

# 走行中の台車の応力測定例

## On Measured Stresses of Running Motor Trucks

飯 島 弘\*

### 内 容 梗 概

電車の運転中に台車各部に発生する応力を、路面電車用台車2種、郊外電車用台車1種に例をとって測定した。一般に走行中の応力振幅は側梁で比較的大きい。起動時および常用制動時の応力変化は小さいが、急制動時における応力変化は走行中の応力よりも大きく、この点は台車枠の強度の上で考慮すべきことがらである。たゞしその際の応力変化の様相は台車の機構の相違によつてかなり異なるようである。

### 〔I〕 緒 言

台車の強度は、停車の状態において車体や乗客などの垂直荷重による応力を平均応力とし、走行中に発生する変動応力を応力振巾として、この両者から台車構成部材の疲労に対する安全性が論ぜられる。このうち走行中の動的応力を計算によつて求めるためには、実際に車輛の走行中に台車がどのような変動荷重を受けるかを明確にしなければならない。これに対する試みは従来わずかながらなされてきたが<sup>(1)</sup>、車体の運動と異なつて台車が車輛の振動源に近い位置にあることから、台車の運動すなわち動荷重による変形の様相が複雑でとらえにくいいため、まだ未解決であるといつても過言ではない。

本報で述べる台車の走行試験は、台車枠の強度保証を目的として行われたものであつて、上述のような走行中の台車の受ける荷重の解明を主目的としていないけれども、この種の測定資料を積み重ねてゆくことは台車の強度についての概略を知る上に意義があるものと思う。

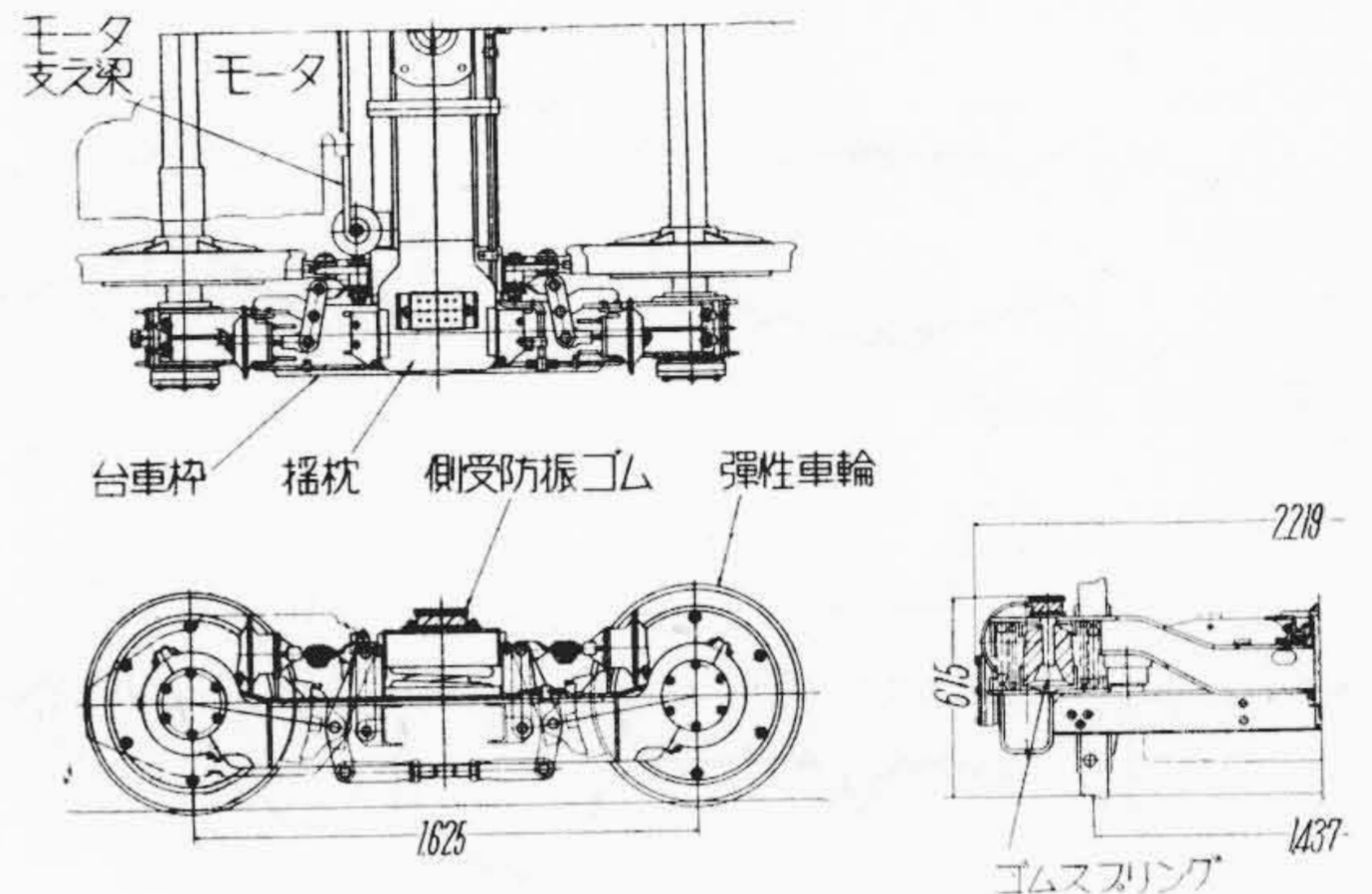
以下に記するものは日立製作所笠戸工場で新しく設計製作された台車で現地走行試験の機会をえたもののうちから、路面電車用台車2種、郊外電車用台車1種に例をとつて、台車の動的応力の測定結果をまとめたものである。これらの試験はいずれも強度の保証を目的としているので、営業線のうちとくに軌道条件の悪い路線を選んで空車状態で運転し、台車枠に生ずる応力を抵抗線歪計(標点距離 9 mm) で測定した。計器は6 エLEMENT増巾器(共和無線製 DPM 型)と12 エLEMENT電磁オシログラフ(三栄測器製 100-A 型)を使用し、オシロバイブレータの個有振動数は 200 c/s である。

### 〔II〕 大阪市電 KL-6 型台車

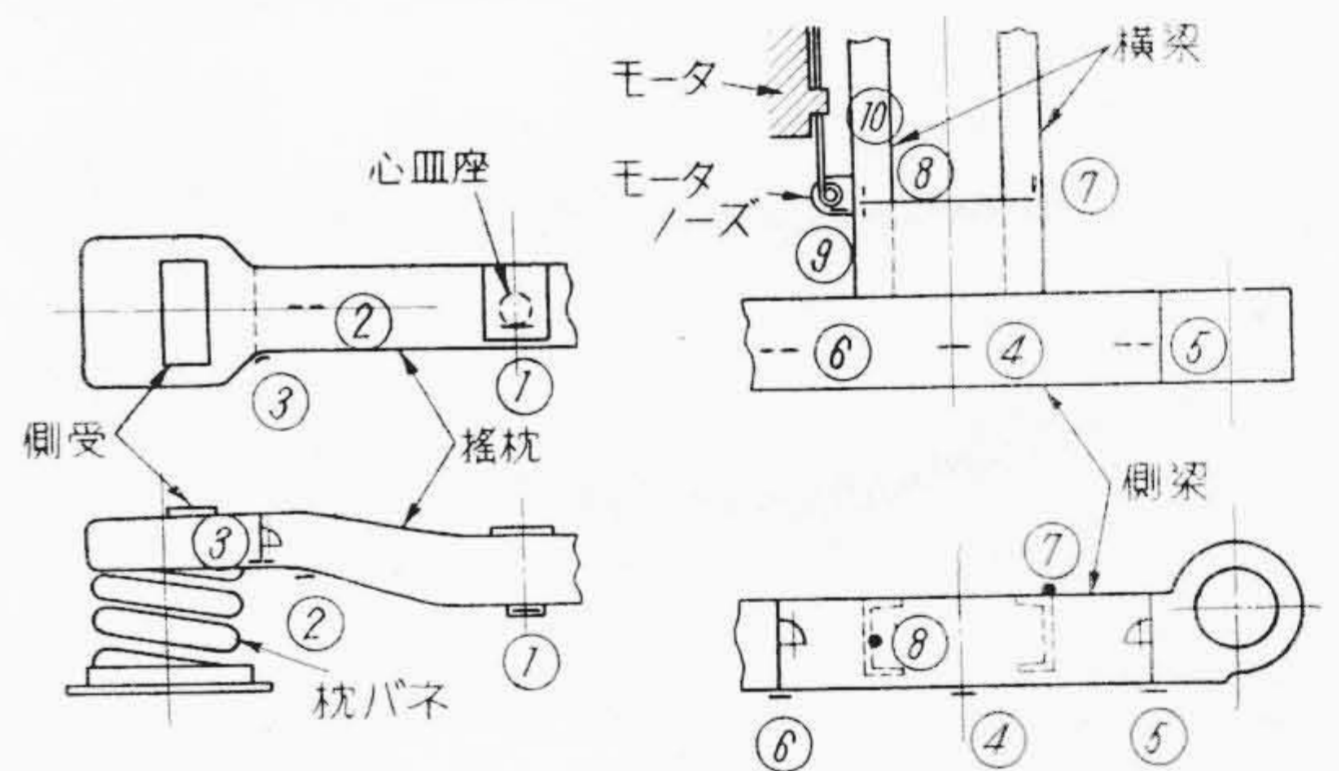
#### (1) 試験方法と結果

供試車 第1図は台車の組立図である。台車枠は鋼板溶接製で、車体の支持は心皿と側受の3点荷重支持方式をとる。軸バネを廃し、コイルバネとゴムスプリングを併用した枕バネをもっている。車輪は弾性車輪である。

