U.D.C. 625.62.034
625.2.011.1

客電車用台車のカム式吊リンクに就いて

村　田　師　男*

Hitachi Cam Type Swing Bolster Hanger for Bogie Truck

By Norio Murata

Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

For the purpose of improving the riding quality of rail vehicles, the improvement in the lateral vibration characteristic of bogie truck is most effective, and, as a concrete measure, it is a most desirable practice to prolong the effective length of swing bolster hanger of the bogie truck.

There are several methods having been investigated to achieve the above purpose on the limited space of the vehicles, and some of them are already practicable including Hitachi's Cam Type Swing Bolster Hanger. This has been completed at the Kasado Works on the idea of Mr. Aoki, the then chief designer of Hitachi Trucks, and awarded by the Patent Agency as one of the most remarkable inventions of the year.

In these few years, this cam type swing bolster hanger has been applied to many trucks and favourably received.

The writer explains in the article the principle, construction, and application results of this type of bolster hanger.

〔I〕 緒　　言

客電車の乗心地を改善する一方法として左右方向の振動特性を良くするため、ボギー台車の揺枕機構——特に吊リンクの長さを伸ばす方法に就いていろいろの研究、考案がなされている。これに対しわが日立製作所に於ても笠戸工場青木主任（現日立工場機械検査課長）の創意に基き、特許庁の"注目すべき発明"の一つに選ばれた"カム式吊リンク"を完成し、こゝ数年間に幾多の台車に装着して実際走行の結果多大の好評を得ているので、その構造、機能、効果に就いて整理して見ようと思う。

〔II〕 ボギー台車の揺枕機構

客電車の車体は普通4輪のボギー台車2台に依つてその心皿上に支持されレール上を走行するものである。ボギー台車は**第1図**(次頁参照)に示すようにその心皿部で車体の重量を支え、これを各車輪に平等に分布すると同時にそのばね装置及び揺枕機構に依つて垂直、水平方向の衝撃を緩和して走行を円滑に乗心地を良好ならしめる役目を持つている。

揺枕装置とは車体の左右方向の運動を許すために車体を2対の吊リンクに依つて台車枠に懸吊している部分の総称であつて機構的に描くと**第2図**（次頁参照）のようになる。車体の左右運動の復元力としては重力が利用されており、吊リンクは通常垂直でなく若干傾斜しているが、これは軸ばね及び枕ばねに依る車体の傾斜を打消すために必要な構造である。

