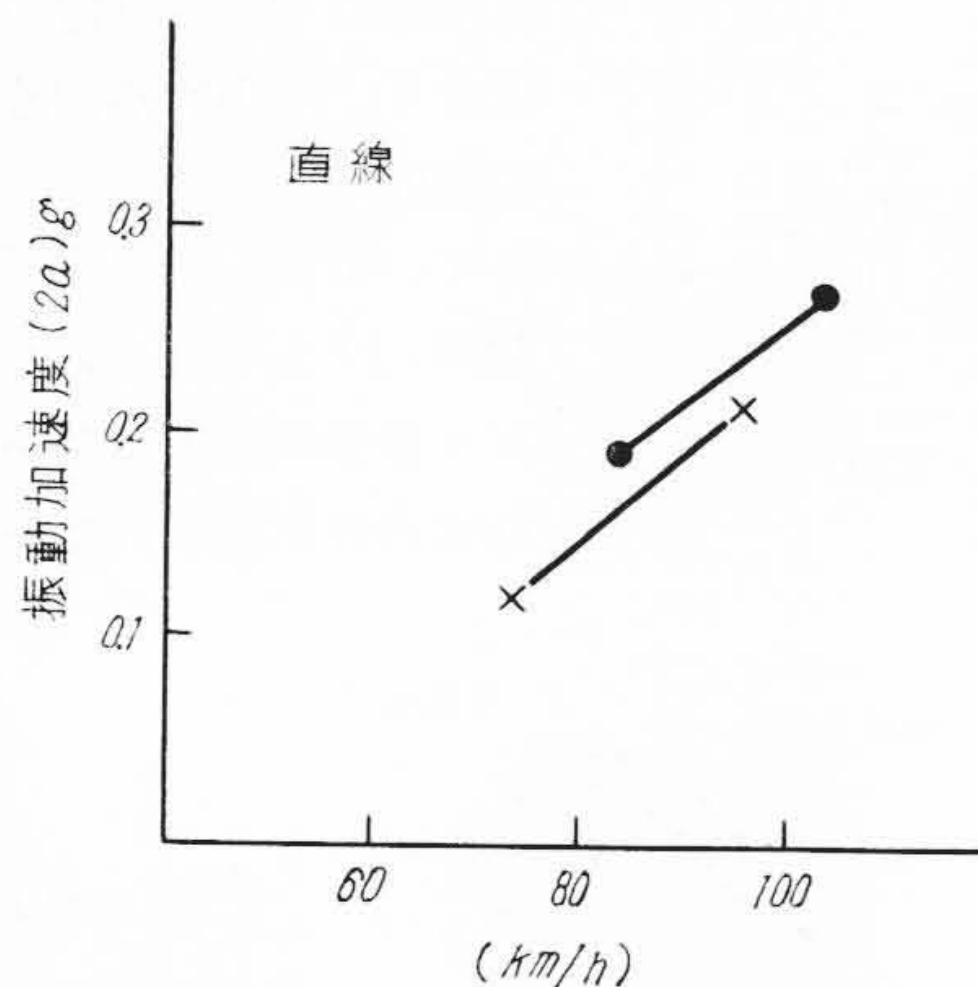
第7図 上下動揺加速度 — 名鉄 —



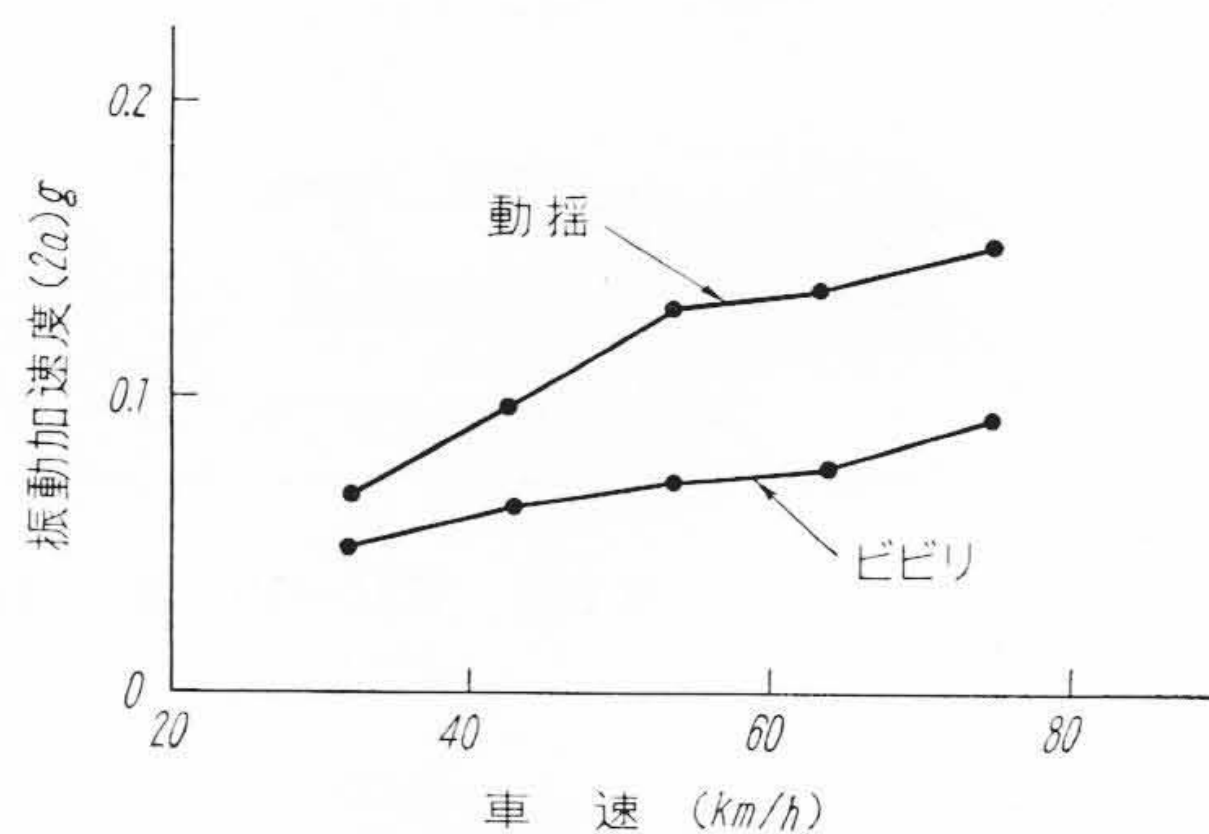
第8図 左右動揺加速度 — 名鉄 —



第9図 前後振動加速度 — 名鉄 —



第10図 上下ビビリ振動加速度 — 名鉄 —



第11図 上下振動加速度 — 相模 —

が、相模鉄道株式会社試験では11~12 c/sのものが連続的にでていた。

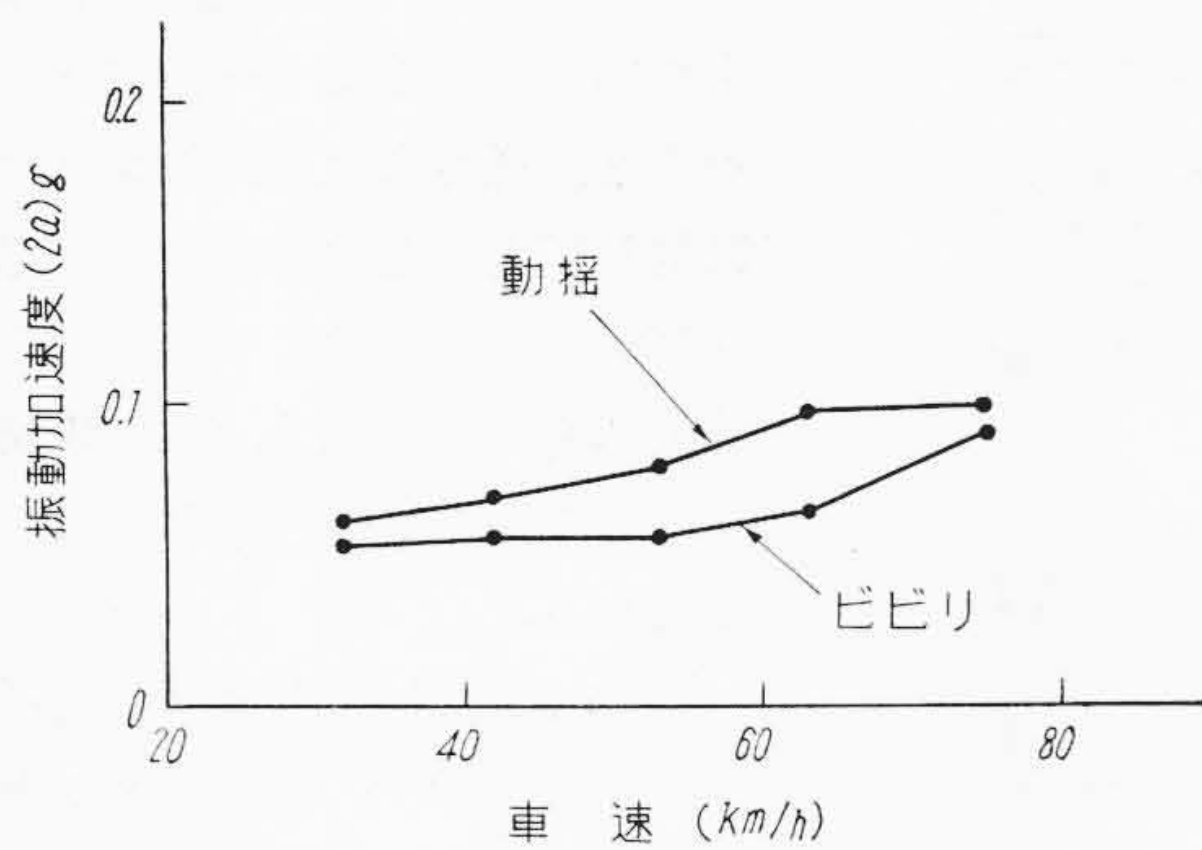
第7~10図に名古屋鉄道株式会社試験における振動加速度(全振幅)を示す。同じく第11~13図は相模鉄道株式会社試験における振動加速度を示す。

3.2 輪重、横圧および脱線係数

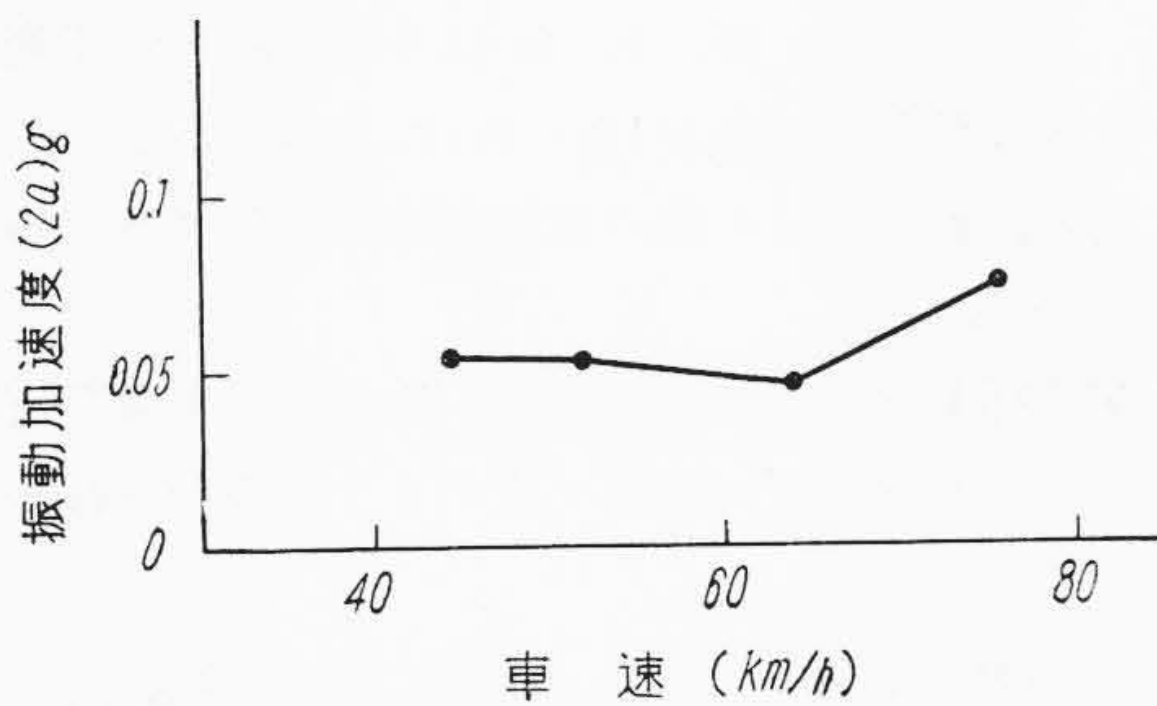
大きな横圧は被測定輪を外軌側として走行する8#ポイント、第2番目の300 mR曲線および800 mR曲線にお