\* 日立製作所笠戸工場



第1図 KL-6 型 台 車  
Fig. 1. Type KL-6 Motor Truck



第2図 応 力 測 定 位 置  
Fig. 2. Positions of Wire Gauges

る。測定は 2101 号車の後部台車について行つた。

試験期日 昭和 30 年 6 月

試験区間 春日出車庫前～三本松間 1.3 km 西行片道

試験項目 全速 接点式速度計で速度変化を記録

測定箇所 第2図に示す 10 箇所

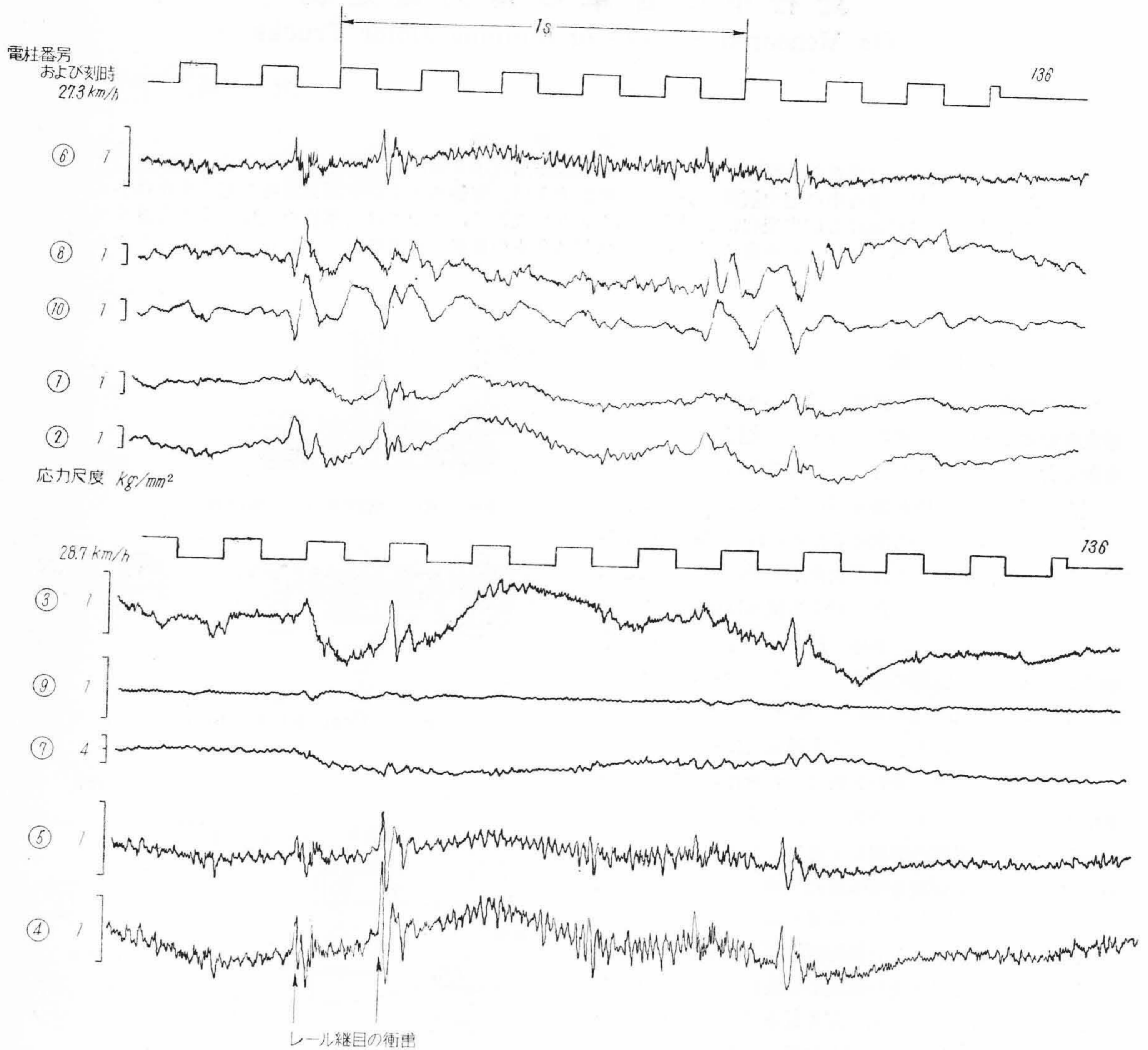
測定結果 直線路および交叉点通過におけるオシログラムの例を第3図、第4図に示す。

静的応力 車体空車重量の半分に相当した垂直荷重 4.7 t による各部の応力は第1表のごとくで、最大値は揺枕下面の 2.7 kg/mm<sup>2</sup> である。

#### (2) 応力振巾と速度との関係

オシログラム上の速度計接点による各区間(約 23m)





第 3 図 オ シ ロ グ ラ ム (直 線 路)  
Fig. 3. Oscillogram Showing the Dynamic Stress  
of Truck Running on Straight Tramway

について応力振巾の最大値をとり、各試験速度毎のその平均値を求めると第 5 図のようになる。第 2 表には応力の周波数を示す。応力は 10c/s 以下のゆつくりした低周波

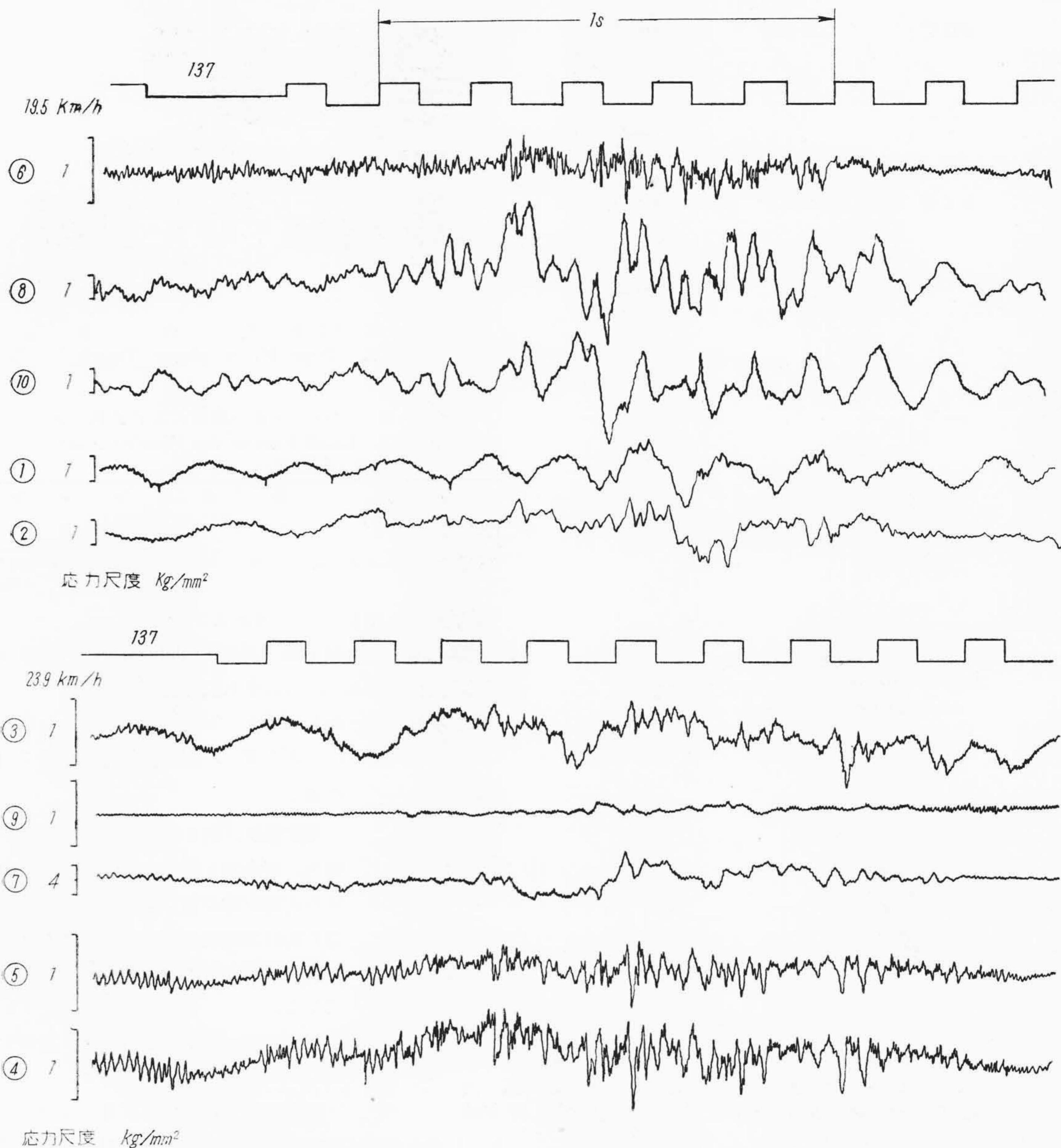
とそれ以上の高周波（ビビリ振動）が存在しており、第 5 図には両周波数に対応した応力振巾を求めてある。側梁の応力は速度に無関係にほぼ一定で、両周波数で同程度の値となつている。これ以外の箇所では低周波応力が大きく、かつ 20 km/h 付近の低速で比較的大きな応

第 1 表 KL-6 型 台 車 の 静 的 応 力 (4.7 t)  
Table 1. Static Stress of KL-6 Motor Truck (4.7 t)

場 所	揺 枕			側 梁		横 梁		モ ー タ ノ ー ズ	モ ー タ 支 え 梁	
測 定 番 号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	2.2	2.7	断線	1.9	0.8	0.6	-1.0	-0.3	0	0

力が発生している。横梁⑦はきわめてゆつくりした振動をし、応力は測定点中最大である。この台車は従来のもより軽量化、簡易化されているにもかかわらず、測定された応力はすべてかなり低い値である。

(3) レール継目による応力



第4図 オシログラム (交叉点)  
Fig. 4. Oscillogram Showing Stress in Passing the Crossing

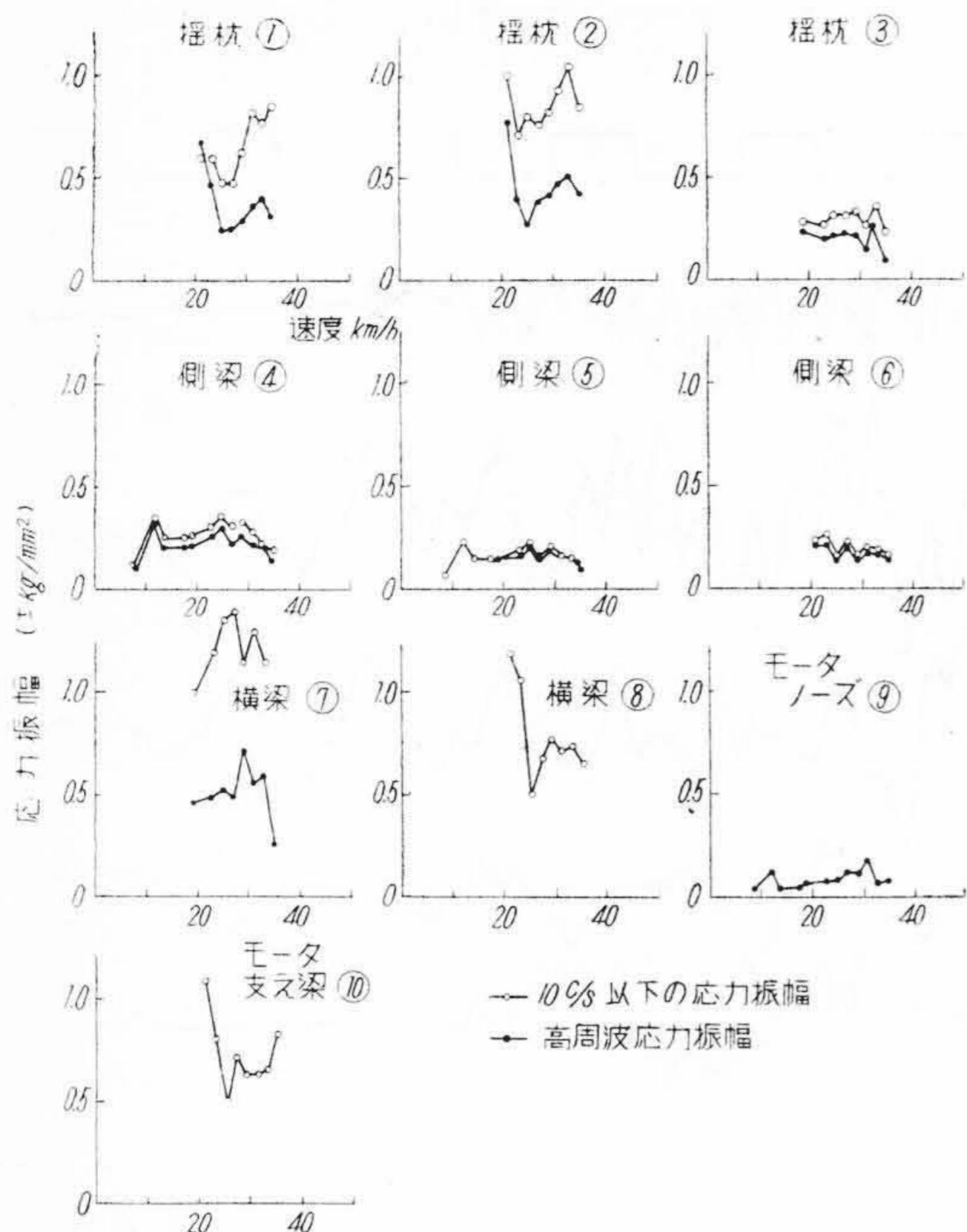
レールの継目を通過するさいに、台車は前後車輪によつて2回の衝撃をうける。この場合の応力振巾は第6図のごとくで、側梁では前項同様速度に無関係に一定であるが、それ以外の箇所は速度とともにほぼ直線的に増加していることがわかる。静的応力に対するこの応力振幅の比率すなわち平均応力に対する繰返応力の割合を負荷倍数と名づければ、これは第1表によつて第3表のように求められる。側梁は主として垂直方向の曲げを受けるが、その中央部④よりも車輪に近い⑤⑥の方がレール継目による衝撃応力が大きいことは理解できよう。横梁