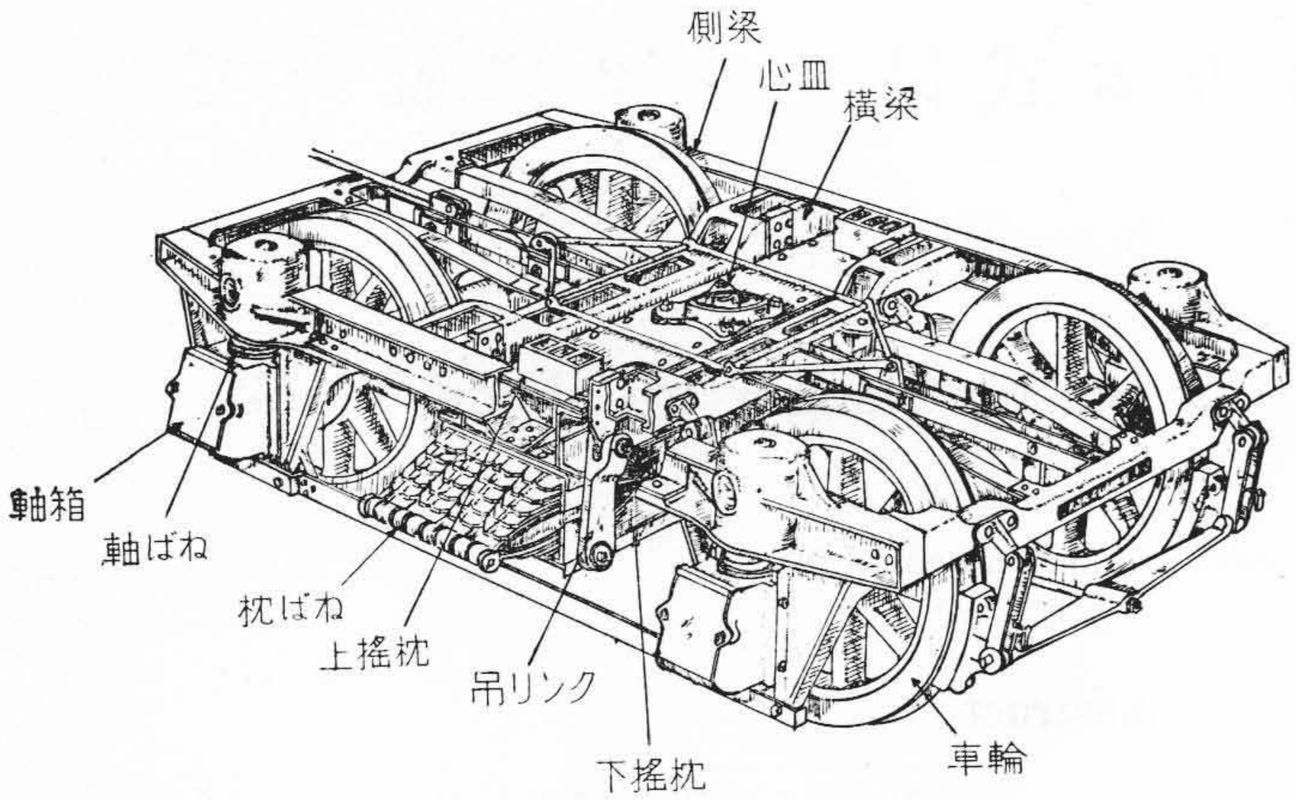
この機構に於て車体重心点 G の振動軌跡の曲率半径 ρ を求めて見ると

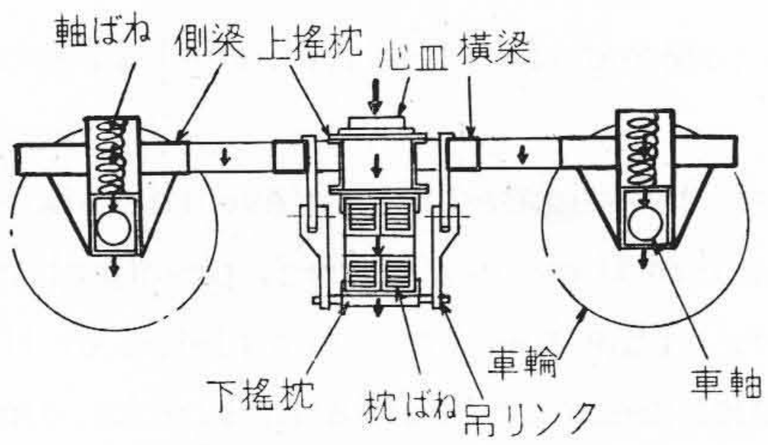
$$\rho=h^2 l\cos\alpha/\{hl\cos\alpha+L(l+L)\}$$

となる。更にこの曲率中心を Bobillier の射影構造を利用して作図して見ると**第3図**(次頁参照)に於て AP に垂直な直線 PQ をつくり、BG と PQ との交点を Q とすれば AQ と PG との交点 O が求める曲率中心となる。