いてみられる。以下 W は輪重、 Q は横圧を示す。

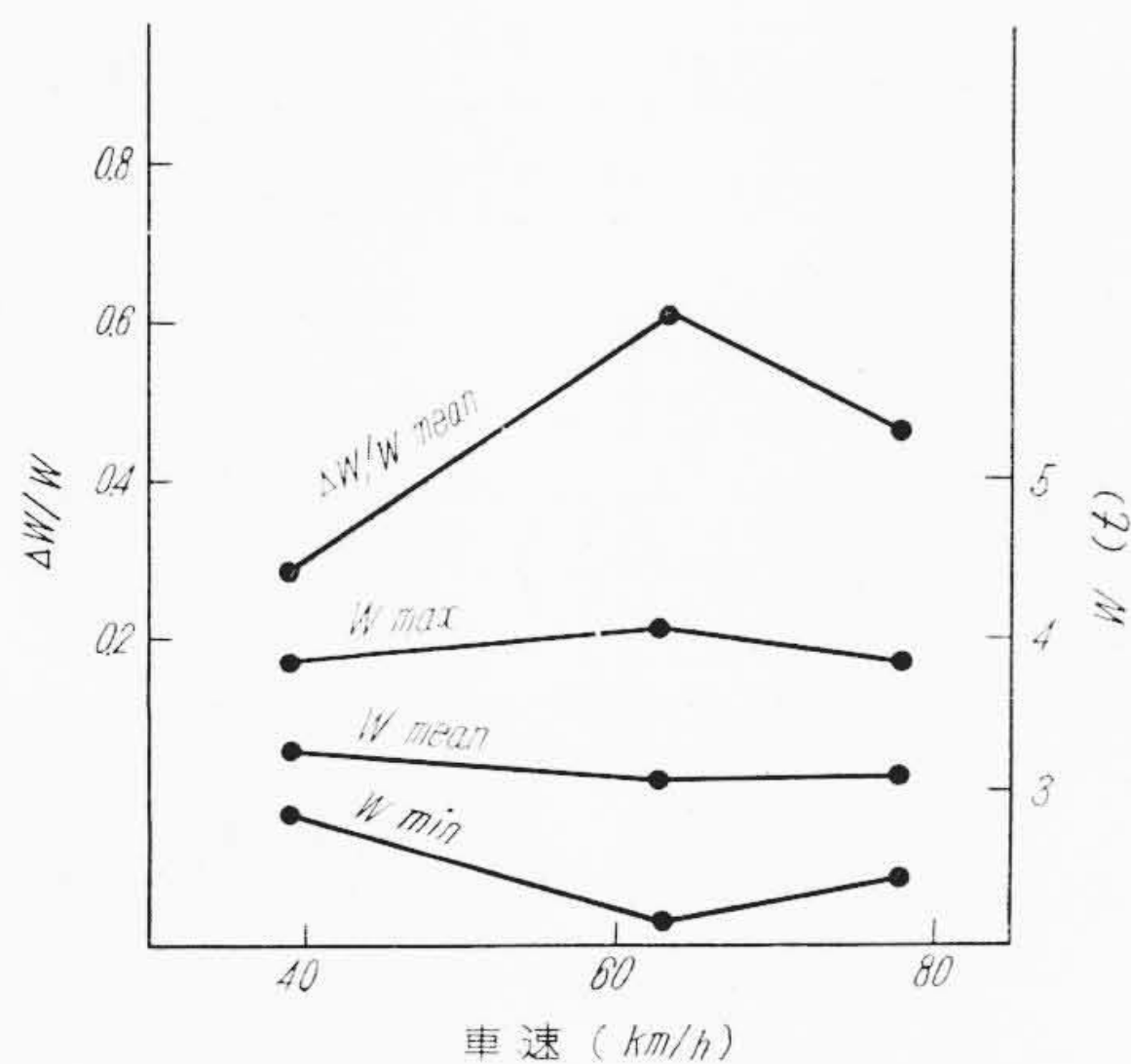
第14図は直線区間における車速と $W_{\max}$, $W_{\min}$, W_{mean} および $\frac{\Delta W}{W_{\text{mean}}}$ の関係を示す。ただし $W_{\max}$, $W_{\min}$ はそれぞれ振動加速度データ整理時と同じ分割区間内における最高値と最低値の平均であり、 W_{mean} は $W_{\max}$ と $W_{\min}$ の平均値である。第15図は300 mR曲線上での車速と $W_{\max}$, $W_{\min}$, $Q_{\max}$ および Q/W (脱線係数) の最大値を示す。なお $W_{\max}$, $W_{\min}$, $Q_{\max}$ は車輪10回転区間内における各10個の最高値および最低値