第2表 応力の振動数  
Table 2. Frequency of Stress Undulation

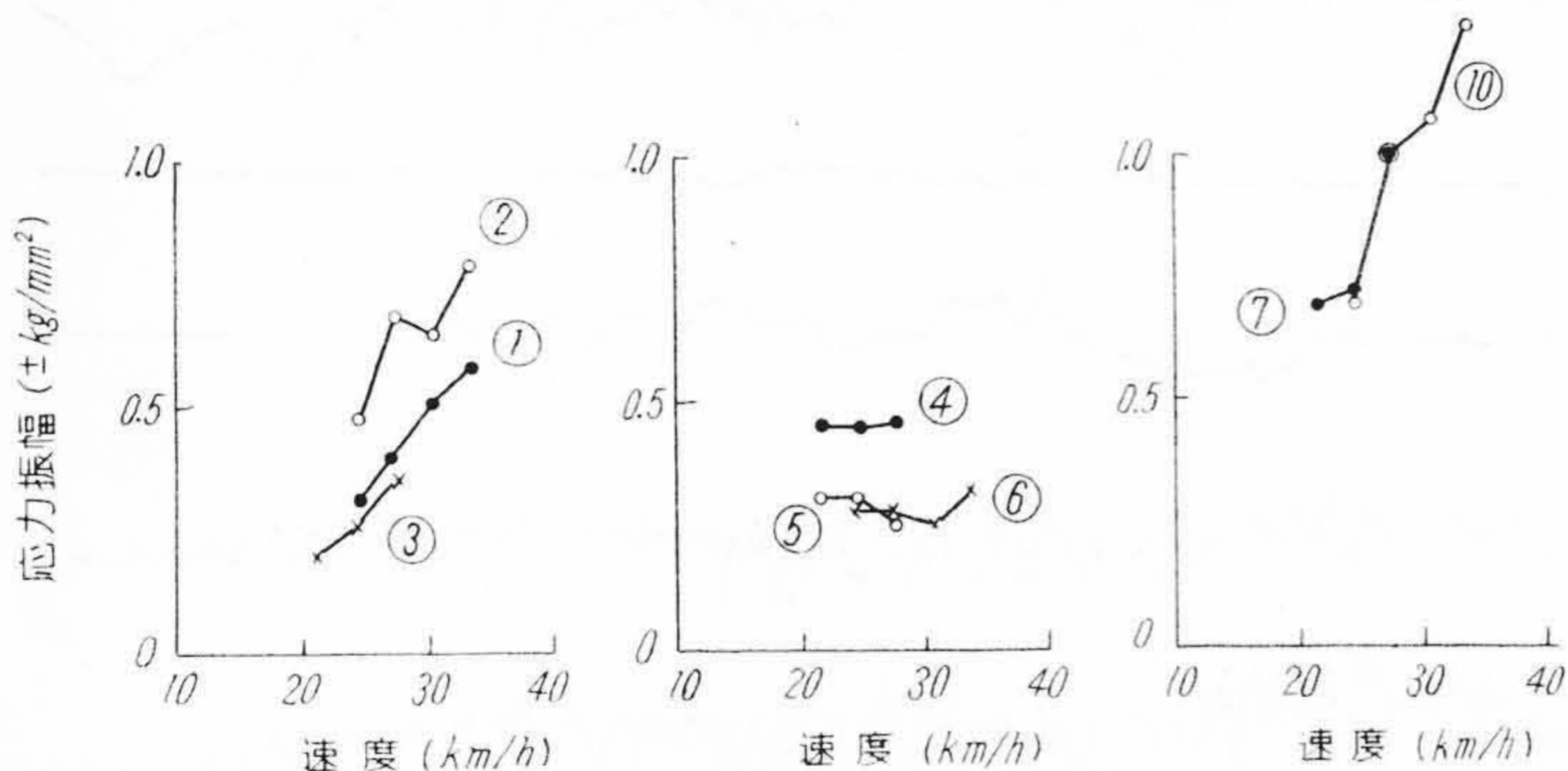
場所	揺枕	側梁	横梁	モータ支え梁		
測定番号	1	3	4	7	8	10
振動数 c/s	4 25~30	3~5 44	2 32 55~60	1 30~40	7.5 20~25	7.5 20~50

⑦の負荷倍数が大きいことは、第5図の曲線の形がほかの測点と異なることやその振動数がきわめて低いことな





第 5 図 応力振幅と速度との関係  
Fig. 5. Relation between Stress and Velocity of Car



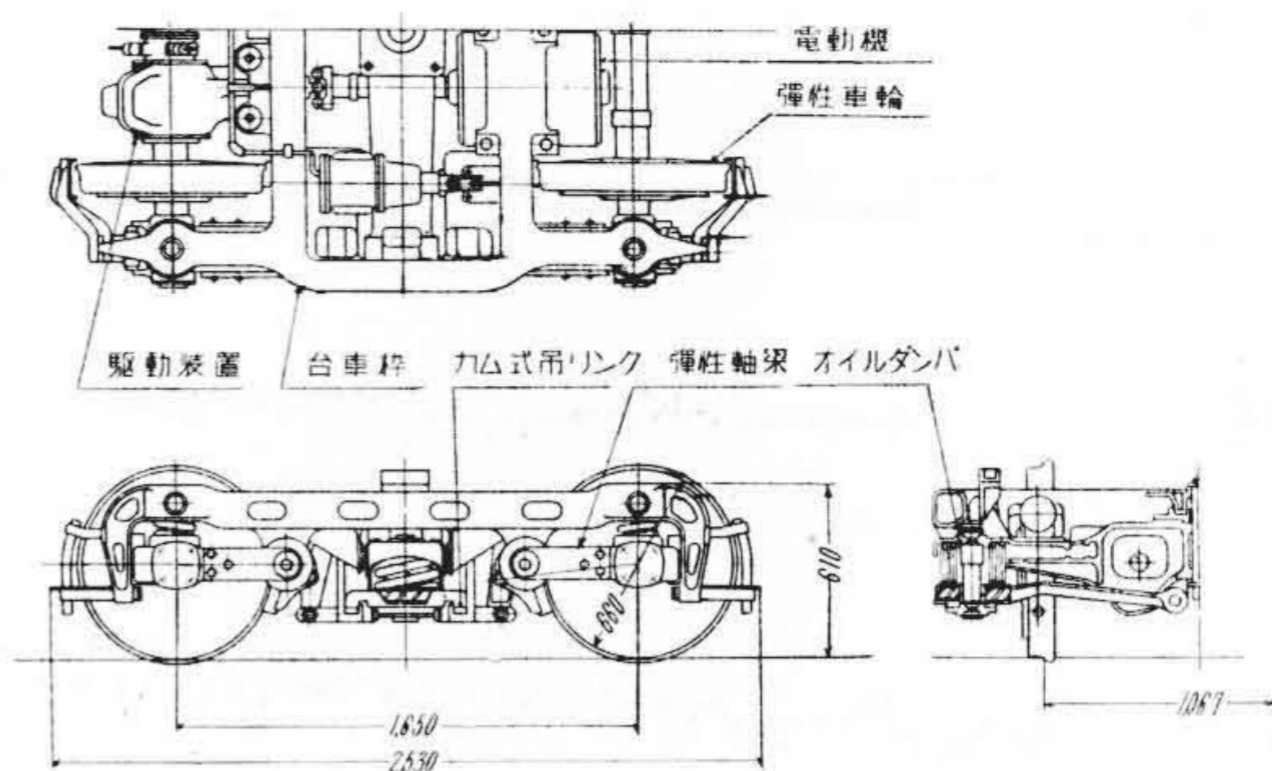
第 6 図 レール継目による衝撃応力  
Fig. 6. Stress due to Shock Caused by Joint of Rail

どとも考え合せると、横梁は上下方向の曲げよりはむしろ台車枠のほかの変形の影響を受けているものと思われるが、確かめるには至らなかった。

〔III〕 名古屋市電 KL-5 型台車

(1) 試験方法と結果

供試車 昭和 29 年度設計の台車(以下旧台車と呼ぶ)と 30 年度設計の台車(新台車と呼ぶ)とについて試験した。両者は横梁の一部が異なるに過ぎない。この台車は第 7 図のごとく、台車枠は一体鋳鋼製で車輪には弾性車輪を用いている。枕バネはコイルバネに油ダンパーを採用する。試験には新旧台車を 1,907 号車の前後台車として装着した。



第 7 図 KL-5 型 台 車  
Fig. 7. Type KL-5 Motor Truck

第 3 表 レール継目の衝撃による負荷倍数  
Table 3. Load Factor for Shock Caused by Joint of Rail

場 所	揺 枕	側 梁	横 梁
測定番号	1	4	7
負荷倍数	0.14~0.26	0.24	0.7~1.0

試験期日 昭和 31 年 3 月および 6 月

試験区間 築港線千年~南前新田間の直線区間 500 m  
測定は南行片道とし、旧台車を前部台車とした。

試験項目 24~45 km/h を一定速度 5 段階および制動時の応力測定、速度は記録速度計で同時測定

測定箇所 第 8 図に示す旧台車 9 箇所、新台車 6 箇所、このうち⑥'は⑥の右側対称位置、制輪子吊受⑦は制動作動時期確認のため、減速機支え棒⑧は電動機起動時期確認のためのものである。