然るに一般のボギー車では車体の左右振動は一次及び二次の二つの固有振動数を持つており、その値は次式で表わされる。

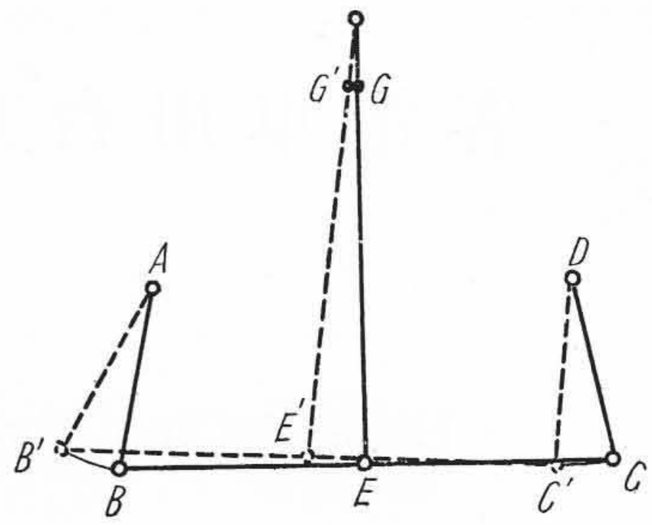
* 日立製作所笠戸工場





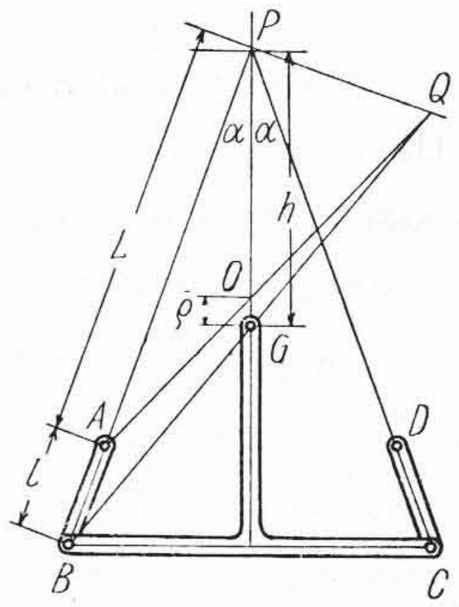
第1図　ボ　ギ　ー　台　車

Fig. 1.　Bogie Truck



第2図　揺　枕　吊　機　構

Fig. 2.　Mechanism of Swing Bolster Hanger



第3図　揺　枕　吊　機　構

Fig. 3.　Mechanism of Swing Bolster Hanger

$$\left.\begin{matrix}\nu_I^2\\ \nu_{II}^2\end{matrix}\right\}=\frac{\nu_B^2+\nu_{12}^2-B\mp\sqrt{(\nu_B^2+\nu_{12}^2-B)^2-4(1-A)(\nu_B^2\nu_{12}^2-C)}}{2(1-A)}$$

但し　ν_I, ν_{II}:　車体の左右方向固有角振動数（一次及び二次）

ν_B:　揺枕機構のみに依る固有角振動数

ν_{12}:　軸ばねと枕ばねのみに依る固有角振動数

A, B, C:　揺枕機構及び軸ばね、枕ばねに依つて決定される常数

そして固有振動数を下げる事が車輛の乗心地を良くする一つの手段となつており、更に二次の固有振動数は特に大型車輛に於て常用速度（60～90 km/hr）で外部の各種強制力と共鳴する可能性が大きいので、左右振動の緩和を目的とする揺枕機構の設計に当つては二つの固有振動数を一致させて共振速度を常用速度から外す所謂左右動とローリングを非連成にする事が提唱されている。

第一の希望を入れるためには前記車体重心Gの曲率半径ρを長くする事が最も有効である。しかし**第3図**を見れば判るようにGの高さを少しぐらい動かしても $\rho=\overline{OG}$ の長さを著しく大きくする事は出来ない。むしろ l を長くする方がずつと効果的である。