第12図 左右振動加速度 — 相模 —



第13図 前後振動加速度 — 相模 —



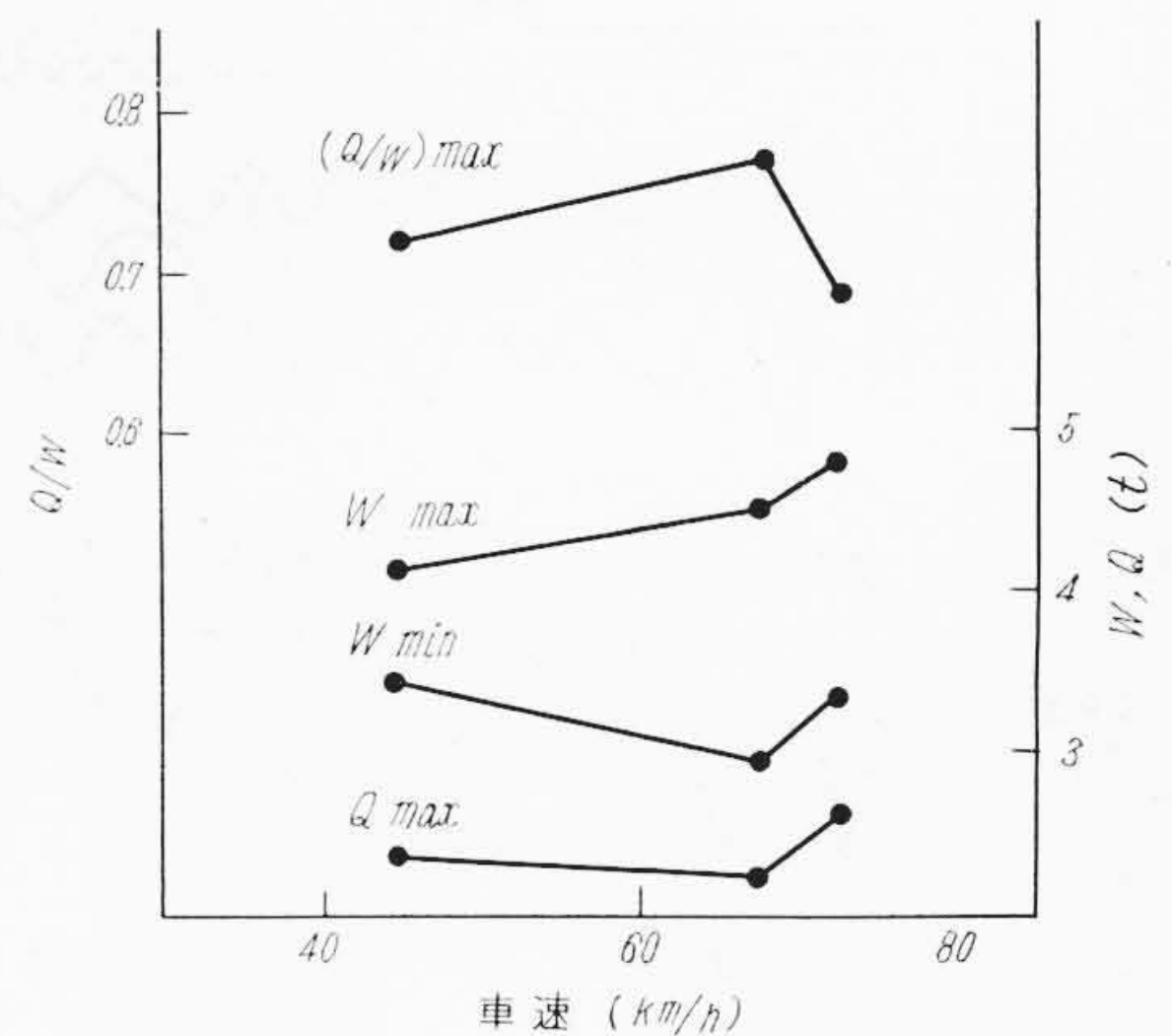
第14図 直線区間における W および $\frac{\Delta W}{W}$

の平均である。また横圧の最大値は 8# ポイントと 300 mR 曲線上でみられ、その値は 2.8 t であった。

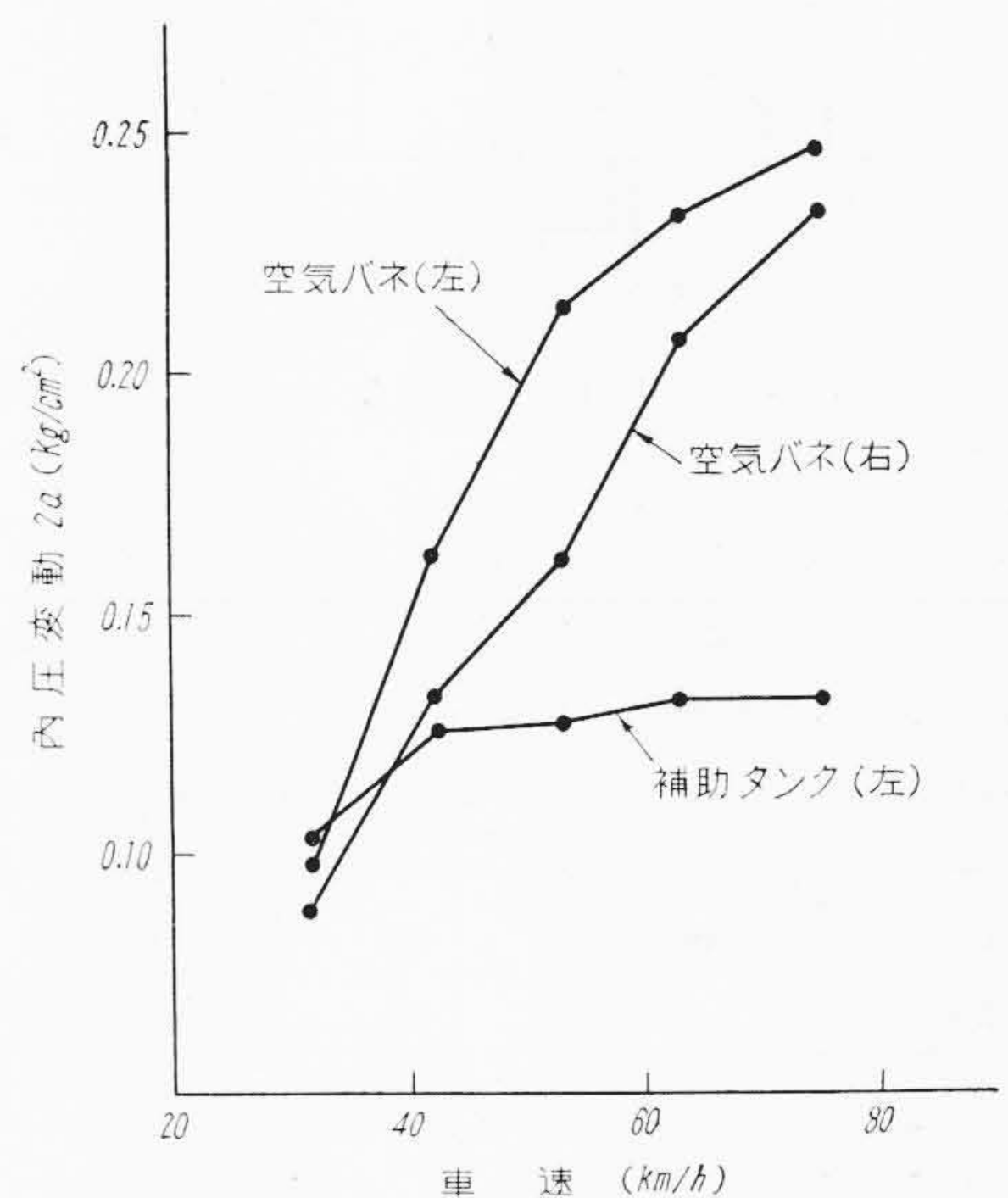
3.3 横はり応力およびねじりバネ応力

横はり応力は主として台車はりのねじれに起因しているものと考えられ、ほとんど速度に無関係である。前述全測定区間内における基準点よりの応力の振れは $\pm 3.5 \text{ kg/mm}^2$ であった。