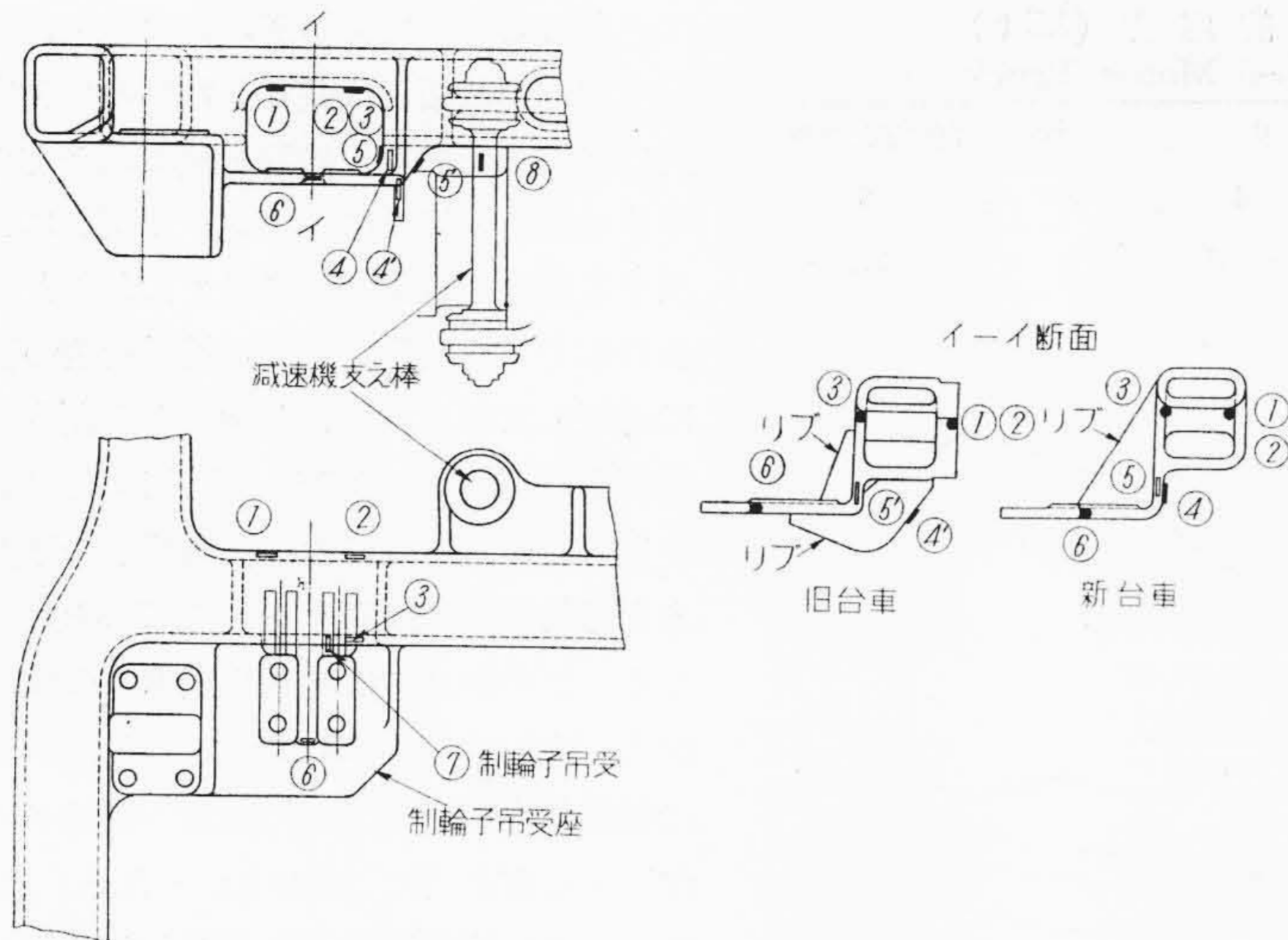
測定結果 第 9 図に走行時、急制動時のオシログラムの例を示す。

静的応力 車体空車重量の半分に相当した垂直荷重 4.5 t による旧台車枠の応力を第 4 表に示す。最大応力は制輪子吊受座の切欠底部における 2.9 kg/mm<sup>2</sup> である。この切欠の形状係数は実験結果によると  $\alpha=2.2$  となり、Neuber の図表から求めた計算値  $\alpha=2$  に近い。

(2) 走行中の応力

走行中の応力振巾を第 10 図に示す。縦軸は前章と同様な方法で試験区間の電柱間隔約 25 m ごとで求めた平均値をあらわす。両台車とも速度との間に明瞭な関連はみあたらない。最大応力は横梁の切欠部下面①に生じているが、応力は一般に小さい。これらの応力の振動数は低く、試験速度の範囲では速度に無関係に旧台車 1.4~1.9 c/s、新台車 1.7~2.1 c/s である。新台車の横梁





第8図 応力測定位置  
Fig. 8. Positions of Wire Gauges

断面が第8図からわかるように旧台車より小さいので①と⑥の差が大きくなっている。このことは、旧台車のリブが強いので横梁に対する制輪子吊受座の協力作用が大きくなり、この部が横梁にはたらく荷重の一部を分担するためでもある。また、リブの効きは④⑤の応力を新

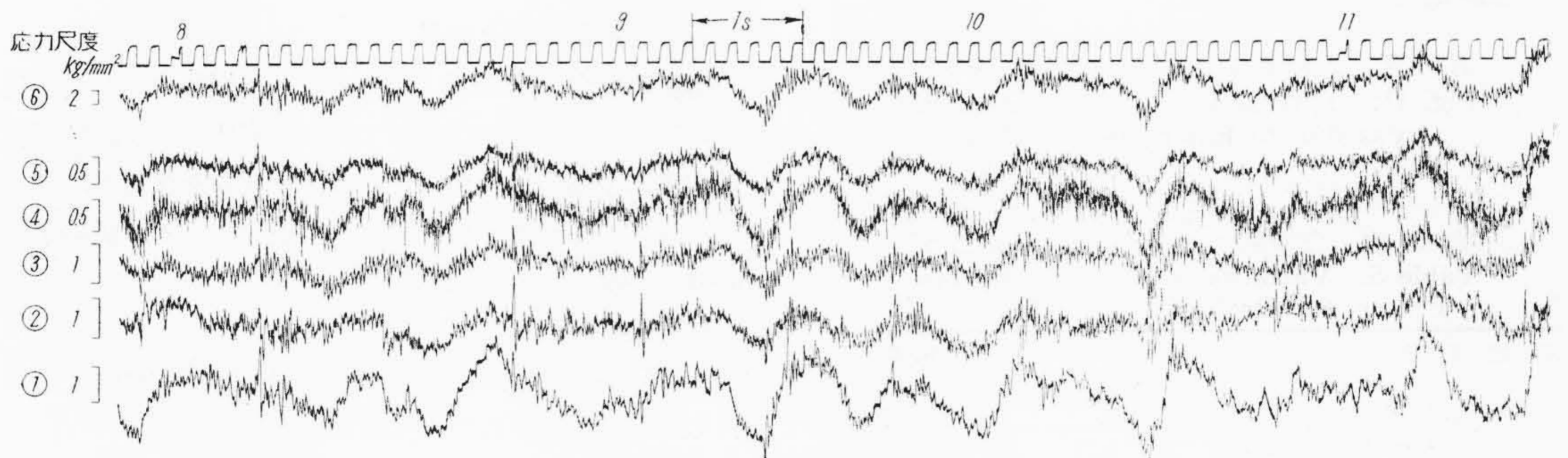
旧台車で比較することによつても理解できる。

(3) 制動による応力

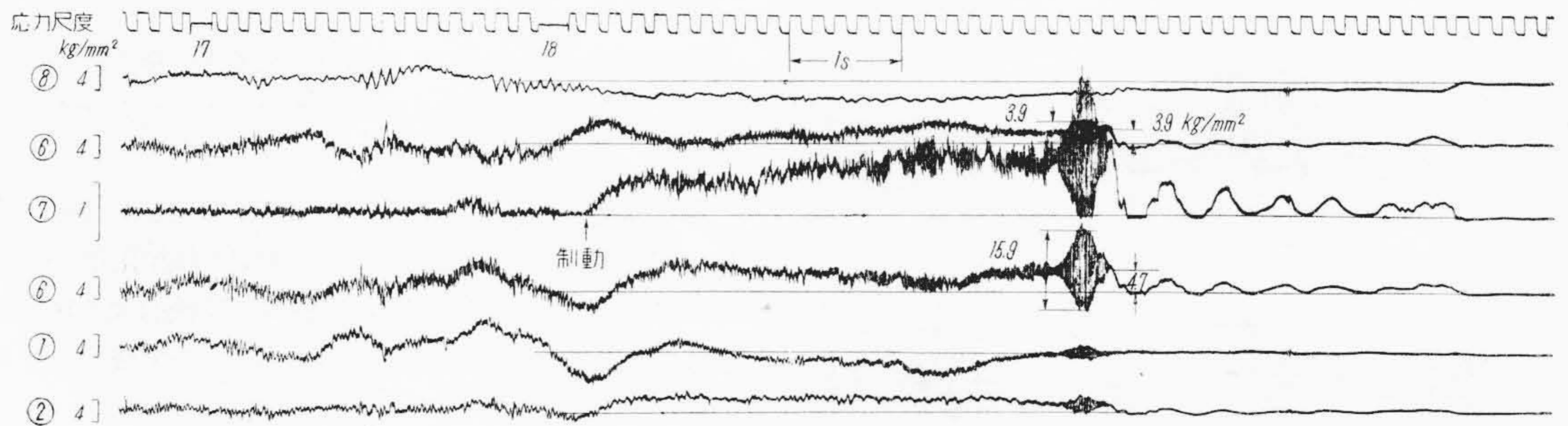
営業運転における緩制動時には制動力のための特別な応力変化は認められないが、急制動となると事情はまったく異なる。このときは第9図のごとく、制輪子と車輪タイヤとの間に摩擦力の急激な変動が生じ、その反力が台車枠に制輪子吊受を経て作用して115 c/s程度の高周波数の応力波が発生するため、比較的大きな応力振幅を示している。

急制動時の一般的な応力変化は第11図のような経過をたどる。すなわち、車輪の回転が速い制動初期には摩擦力は小さいが、停止直前の低速になると摩擦係数は増大してその変化が急激になる。図中の

応力  $\sigma_0$  と  $\sigma_a$  の大きさは急制動の試験速度 29~35 km/h の範囲では速度との関連がほとんどなく、その平均値と最大値は第5表のごとくになった。制輪子吊受座の切欠部⑥に  $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$  の応力振幅が生ずることは注目



(a) 新台車 (直線路 28 km/h)