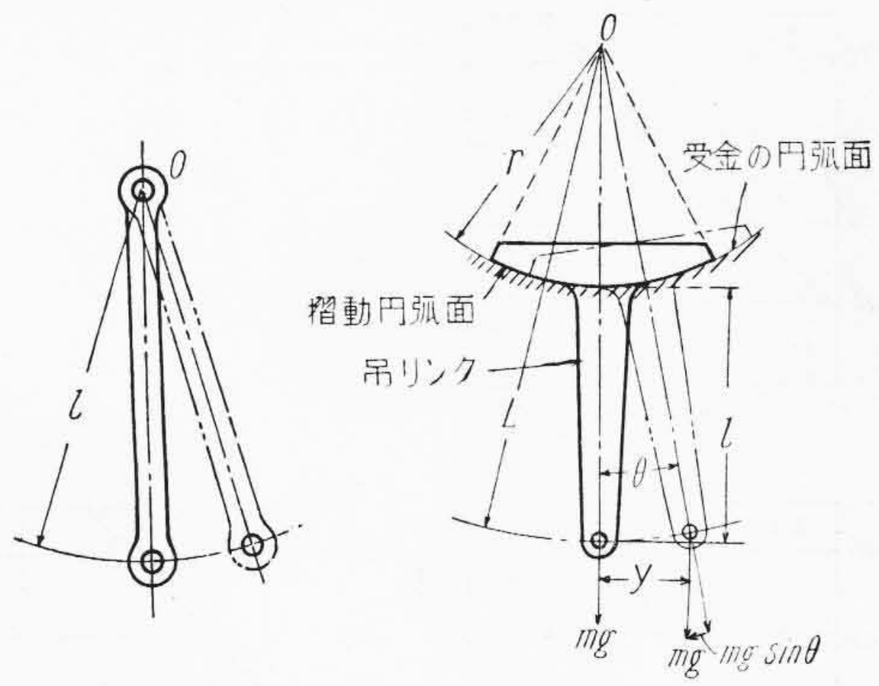
又第二の希望を入れるためには、$\nu_I=\nu_{II}$ 即ち上式で $\sqrt{\quad}=0$ とせねばならないのであるが、この場合吊リンクの長さ l は 1,000～1,500 mm となり、在来の機構では、スペースの関係で $l=600$～650 mm が精一杯であるから一応構造的に不可能であるという事になつていた。

このように左右振動特性の改善という事は揺枕機構の再検討、特に吊リンクの長さを制限されたスペース内で如何に長くするかという問題に帰着して来る。この難点を解決しようとして各方面でいろいろな特殊機構が考案され、凝似直線運動を行わせるリンクモーションが採上げられて、三菱三原の TT リンク、住友の XX リンク等が登場して試作された。

日立製作所としてもこの解決策として“カム式吊リンク”を考案実施して相当な効果を挙げている。

〔III〕 カム式吊リンクの原理

第4図に吊リンクの一本を取出して考えて見る。**第4図**(a) は普通リンクであるが、これを**第4図**(b) のようにその支点となる頸部に摺動円弧面を持つ吊リンクを使用し、この円弧面を受金の同心円弧面で受けるようにしたものが“カム式吊リンク”である。この構造に依れば受金の円弧面の半径 r を適当に選ぶ事によつて長さ l なる吊リンクに任意の有効長Lを与える事が出来る。Pに