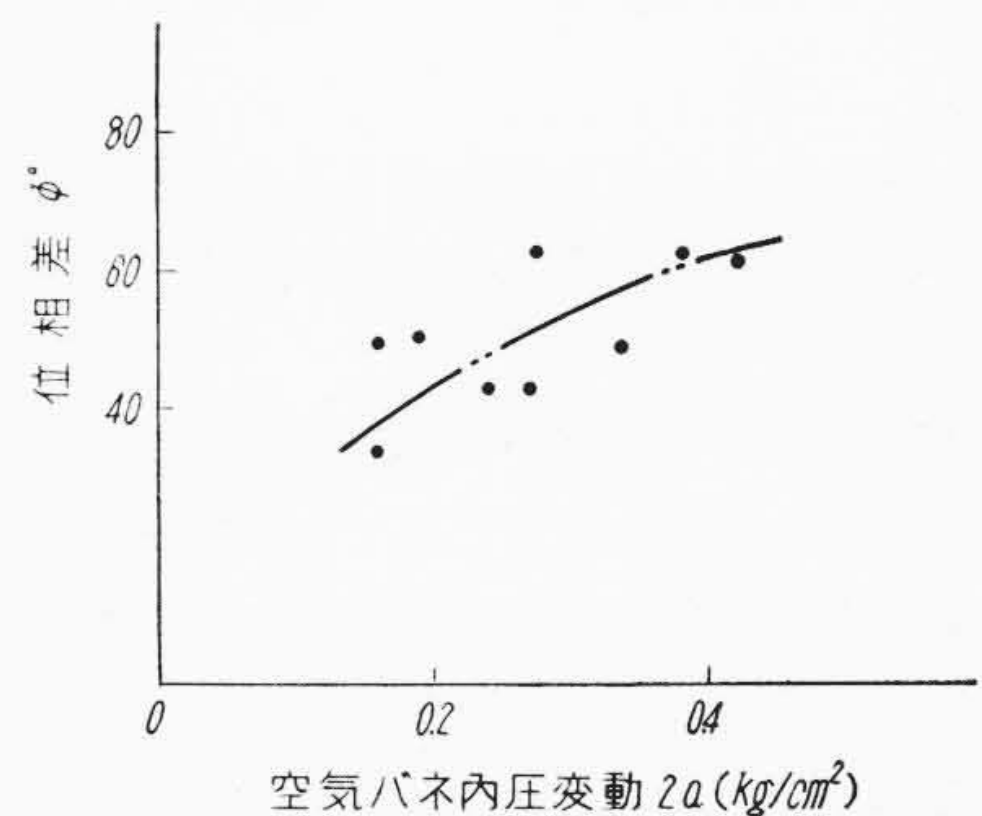
ねじりバネの応力については測定回数が2速度しか行っていない、かつ運転条件のちがいもあって車速との関係を明らかにできなかったが全測定区間内での最大応力の