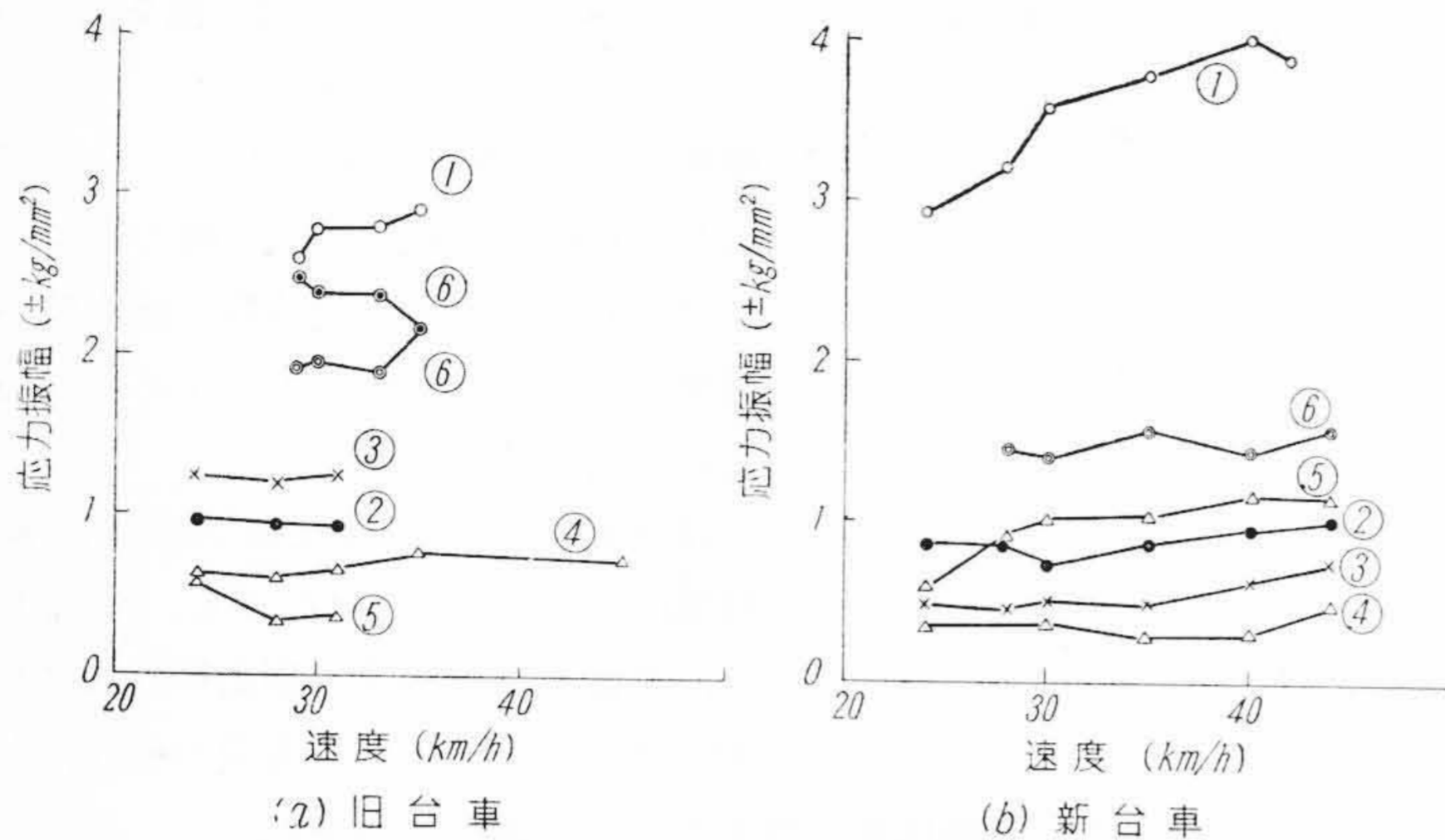
(b) 旧台車 (29 km/h より急制動)

第9図 オシログラム (KL-5型台車)  
Fig. 9. Oscillogram Showing Stress of KL-5 Motor Truck

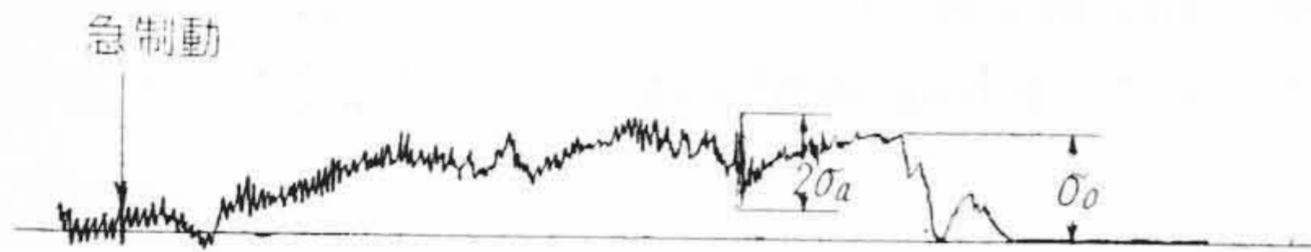


第 4 表 KL-5 型 台 車 の 静 的 応 力 (4.5 t)  
Table 4. Static Stress of KL-5 Motor Truck

場 所	横		梁		リ	ブ	制動子吊受座
測 定 番 号	1	2	3	4	5	6	6
応 力 kg/mm <sup>2</sup>	-1.0	0.3	1.4	-0.1	0	0	2.9



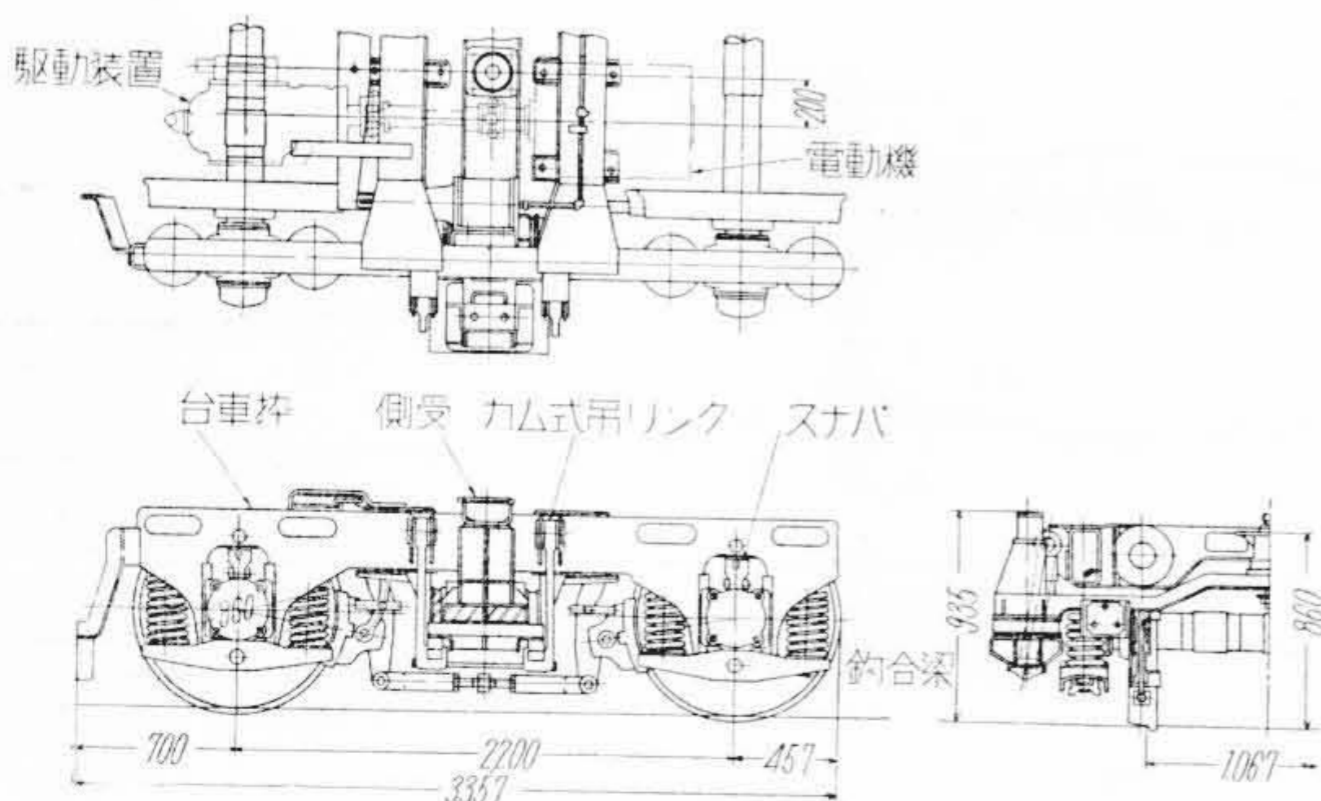
第 10 図 応 力 振 幅 と 速 度 と の 関 係  
Fig. 10. Relation between Stress and Velocity of Car



第 11 図 急 制 動 に よ る 応 力 変 化 の 一 般 形  
Fig. 11. Typical Form of Variation of Stress due to Emergency Braking

第 5 表 急 制 動 に よ る 応 力 変 化 kg/mm<sup>2</sup>  
Table 5. Variation of Stress due to Emergency Braking

測 定 番 号	1	2	6, 6'	
制 動 応 力	$\sigma_0$	0	1.4	5.6 (7.0)
	$\sigma_a$	1.25	1.75	6.1 (8.0)
静 的 応 力 1.5 t	2.42	5.0	16.9	



第 12 図 KBD-107 型 台 車  
Fig. 12. Type KBD-107 Motor Truck

すべきことからであるが、この応力は走行中の応力振幅とは共存しないので強度的には安全である。静的試験では前記の車体垂直荷重以外に、ブレーキ反力に相当する垂直荷重を制輪子吊受に加えた場合の応力も測定した。その結果を第 5 表に附記してある。これと  $\sigma_a$  との割合は各測定点についてほぼ一様であることからして、急制動における制輪子の摩擦力を静的荷重に換算すると約 700 kg となる。この台車では制動筒圧力 6.2 kg/cm<sup>2</sup>、制動テコ比 4.3 であるから、かりに制動効率  $\eta=1$  とすれば、制輪子に作用する制動力は 2,340 kg となる。これと上述の測定結果から逆算した摩擦力 700 kg とから摩擦係数  $\mu=0.3$  になる。この場合  $\eta$  の値がはつきりしないけれども、 $\eta=1$  は台車枠に働く制動摩擦力としては安全側にあるから、急制動時には制輪子吊受を経て台車枠に約 700 kg の荷重が作用するものと考えてさしつかえないであろう。

〔IV〕 相模鉄道 KBD-107 型台車

(1) 試験方法と結果

供試車 台車枠は第 12 図のごとき鋼板プレス材の溶接構造によつて軽量化されている。車体の支持は側受荷重方式による。枕バネの代りに防振ゴムを採用し、軸バネにはコイルバネとスナバーを併用している。試験車は 5001, 5002 号車の 2 輛編成である。