a) 普通型　　b) カム式

第4図　吊　リ　ン　ク　比　較

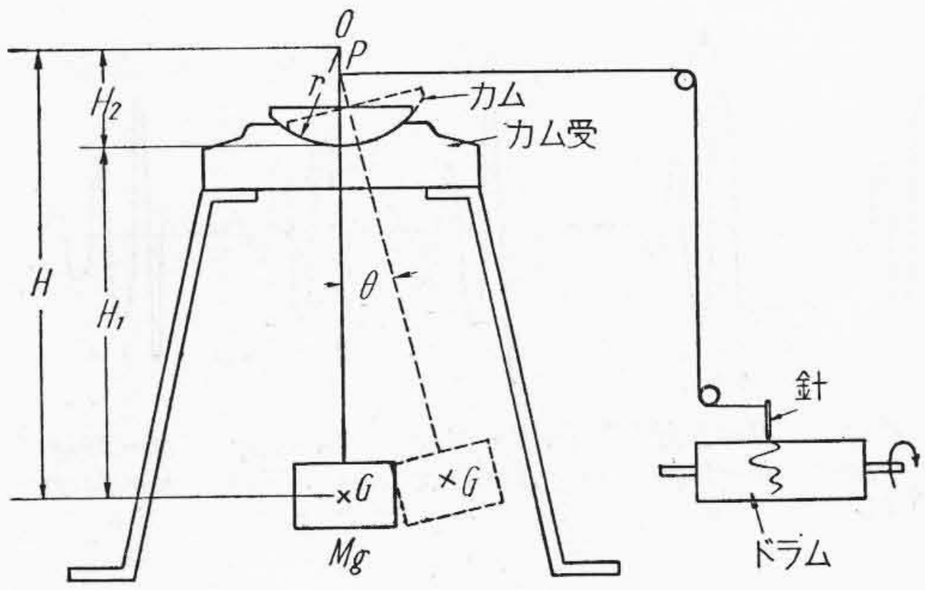
Fig. 4. Comparison of Swing Bolster Hanger

懸る荷重を mg, 極限振幅を y, 極限振角を θ とすれば、振幅 y に於ける重力に依る復元力は $mg\sin\theta$ で表わされる。従つて O 点に支持点をもつ普通の吊リンクを使用した場合、極限振幅 y に於てリンクの長さ l を長くすればそれだけ振角は小さくなり復元力も減少する事になるが、"カム式吊リンク" を使用すれば、リンクの有効長 l を長くした事に依る復元力の弱点は、円弧面の摺動摩擦力で横振れに抵抗させる事で十分補うことが出来、而もこの抵抗は振動に減衰作用を与えるから極めて有効である。従つてこのリンクを使用する事に依り、構造上の制約を受ける事なく横振れの少い乗心地良い台車を容易に製作することができる。

〔IV〕 予　備　実　験

カム式吊リンクを KL-2$_b$ 型防振台車に始めて使用するに際し、その振動特性即ち固体摩擦項、摩擦係数、減衰比及び周期等を実験に依つて解析検討した。

第5図は本実験装置の略図であつて、カム及びカム受は現車と同じものを使用した。記録装置としては、カム上部 P 点の運動を2倍に拡大し、それをドラムに巻きつけた記録用紙上にインクで描かせるようにした。



第5図　実　験　装　置

Fig. 5. Experimental Equipment

実験は振子を自由振動させて行つた。即ち初め θ だけ振子を傾け力を加える事なく振動させ、カム部にグリースを塗布した場合と乾いている場合とに就いて実験した。この場合見掛の振子の長さ H_1 と振子の重さ M とを変えた。実験条件を**第1表**に、振動波形の一部を**第6図**（次頁参照）に示す。

このような実体振子の回転部に固体摩擦が仂いた場合の運動方程式は

$$I\frac{d^2\theta}{dt^2}+MgH\theta\pm RH_2=0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots(1)$$

$$\text{但し}\quad \begin{cases} \dfrac{d\theta}{dt}>0 \text{ の時 } +R, \quad \dfrac{d\theta}{dt}<0 \text{ の時 } -R \\ H=H_1+H_2 \end{cases}$$

これを書き換えて

$$\frac{d^2y}{dt^2}+n^2(y\pm\rho)=0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(2)$$

$$\text{但し}\quad \begin{cases} n^2=\dfrac{MgH}{I}, \quad \rho=\dfrac{RH_2}{MgH} \\ \dfrac{dy}{dt}>0 \text{ の時 } +\rho, \quad \dfrac{dy}{dt}<0 \text{ の時 } -\rho \end{cases}$$