第15図 300 mR 曲線における W , Q および $\frac{Q}{W}$

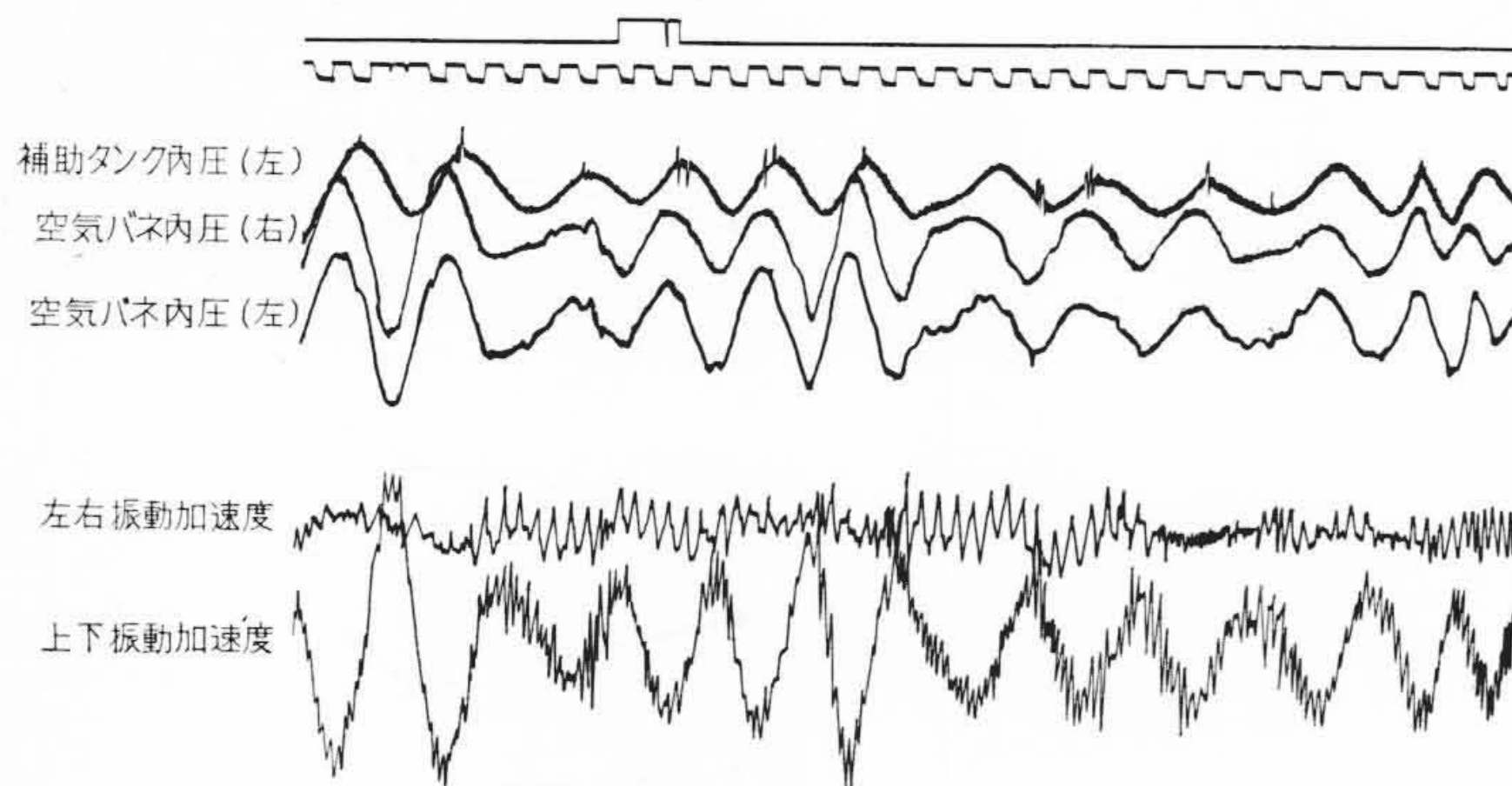


第16図 空気バネ、補助タンクの内圧変動

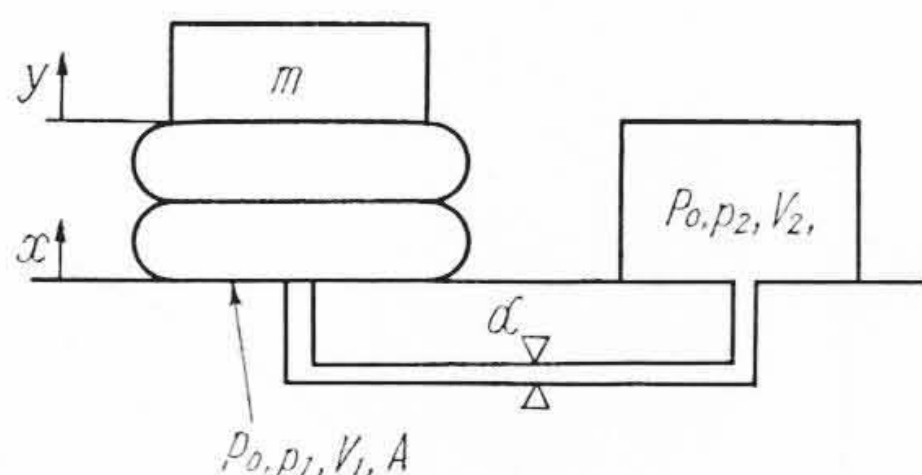


第17図 空気バネ内圧変動と位相差 ϕ

振れ(全振幅)は 8.5 kg/mm^2 であった。この測定値は第2番目の 300 mR 曲線を 52 km/h で走行したときのものである。



第18図 各種振動波形



第19図 1自由度系空気バネ説明図

第3表 絞り係数 α_1 , α_2 位相差および ϕ

速度 (km/h)	31.6	41.9	53.0	63.2	75.0
$2p_1$ (kg/cm ²)	0.097	0.163	0.214	0.234	0.249
$2p_2$ (kg/cm ²)	0.103	0.127	0.127	0.131	0.113
ω (rad/s)	8.92	10.6	10.6	10.5	11.8
α_1 (l/s)	∞	682	436	367	310
α_2 (l/s)	∞	506	370	363	342
ϕ (°)	0	38°50'	50°40'	55°40'	63°40'

4. 考 察

4.1 振 動

(1) 上下動揺 いずれの台車もよい性能を示しており通常の振動性能分類⁽¹⁾によれば問題なく A class の台車である。

直線区間における空気バネ内圧の測定結果 (データ整理の方法は振動加速度に同じ) を第16図に示す。

また第17図は空気バネ内圧変動 (全振幅) と空気バネ内圧変動と補助タンク内圧変動との位相差の関係を示し、第18図は各種振動の波形を示す。

当然のことながら振動加速度と空気バネ内圧の変動との間には一義的な関係があり、また位相を同じくしている (理論的にはほかのバネ—空気バネの内圧変化の項以外の項によるもの、ボルスタアンカをもつため同一位相ではない)。したがって振動加速度の測定値

から空気バネの内圧変動を計算したものは測定値とよく一致する。空気バネと連通された補助タンクは前者に対し圧力差と位相差を生じて、ダンピングの効果を生ずることは、理論的にも明らかであるが第16～18図はこの間の事情を明らかにするものである。

第19図に1自由度系空気バネ系の説明図を示す。図中の m は車体質量, V_1, V_2 はそれぞれ空気バネ, 補助タンクの内容積, P_0 は静止時内圧, p_1, p_2 はそれぞれの内圧変動,

α は絞り係数で流量が $(p_1 - p_2)$ に比例するとして考えたもの, x はレール面の強制変位および y は車体の変位を示す。

第19図のバネ系の運動方程式, p_1 および p_2 は Laplace 変換を行った形で次のように表わされる。

$$Y = \frac{\frac{\gamma(P_0+1)A^2}{V_1} \cdot \frac{s + \frac{\alpha}{V_2}}{s + \alpha \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)} + \frac{\pi^2 D}{4n} P_0 + k_0}{ms^2 + \frac{\gamma(P_0+1)A^2}{V_1} \cdot \frac{s + \frac{\alpha}{V_2}}{s + \alpha \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)} + \frac{\pi^2 D}{4n} P_0 + k_0} X \quad (1)$$

$$P_1 = \frac{s + \frac{\alpha}{V_2}}{s + \alpha \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)} \cdot \frac{\gamma(1+P_0)A}{V_1} (X - Y) \quad (2)$$

$$P_2 = \frac{\frac{\alpha}{V_2}}{s + \alpha \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)} \cdot \frac{\gamma(1+P_0)A}{V_1} (X - Y) \quad (3)$$