試験期日 昭和 30 年 11 月

試験区間 上星川～西谷間の直線区間 500 m で、西行片道、先頭台車について測定

試験項目 30～80 km/h 間で 10 km/h おきの一定速度ならびに 50 および 70 km/h からの急制動

測定箇所 第 13 図に示す 11 箇所

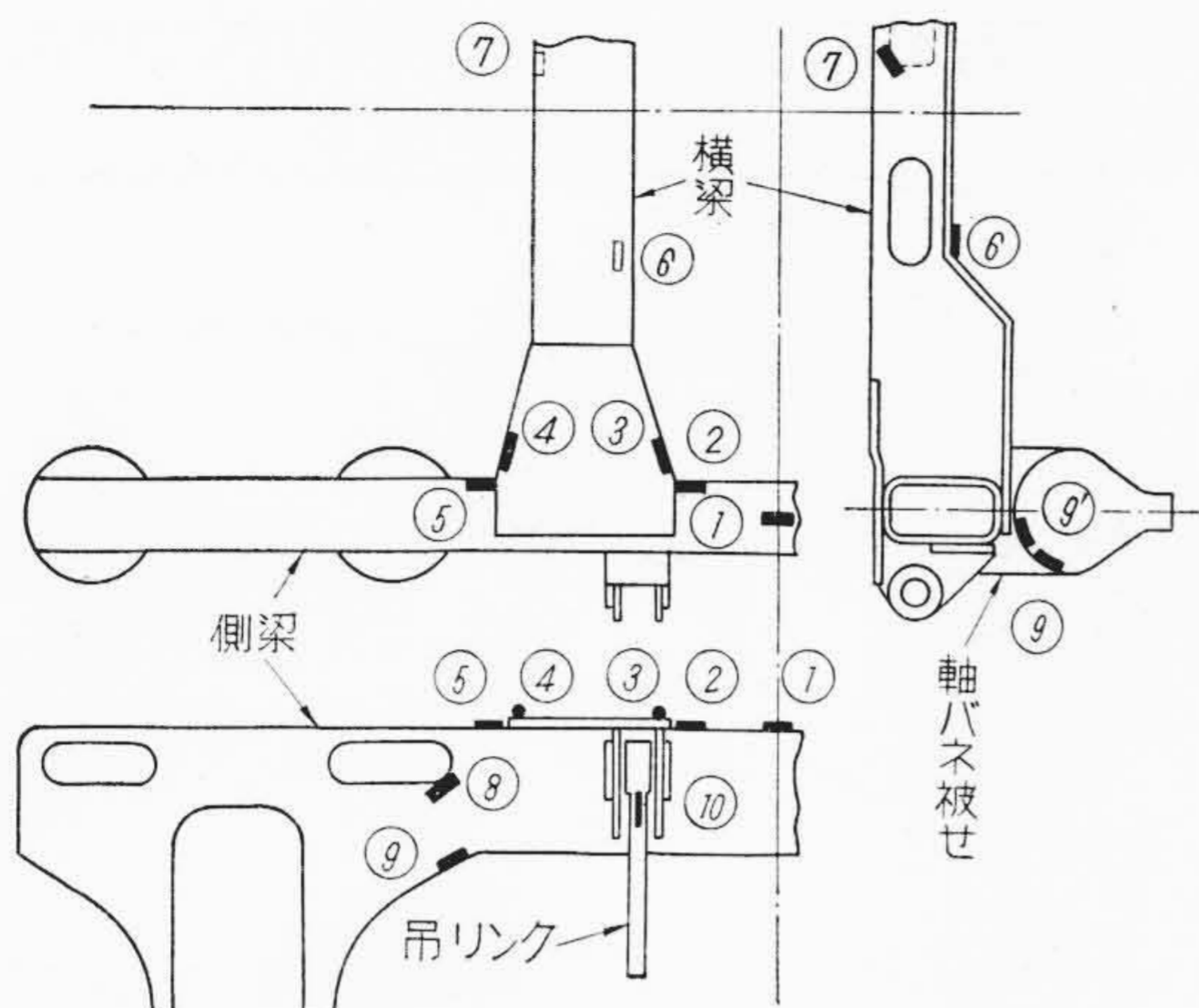
測定結果 第 14 図に 80 km/h 走行時、第 15 図に 50 km/h からの急制動による応力波形のオシログラムの例を示す。

静的応力 車体空車重量に相当する側受垂直荷重 7.73 t による応力を第 6 表に示す。側梁の横梁附根②と軸バネ被せ下面⑨に 7 kg/mm<sup>2</sup> 程度の比較的大きな応力がみられるが、後述の応力振幅が小さいので強度は安全である。

(2) 走行中の応力

走行中の応力振幅と速度との関係を第 16 図に示す。縦軸は試験区間のキロポスト 50 m ごとの最大応力平均



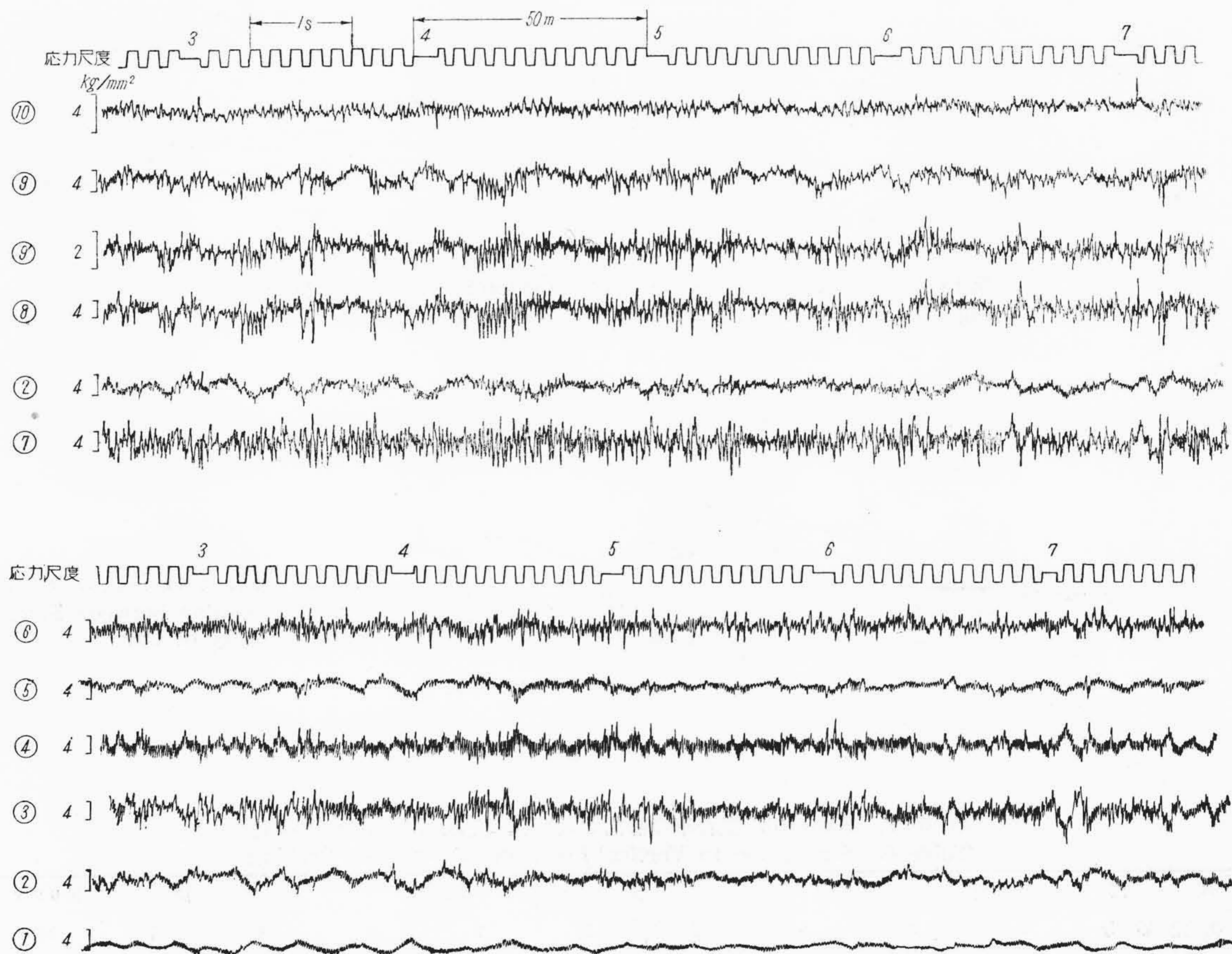


第13図 応力測定位置  
Fig. 13. Positions of Wire Gauges

値である。一般的傾向としては速度とともにほぼ直線的に増加しており，その大きさは側梁軸バネ上の孔縁⑧が最高試験速度で  $\pm 3.8 \text{ kg/mm}^2$  を示すほかはすべてこれ以下である。各点の応力の振動数は速度に無関係で第7表のようになる。このほかに  $25 \sim 30 \text{ c/s}$  の高周波が常に存在している。振動数解析の一例を側梁中央①について示せば第17図のごとくになり，台車直上の車体床面上において加速度計で同時に測つた上下振動の振動数とよく合致している。

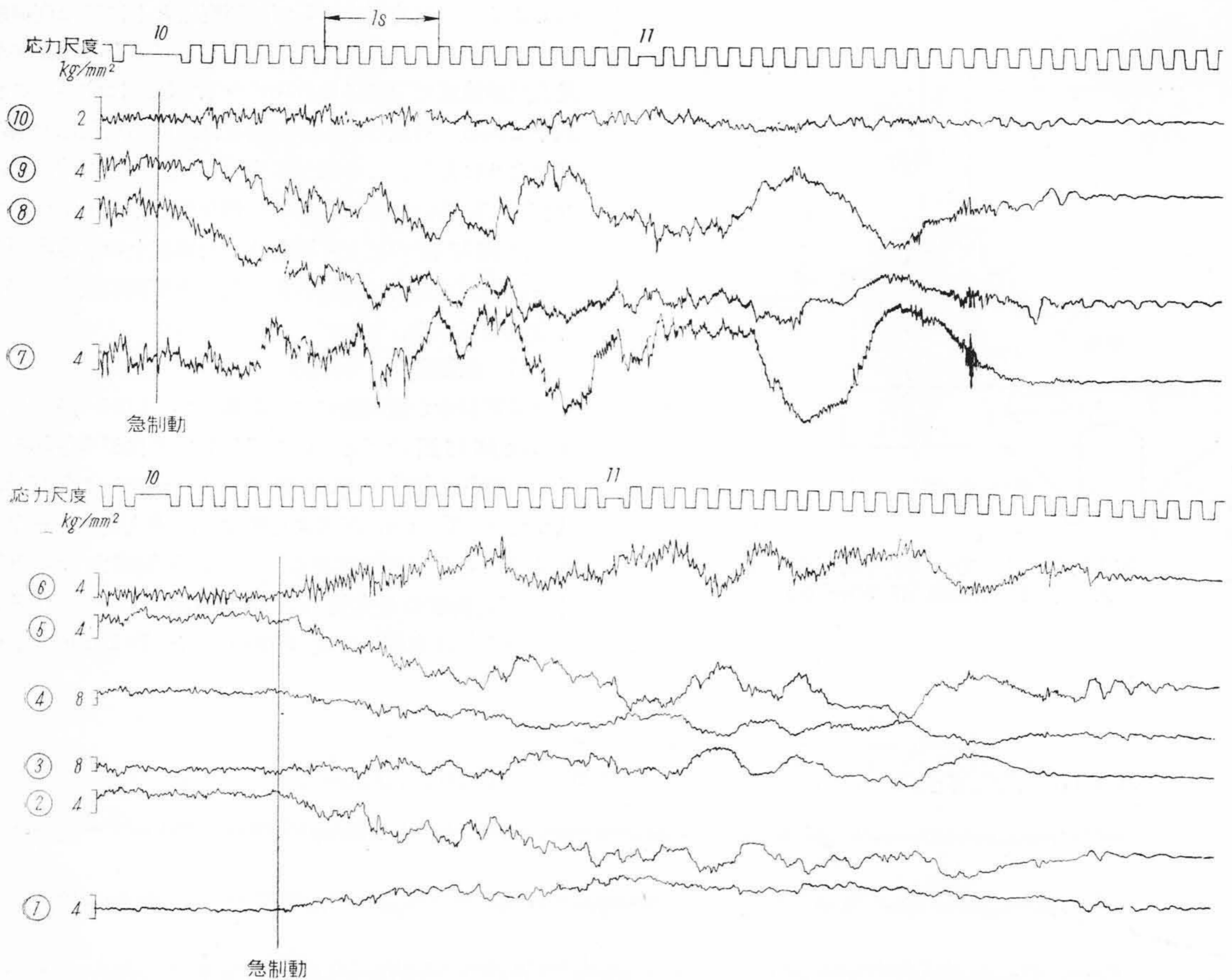
(3) 急制動による応力

営業運転中の緩制動による影響は小さいが，急制動の場合は第15図のごときいちじるしい変化がみられる。その一般的な傾向を第18図に示す。すなわち急制動によつて平均応力  $\sigma_0$  が大きく変化し，停止後ブレーキを弛めるともとの基線に戻っている。平均応力  $\sigma_0$  と途中の応力振幅の最大値  $\sigma_a$  は第6表のようになる。これらの値は車輻の速度  $50 \text{ km/h}$  と  $70 \text{ km/h}$  との間

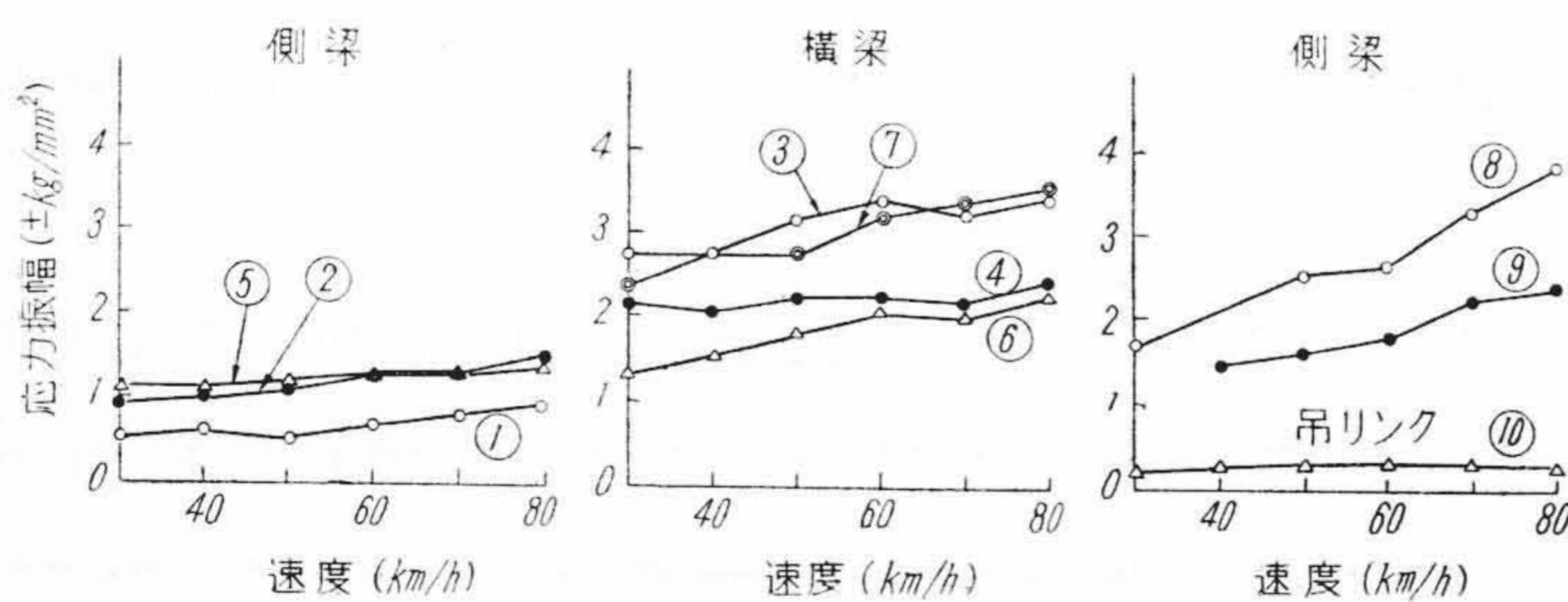


第14図 オシログラム (速度  $80 \text{ km/h}$ )  
Fig. 14. Oscillogram Showing Stress of Truck Running on Straight Tramway (Speed  $80 \text{ km/h}$ )





第 15 図 オシログラム (50 km/h より急制動)  
 Fig. 15. Oscillogram Showing Stress due to Emergency Braking



第 16 図 応力振幅と速度との関係  
 Fig. 16. Relation between Stress and Velocity of Car

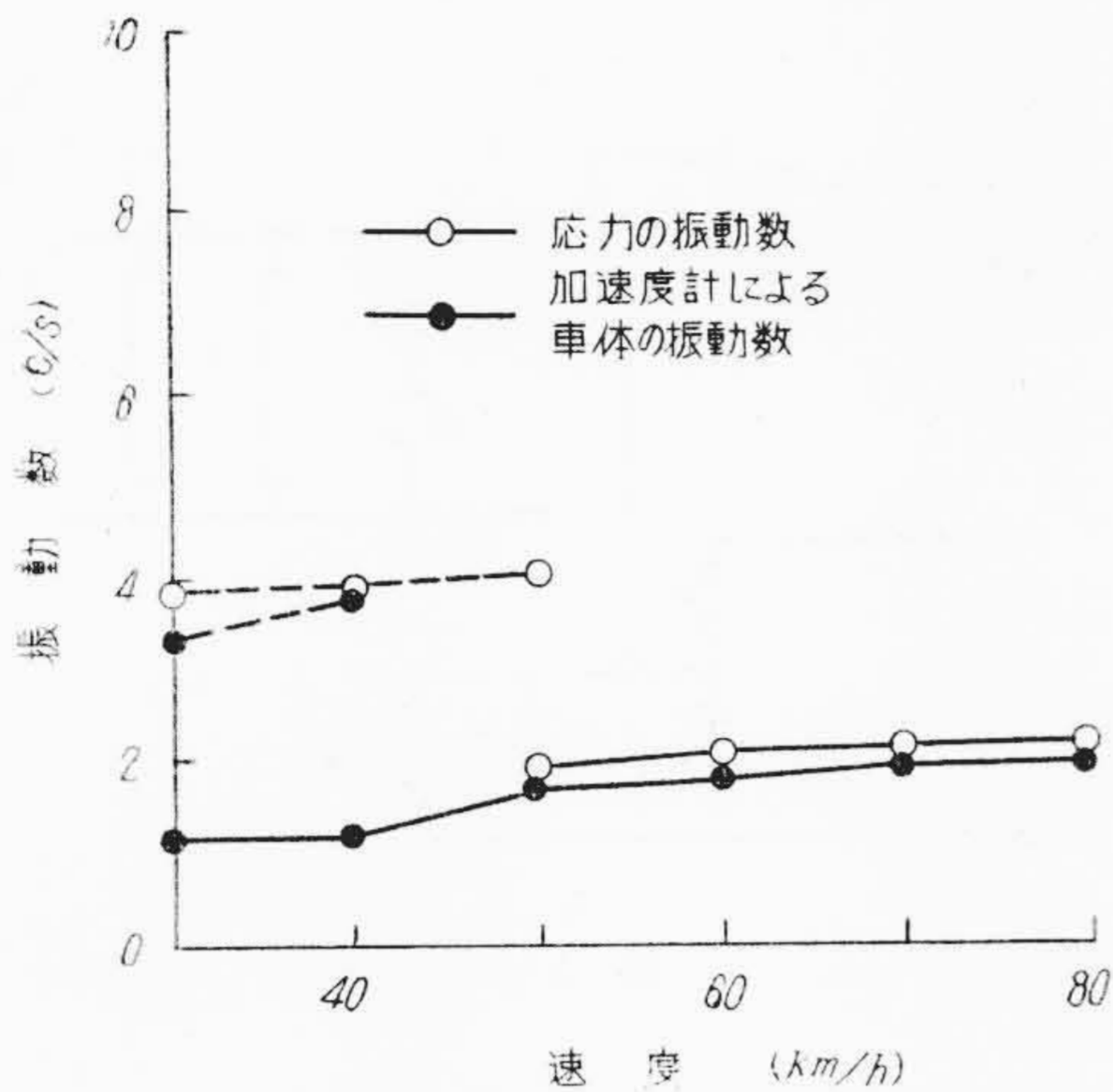
第 6 表 KBD-107 型台車の静的および制動応力  $\text{kg/mm}^2$  (7.73 t)  
 Table 6. Stress due to Vertical Load and Emergency Braking

場 所	側 梁		横 梁			側 梁		吊 リンク			
測定番号	1	2	5	8	9	3	4	6	7	10	
静的応力	-4.1	-6.9	-6.1	2.1	7.2	1.7	1.1	-4.2	-0.7	1.0	
制動応力	$\sigma_o$	-3.7	-5.5	-9.0	10.5	5.1	-7.6	15.0	7.0	2.8	0.3
	$\sigma_a$	1.4	2.0	2.6	3.4	5.5	6.6	4.6	3.4	6.9	0.5

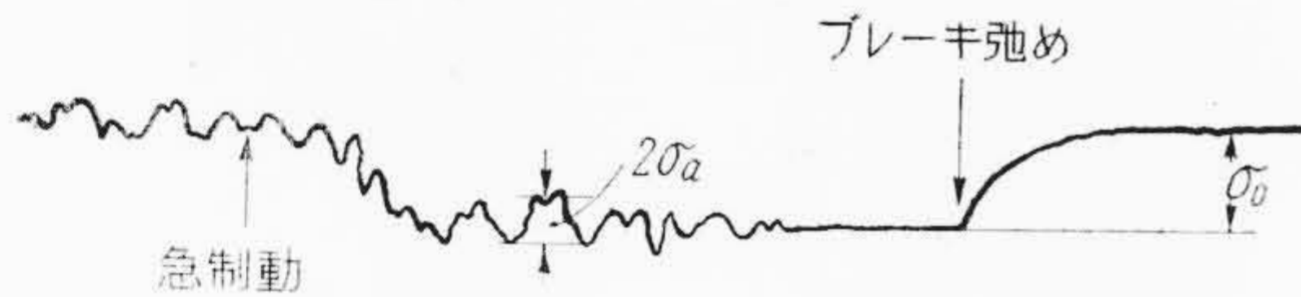


第7表 応力の振動数  
Table 7. Frequency of Stress Undulation

測定番号	1	7	10
振動数 c/s	2~4	2 12	12~16



第17図 振動数と速度との関係 (側梁①)  
Fig. 17. Relation between Stress Frequency and Velocity of Car



第18図 急制動による応力変化の一般形  
Fig. 18. Typical Form of Variation of Stress due to Emergency Braking

に相違がないので、両者の平均値をとった。平均応力の変動は横梁端④が最大で  $15 \text{ kg/mm}^2$  に達する。一方応力振幅は横梁の同様位置③とその中央部側面⑦で約  $\pm 7 \text{ kg/mm}^2$  である。これらの値は第6表の側受荷重による静的応力とは共存するが、走行中の応力振幅とは無関係であり、かつ急制動の頻度が疲労の概念からはるかに遠い繰返数であることをも考えると、折損のおそれはない。

〔V〕 結 言

電車用台車の現地走行試験の3例について検討した結果をまとめると次のようになる。

- (1) 走行中の応力は全般的に  $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$  以下で、KL-6型台車はとくに低い。これらの応力は主として  $5 \text{ c/s}$  以下のゆつくりした振動で生じており、ほかに  $10 \text{ c/s}$  以上の高周波が常に現われている。