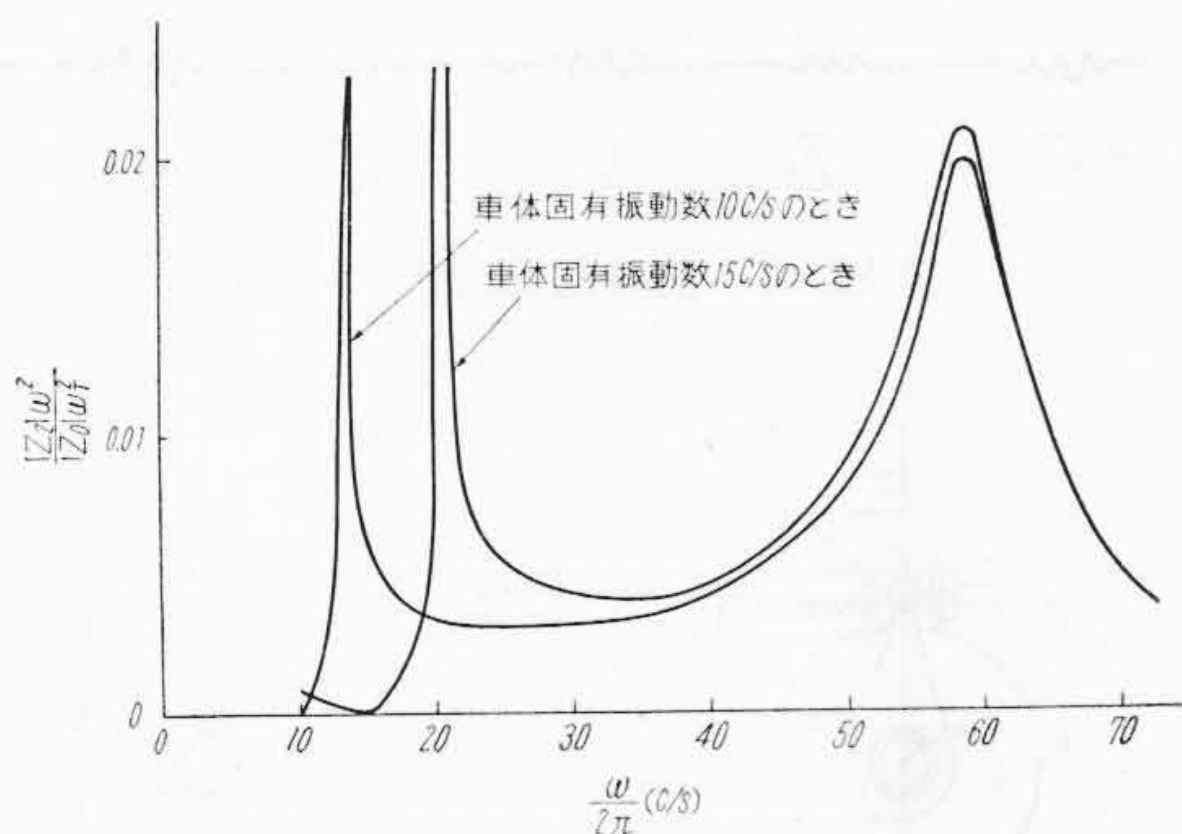
ただし γ : ポリトロップ指数

D : 空気バネの有効径

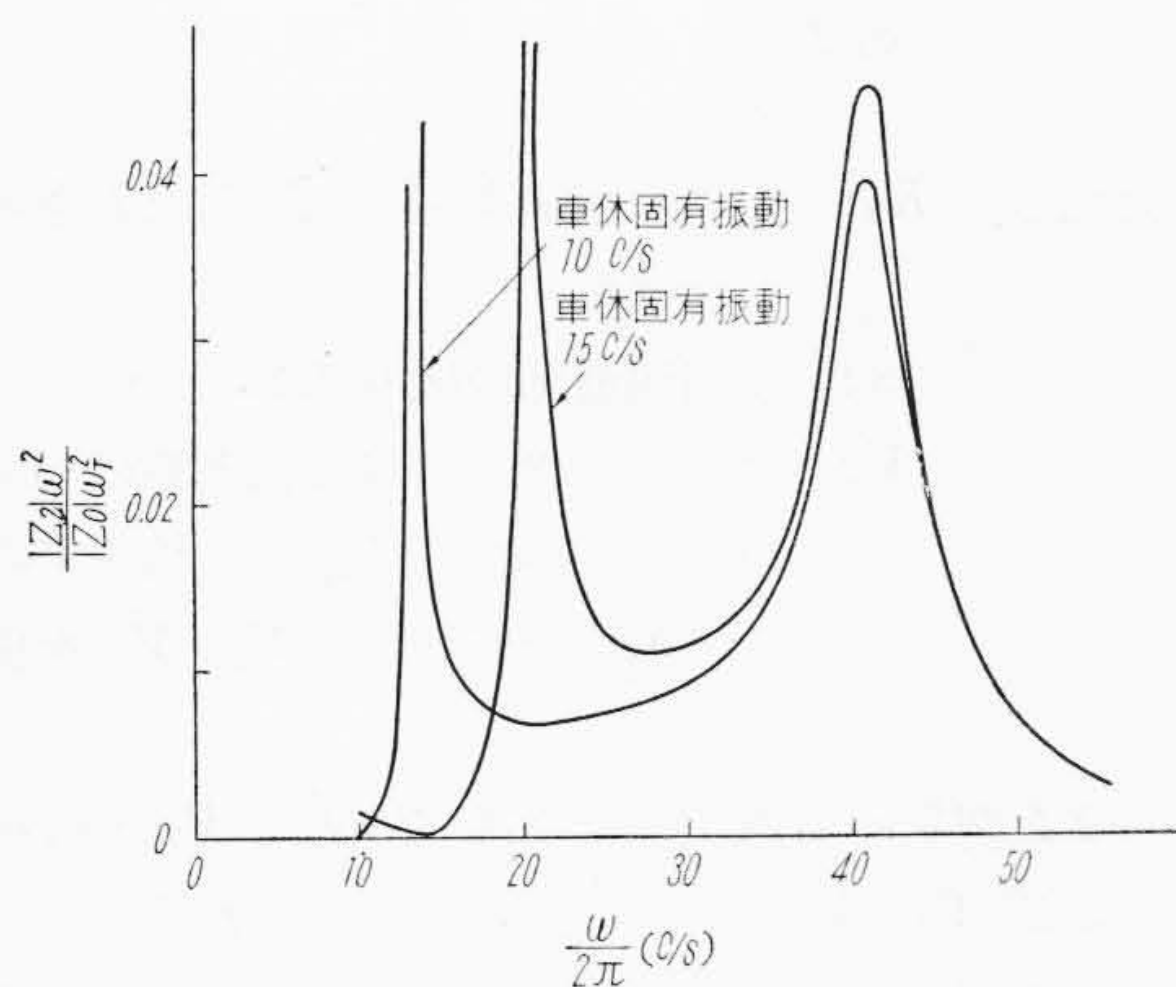
A : 同有効面積

n : 同ヒダ数

第16図よりの p_1, p_2 の振幅および振動数測定値より求められる ω (角速度) から (2) (3) 式を使って計算される α を α_1 とし、同じく p_1, p_2 の位相差 ϕ を計算する。つぎに空気バネと補助タンクは $1/2''$ 配管で結ばれているがこれを 15 mm 径の絞りで代表させて、両者間の圧力差の振幅を $\Delta P_{\max} = \sqrt{(p_1 - p_2 \cos \phi)^2 + p_1^2 \sin^2 \phi}$ としたときの絞り係数を求め、これを α_2 とする。ただしこの場合には流量は $\sqrt{\Delta P}$ に比例するとして非線



第 20 図 KH—21 台車の $\frac{|Z_2|\omega^2}{|Z_0|\omega^2T}$



第 21 図 KH—15 台車の $\frac{|Z_2|\omega^2}{|Z_0|\omega^2T}$

形の式を使い、 $\Delta P = \Delta P_{\max} \sin \omega t$ とおいてフーリエ展開した第 1 項を絞り係数 α_2 としている。第 3 表に α_1 , α_2 および位相差 ϕ を示す。

第 3 表において振動面より計算した α_1 と絞り径の側から計算した α_2 がおおむね一致することおよび表中の ϕ と第 17 図の測定結果がよく合うことは絞り径の決定が計算でできるということを示している。

(2) 上下ビビリ振動 KH—15 形台車および KH—21 形台車ともに 30 c/s 近傍のビビリ振動加速度が大きく、その測定値は第 10, 11 図に示すとおりである。前述のように使用計器の関係でその数値には信頼がおけないが、KH—15 形台車での試験でほとんど人体にビビリを感じなかったということより考えて乗心地係数が 1 であったとすれば、KH—21 形台車の最高速度では乗心地係数は 3 以上にもなる。この点は改善を要する点である。以下に結果の検討と改善の方途について述べる。

KH—15 形台車での最高速度 75 km/h において全振幅約 0.1 g の振動加速度 (第 11 図) がみられたが、車体を剛体として考えると約 500 kg の力が 1 まくらバネ当りの荷重について 30 c/s で変動していなければな

第 4 表 伝達率計算のための諸数値

使用台車	KH—21	KH—15
m_2g (kg)	10,590	9,160
m_1g (kg)	1,600	1,200
k_2 (kg/mm)	85.0	59.6
(軸バネゴム) k_1 (kg/mm)	5,600	2,000
C_2 (kg s/mm)	$\frac{0.85}{\omega}$	$\frac{0.6}{\omega}$
C_1 (kg s/mm)	$\frac{560}{\omega}$	$\frac{200}{\omega}$
$2l_0$ (mm)	12,400	11,070
$2L$ (mm)	18,000	16,700
$\frac{\omega_B}{2\pi}$ (c/s)	10, 15	10, 15

らないことになる。ところがこのようなことは空気バネ内圧変動測定結果 (ストレンゲージ圧力計を含めた検知機構は 30 c/s の圧力変動をそのまま検知できることは理論的に検討してある。) よりもまたそれ以外の伝達経路についての数値検討でも考えられない。したがって車体を弾性体として考えた場合のレール面よりの伝達率について計算を行う。

数値計算結果を第 20, 21 図に示す⁽²⁾。なお使用した数値は第 4 表に示すとおりで、符号は引用論文と同一符号を使っている。以下の説明のために必要な符号を概説すれば、伝達率は $\frac{|Z_2|\omega^2}{|Z_0|\omega^2T}$ の形で表わしてあり、 $|Z_2|$ は心皿位置における振動変位の振幅、 $|Z_0|$ はレール面よりの強制変位の振幅、 ω は同角速度、 $\frac{\omega T}{2\pi}$ は車体とレール面が固定された場合の台車わくの固有振動数、 $\frac{\omega_B}{2\pi}$ は車体の曲げの固有振動数である。なお車体の固有振動数は不明であるが上限および下限という意味で⁽³⁾、10 c/s と 15 c/s の二例について計算してあり、ダンピングはゴム部分のバネ常数を k_0 としたとき $C = \frac{0.1k_0}{\omega}$ としてある。

KH—15 形台車の 30 c/s 近傍における $\frac{|Z_2|\omega^2}{|Z_0|\omega^2T}$ を求めると約 0.07 g/mm となり、このことは振幅 1 mm、振動数 30 c/s の強制変位をレール面より受けるとき、心皿上では 0.14 g の両振幅の振動加速度が生ずるということである。第 11 図の整理結果はビビリ振動加速度の 50 m 分割区間内の最高値 10 個の平均であり、25 m ごとのレールジョイントごとの 1 山または 2, 3 山の、常時でているビビリ振動 (第 18 図の波形を第 11 図の動揺加速度とビビリ振動加速度の数値比をみながら参照のこと) の数倍に達することのある振動加速度によってビビリ振動加速度の平均値が高められていること

を考えればレールよりの強制変位の振幅は 0.1 mm のくらいとなり、これで上下ビビリ振動の伝達に対する説明がついたものと思う。

次に振動数解析の結果をみるとKH-21形台車の場合 1.8~2.2 c/s, 8~9 c/s, 30~35 c/s, 45~52 c/s および 57 c/s であり、KH-15 形台車の場合 1.4~1.8 c/s, 11~12 c/s, 28~34 c/s, および 50 c/s 近傍であり、それぞれの振動数は車体の空気バネによる振動、車体の弾性体としての振動、レールを含めた道床の振動、台車わくの軸バネゴムによる振動に対応するものではないかと考えられる。レールを含めた道床の振動数についてこれを明らかにするものをもたないが、大きなバネ常数をもった軸バネゴム・台車わくのバネ系で幾分その振動数を従来に比して小さくすることおよび従来のデーター測定点なども考慮して推論すればさほど不当なことではないと考える⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

以上の結果の検討よりKH-21形台車の上下ビビリ振動改善について考える。30 c/s 近傍において k_2 (空気バネのバネ常数) を除くすべての諸数値が第4表のままであれば次の式が成立する。

$$\frac{|Z_2| \omega^2}{|Z_0|} \cong A k_2 \dots\dots\dots (4)$$

ただし A : k_2 を除く第4表の諸数値および ω によって決まる定数

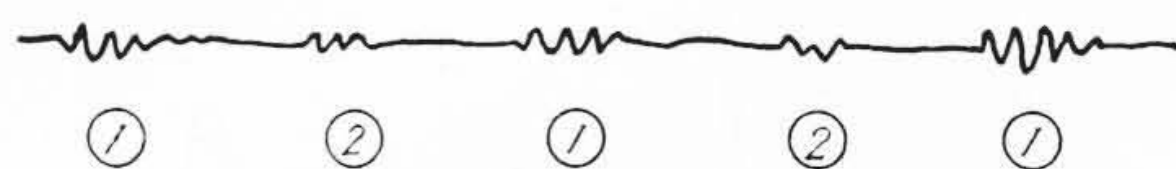
k_2 : 空気バネ常数で補助タンク容積を 0 としたときのバネ常数

また車体を剛体と考え、レール面より衝撃速度一定で突き上げた場合の過渡振動の高い振動数の加速度についても(4)式と類似の式が成立する。このことより推論して車体を弾性体と考えたときの衝撃強制変位による k_2 の効果は同様であると考えられる。したがって k_2 を低めることを考えればよい。現在KH-21形台車は空気バネ本体の容積を変更して k_2 を $1/2$ に改造中である。

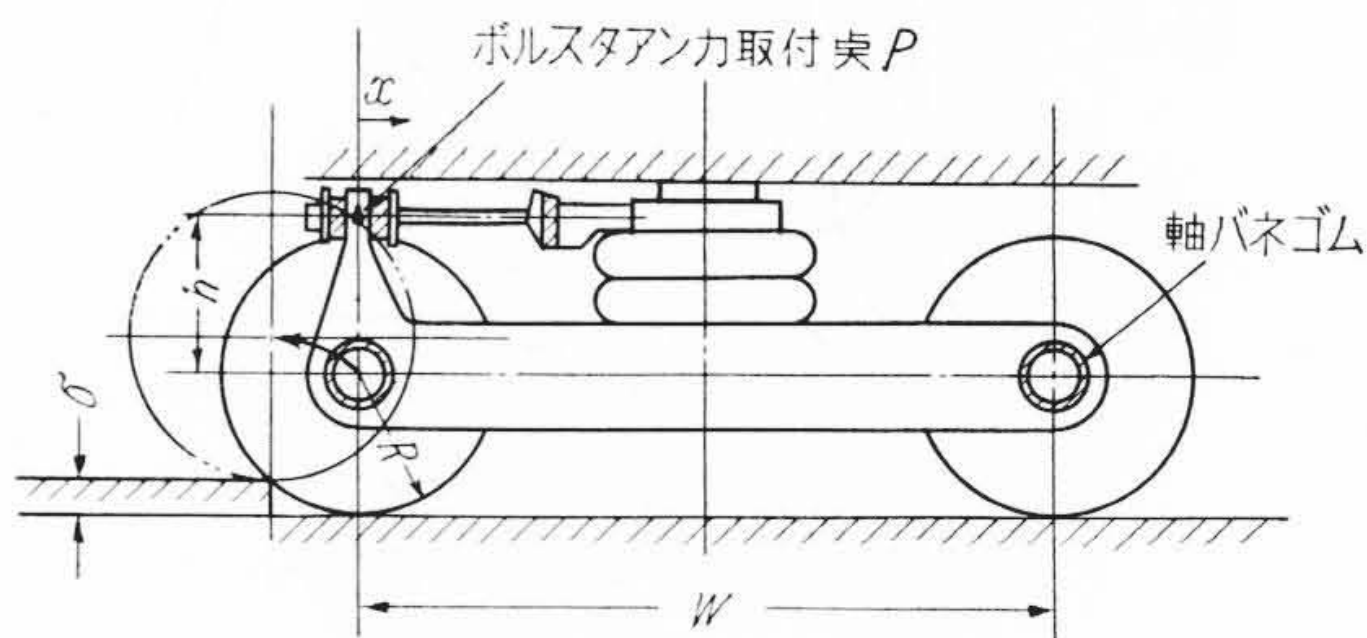
(3) 左右振動 全般的にいつて左右振動は A class の振動性能であるといえる。KH-15 形台車で 10 c/s 近傍の車体の横方向弾性振動によるビビリが連続的にでたことは速度の関係もあろうが絶対値が低いことおよびKH-21形台車ではほとんどみられなかったことより考えて、1自由度系空気バネ台車そのものに起因すると思われないので検討を省略する。

つぎに左右の空気バネを連通した場合のローリングに対する片側空気バネの上下方向バネ常数は次の式で表わされる。

$$K = K_0 \frac{s}{s + \frac{2\beta}{V}} \dots\dots\dots (5)$$



第22図 前後振動波形の一例



第23図 台車説明図

ただし K_0 : 左右の連通を完全に閉じたときの片側バネ常数

β : 左右連通部の絞り係数

V : ローリングに対する振動数は 1 c/s 近傍であるので、前述の $(V_1 + V_2)$ に近い。 K_0 の計算にも $V_1 + V_2$ を使用する。

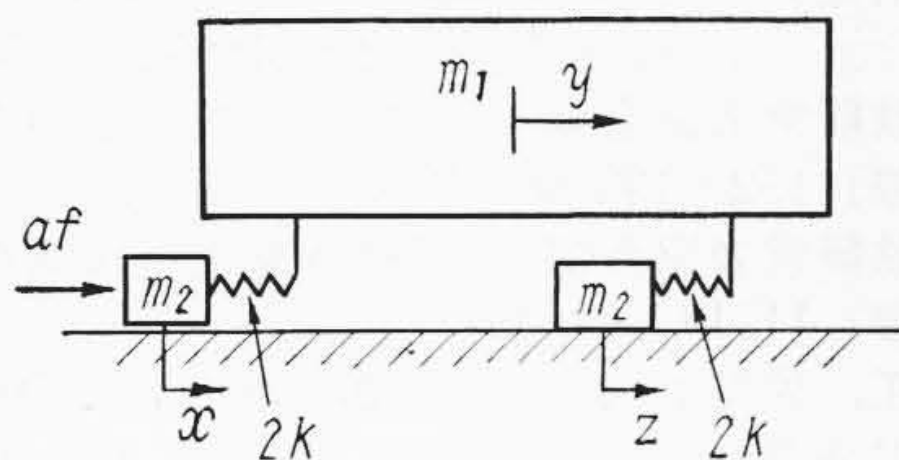
また空気バネ内圧の変動は(2)式で $V_2 \rightarrow \infty$, $\alpha = 2\beta$ および $V_1 = V$ とおいた式であらわされる。

この場合についても左右の圧力差とねじりバネの応力より計算される左右空気バネの高さの差の両側定値より圧力変動の式より計算される絞り係数と絞り径の側から計算される絞り係数はよく一致する(図および計算結果省略)。このことは絞り径とレール面よりのローリングの強制変位を与えれば上記 K を計算できるということを示す。KH-15 形台車の場合には左右は $3/8$ " の配管で連通していたが、通常にみられるローリングで $K = 0.8 K_0$ 程度であった。

(4) 前後振動 従来の優秀車と比較して 70~80 km/h 以上で問題になる程度の差を生じ、100 km/h では約 3 倍の振動加速度を示している。

(a) 発生の機構 第22図に前後振動の波形(KH-15形台車の場合で梅北式DV-3形加速度計使用)の一例を示す。図中の符号①と①, ②と②の間隔はそれぞれ 25 m であり、レール長 25 m と同一である。また①の波形は②の波形と比較して先頭台車より来たものと考えられ、②の波形は第2位の台車よりきたものと考えられる。この波形の大きさの異なることおよび①と②の間隔が正確に心皿間距離を表わさないのは車体が前後方向についても弾性体であることを示している。