- (2) 横梁の応力は側梁より一般に大きい。この部材は垂直変動荷重よりもむしろほかの荷重、たとえば台車枠の捩り変形や剪断変形を与える荷重ならびに駆動装置重量の動揺による動荷重などを主として受ける。したがって横梁の動的強度の解析は、これらの荷重の解明をまたねばならない。
- (3) 起動時の駆動装置のトルクによる応力は小さい。
- (4) 営業運転で常用される緩制動の場合も応力は小さい。
- (5) 急制動における応力変化は走行中の応力より大きく、台車枠の強度の上でとくに考慮すべきことである。同じ急制動の応力でも、KL-5型では停車によつてその平均応力はただちに基線にもどり、ブレーキ弛めによる応力変化は小さいが、KBD-107型では停車時平均応力が大きく残り、ブレーキ弛めによつて徐々に戻っている。両者の相違は台車のバネ系によるものと思われる。
- (6) KL-5型では急制動停止の直前に制輪子と車輪タイヤ間の摩擦力により応力波が台車枠に生じていて、静的試験の結果からこのブレーキ反力は約  $700 \text{ kg}$  と推定された。

以上の試験結果によつて、台車枠の主要部分に発生する応力の大きさがわかったが、走行中に台車に作用する複雑な荷重の解明という台車の強度解析の本質的な問題については、今後の研究にまたなければならない。

現地走行試験の機会を与えられ、試験の実施に際してなみなみならぬ御尽力をいただいた、大阪市および名古屋市交通局、相模鉄道株式会社の各位に厚く御礼申上げる。

参 考 文 献

- (1) 鉄研・汽車大阪：KSK 技報 4-2 (昭30-4)

「日立評論」綴込みカバー

(送料共) 特価1組 ￥100

「日立評論」の綴込み用として美しい綴込みカバーを発売致しております。

御希望の方には実費でお願い致しておりますから下記に御申込み下さい。

東京都千代田区丸の内1の4 (新丸ビル7階)

日 立 評 論 社

振替口座 東京 71824





特許 第 223433 号

鈴木 繁好・西岡 博  
大和 利丸・居駒 恒雄

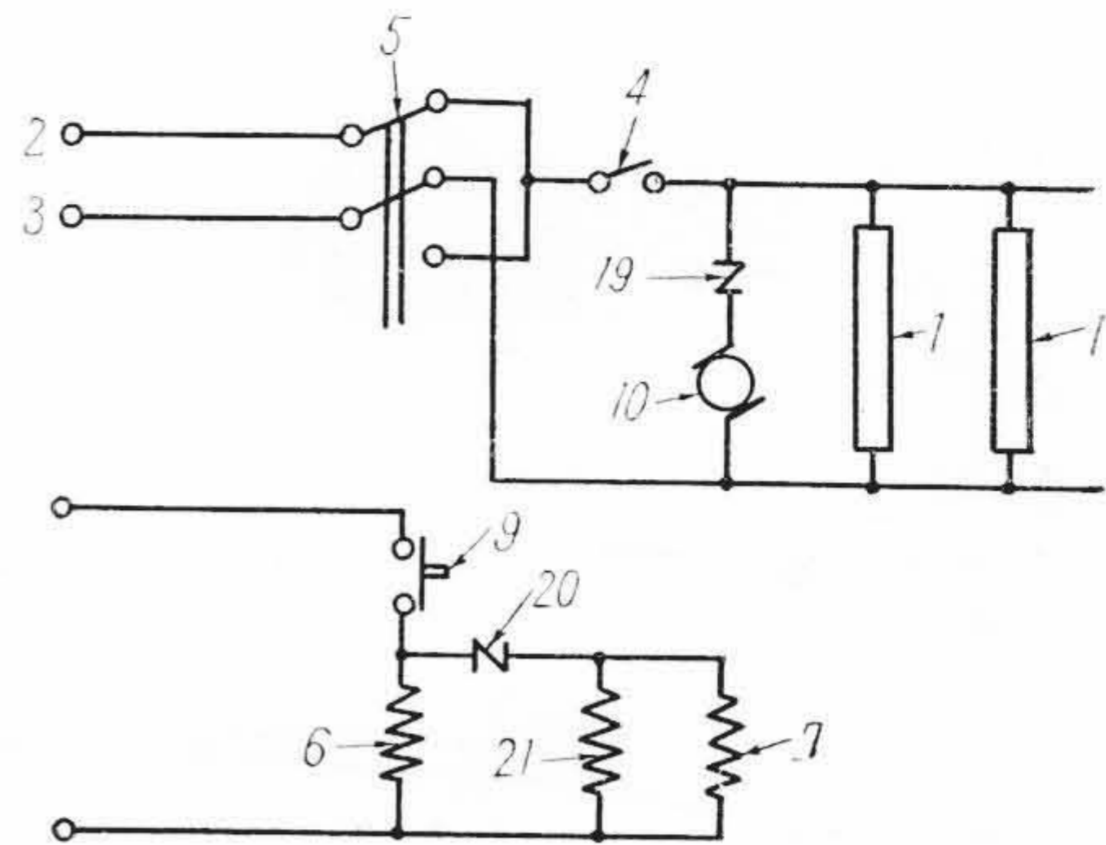
直 流 蛍 光 灯 転 極 装 置

電車などで蛍光灯を直流点灯する場合同一極性で長時間点灯すると蛍光灯に減光現象が起るので、ときどき極性転換を行う必要がある。従来蛍光灯回路に設けた転極スイッチを電車のパンタグラフ下げ用電磁弁または方向転極装置と連動させて自動的に転極を行わせることが考えられているが、実際にはかならずしも適当な時間間隔で転極が行われるとはかぎらず、たとえば車輛入換などのため短時間に2回パンタグラフをさげたり方向転換を行ったりすると一度転極した後ふたたび前の極性に戻り、同一極性で長時間点灯されるおそれがある。

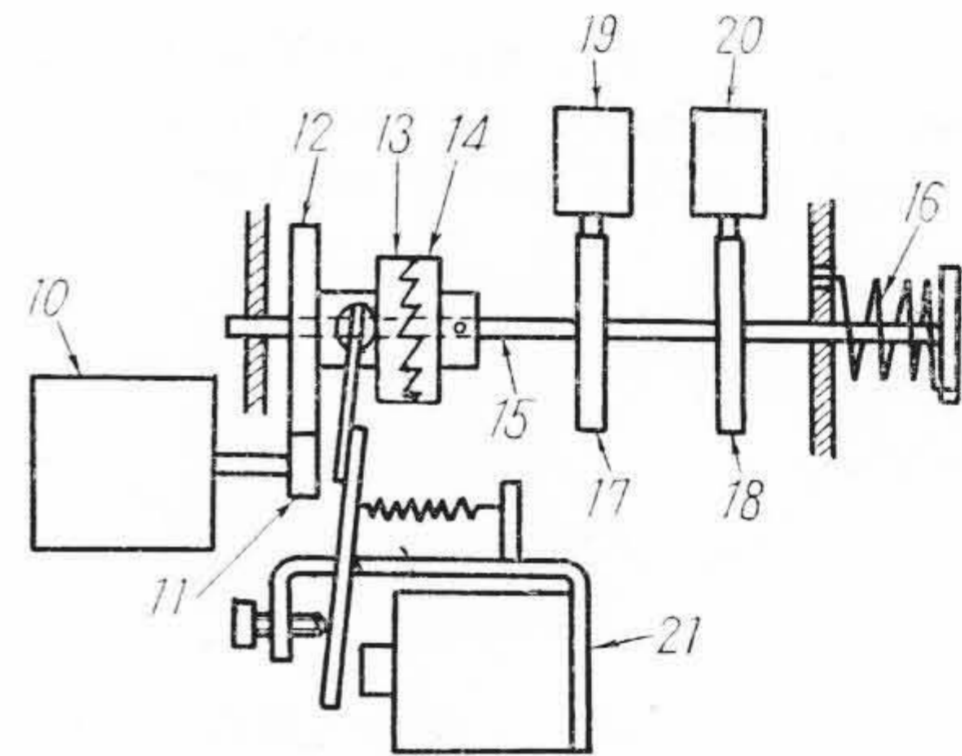
この発明は上記欠点を除くため蛍光灯の点灯時間を積算して一定時間に達したとき接点を閉じ、蛍光灯の転極と同時に始動位置に復帰するようなタイムスイッチを併用して、一度転極したのち点灯時間がある一定時間を超えなければ次の転極が行われないようにしたものである。

第2図および第3図はタイムスイッチの構造の一例を示すもので、電動機10は第1図に示すように蛍光灯1と並列に点滅スイッチ4、転極スイッチ5を通じて電源2、3に接続され、点滅スイッチ4を閉じて蛍光灯1を点灯すると同時に電動機10が起動し、その回転は減速歯車11、12 およびクラッチ 13、14 を介して軸15に伝わり、点灯時間に比例してカム17、18を回転させる。かくして点灯時間の積算値が、ある一定値Tに達したとき転極スイッチ操作回路に接続された接点20がカム18によつて閉じられ、一方電動機10の回路に接続された接点19がカム17によつて開かれ、電動機10が停止する。この状態で押ボタン9を押せばパンタグラフ下げ用電磁弁6の動作と同時に、接点20を通じて操作コイル7が附勢され、転極スイッチ5が動作して蛍光灯の転極が行われる。同時に電磁石21の附勢によつてクラッチ13、14がはずされ、カム17、18はバネ16の作用で始動位置に復帰し、以下同じ動作を繰返すもので、一度転極した後点灯時間が一定時間に達するまでは押ボタン9を押しても転極は行われぬ。

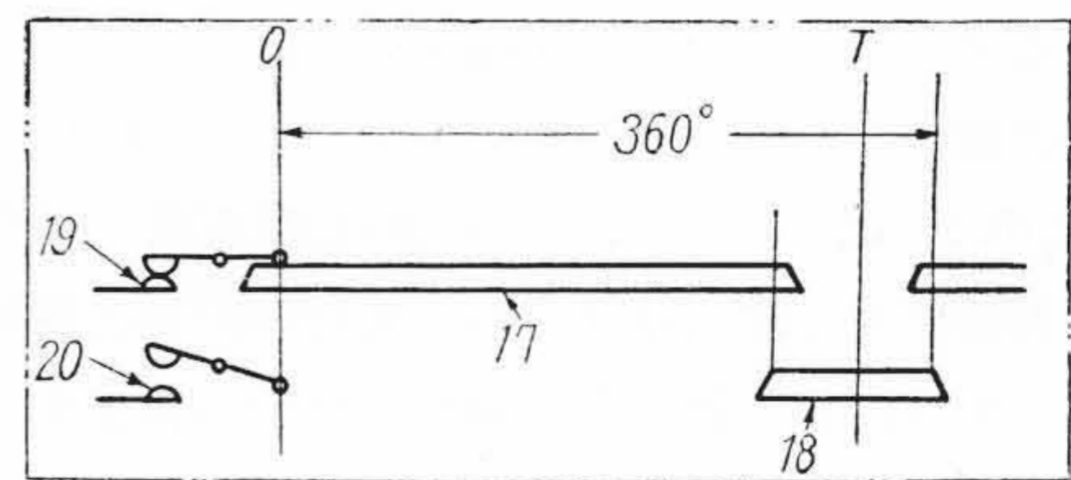
したがつて転極のサイクルはタイムスイッチの設定時間を最短として、最長は上記設定時間とパンタグラフを



第 1 図



第 2 図



第 3 図

一度さげてから次にさげるまでの点灯時間の和になり、はじめに述べたように蛍光灯が同一極性で長時間点灯され減光現象を生ずることが防止される。(坂本)