次に台車の前輪が第23図に示すような階段状の継ぎ目を乗り越えたときボルスタアンカの取付点 P の



第 24 図 前後バネ系説明図

x 方向移動量について考える。まず δ だけ前軸が上ったことにより P 点は $x_1 = \frac{h}{W} \delta$ と $x_2 = \frac{\delta^2}{4W}$ だけ変位し、次に前輪が後輪に対して進行がおくれることにより $x_3 = \frac{\delta \sqrt{\delta}}{4 \sqrt{2} \sqrt{R}}$ だけ変位する。構造上の制限より h が 300 mm 程度となっている両台車において、 $\delta = 2$ mm とすれば $x_1 : x_2 : x_3 = 1 : 10^{-3} : 10^{-1}$ 程度となる。

以上の事柄より前後方向強制変位はレール継ぎ目での上下方向変位によっておこされ、ボルスタアンカの取付高さによる要素が最も大きいということがわかる。

(b) 前後方向バネ系 第 24 図に試験車 1 両の前後方向バネ系を示す。図中の k はボルスタアンカの前後方向バネ常数、 m_1 は車体質量、 m_2 は台車の質量である。

この系で 1 台車に前後方向に衝撃力 af (a は Const, f は単位衝撃関数) が加わった場合の車体の振動加速度は次の式で与えられる。

$$\ddot{y} = \frac{a \sqrt{k}}{\sqrt{m_1 m_2 (m_1 + 2 m_2)}} \sin \sqrt{\frac{(m_1 + 2 m_2) k}{m_1 m_2}} t \quad (6)$$

レールよりの上下方向衝撃速度が車速に比例して増大する⁽⁶⁾ことを考えれば、これより変換されて生ずる衝撃力の係数 a (必ずしもこれのみではなく、レール継ぎ目で純粋前後方向の衝撃力も考えられるが、この全体に占める割合は小さいと思う。)も車速に比例して増大することが考えられるので、(6)式で車速に対して前後振動加速度が比例するという結果を定性的に説明できる。

この式に KH-21 形台車の場合の数値—()内は KH-15 形台車—を入れて振動数を計算すると 10 c/s (12 c/s) となる。ただし $m_1 g = 21,000$ kg (18,000), $m_2 g = 6,500$ kg (3,700), $k = 1.2 \times 700$ kg/mm, k は大変位での実測値に割増率 1.2 を掛けている。振動数解析では 7~8 c/s (8~11 c/s) であるので振動数の面からも(6)式によって k の効果を検討してよいことが裏付けられる。

KH-21 形台車は改造により $k_1 = 70$ kg/mm (惰行

時)~350 kg/mm (制動時)の非線形バネとする予定なので、上記各振幅はそれぞれ $\frac{1}{\sqrt{10}}$, $\frac{1}{\sqrt{2}}$ と小さくなり大幅な改善がみられるはずである。

4.2 輪重、横圧および脱線係数

試験時の被測定輪の静止輪重は 3,090 kg である。この項の測定項目については詳細な比較データに乏しいのであるが次のようにして従来車との比較を試みた。

輪重の変動についてはレール圧力測定結果⁽⁴⁾の同一点における車速による変動率と第 14 図の $\frac{\Delta W}{W_{\text{mean}}}$ および第 15 図より計算される $\frac{\Delta W}{W_{\text{mean}}}$ を比較してみて決して悪化しているとは考えられないという結論をえた。

横圧についてはナハ10の東海道線における測定結果が最大 2.6 t であり、静止輪重が 3.1 t であることより考えてもまた“こだま”号の東海道線における最大横圧と静止輪重の比が 0.94 であったこと⁽⁷⁾より考えても測定値が特に過大であるとは思われない。

脱線係数は最高 0.77 という値が 300 mR 曲線上でみられたがこれは接続的なものではなく車輪 $1/4$ 回転以下の距離で瞬間的に働いたもので、持続的な状態ではずっと低い値である。この限界値については主としてレールと車輪の摩擦係数の採り方により区々としており⁽⁴⁾⁽⁵⁾判断にくるしむが一応現在一般にいわれている 0.8 を基準として考えれば、瞬間的な脱線係数であることを考慮外としても乗り上がりの危険性はない。

4.3 横はり応力とねじりバネ応力ほか

全区間にわたっての応力振幅より考えて問題はないものと考えられる。また KH-21 形台車の本報告未記載の台車わくにたわみ性をもたせたことに対する諸測定結果は改造後の再試験結果と合せて検討することにしたい。

5. 結 言

以上の考察をもとに結論として次のようなことがいえる。

(1) 1 自由度系空気バネ台車は上下ビビリ振動の面においてバネ系としての欠陥をもつ、これを具体的にいえば 30 c/s 近傍のレールよりの強制振動源に対して台車わく・軸バネゴムのバネ系で振動を拡大して伝え、空気バネ本体のバネ常数を低めることに限度があることのために、伝達率をある限度までしか低めえないということである(しかしあらゆる速度での最優秀台車ではありえないとしても、100 km/h 程度という限度を設ければ乗心地の面で A class の台車に入りうるであろうと思われる)。

(2) そのほかの振動面においては一応克服できない問題は考えられない。

(3) 輪重・横圧などの測定結果からでは、構造上の問題について根本的欠陥はみられないが KH-21 形台

車での再試験測定および今後の使用実績をみて再度報告する機会を得たい。

最後に本試験にあつて御指導いただいた日本国有鉄道鉄道技術研究所松平博士、御援助いただいた相模および名古屋鉄道両会社の方々に厚く御礼申し上げる。

参考文献

- (1) 松井信夫：電車の振動と新しい台車 41, (昭 31 電気車研究会)

- (2) 佐川健：日立評論 40, 617 (昭 33-5)
 (3) : 機械学会誌 60, 1067 (昭 32-10)
 (4) 私鉄経営者協会編：私鉄高速度運転調査報告(狭軌編) 152~153 68~74, 84, (昭 32)
 (5) 私鉄経営者協会編：私鉄高速度運転調査報告(広軌編) 11, 14 (昭 33)
 (6) 桑江, 佐川：日立評論 37, 930 (昭 30-6)
 (7) 上田満明：電気車の科学 12, 33 (昭 34-1)

特許と新案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その3)

(49頁より続く)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
実用新案	495173	気 化 器	多賀工場	石 川 重 夫	34. 6. 4
"	495174	気 化 器	多賀工場	森 通 次	"
"	495175	気 化 器 浮 子 室	多賀工場	森 通 次	"
"	495176	気 化 器 用 浮 子 室	多賀工場	鎌 田 洋	"
"	495178	抵 抗 調 整 装 置	多賀工場	中 村 奎 一	"
"	495185	タ イ ム ス イ ッ チ	多賀工場	安 藤 沢 卓	"
"	495151	戸 過 器	亀戸工場	橋 本 勲 一 雄	"
"	495152	戸 過 器	亀戸工場	橋 本 勲 一 雄	"
"	495158	蓄 放 式 X 線 装 置 用 高 圧 電 源 装 置	亀戸工場	久 郷 正 長	"
"	495165	挿 込 接 続 器	亀戸工場	和 小 馬 勝 彦	"
"	495182	変 圧 器 焼 損 防 止 器 の 手 動 復 帰 装 置	亀戸工場	千 原 錦 吾	"
"	495184	カ ム 形 ス イ ッ チ	亀戸工場	戸 松 村 和 男	"
"	495189	開 閉 器 接 触 部	亀戸工場	松 田 幸 次 郎	"
"	495196	変 圧 器 タ ッ プ 切 換 器	亀戸工場	渡 辺 新 太 郎	"
"	495197	巻 鉄 心 形 変 圧 器	亀戸工場	千 原 錦 吾	"
"	495166	空 気 調 和 機	栃木工場	大 西 真 史	"
"	495192	函 形 冷 蔵 庫 の 化 粧 板 取 付 装 置	栃木工場	藤 本 俊 治	"
"	495195	二枚蓋を有する函形冷蔵庫の異物落下防止装置	栃木工場	須 藤 村 清 功	"
"	495203	開 放 形 熱 交 換 器	栃木工場	野 喜 多 清 久	"
"	495142	テ レ ビ ジ ョ ン の 撮 像 装 置	戸塚工場	須 喜 多 清 久	"
"	495148	ジャンクショントランジスタによる倍調音氷晶制御発振器	戸場工場	松 林 国 正	"
"	495167	可 飽 和 相 互 誘 導 形 移 相 器	日立研究所	池 角 野 泰 吉	"
"	495168	位 相 調 整 装 置	日立研究所	波 多 野 芳 光	"