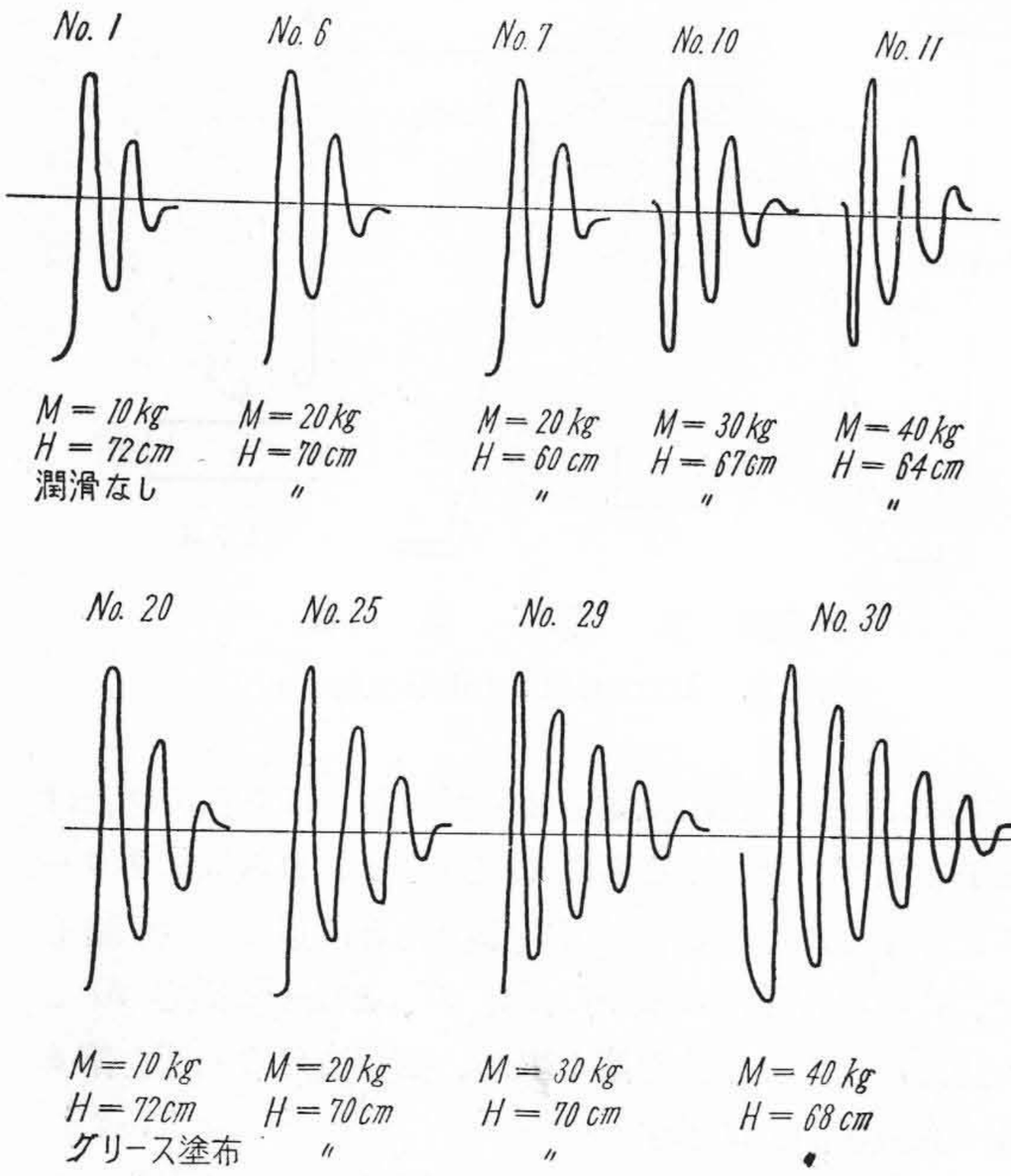
(2) 式を解いて

$$y=+\rho+(y_1-\rho)\cos nt \quad \frac{dy}{dt}<0 \quad \ldots\ldots(3)$$

$$y=-\rho+(y_1-3\rho)\cos nt \quad \frac{dy}{dt}>0 \quad \ldots\ldots(4)$$

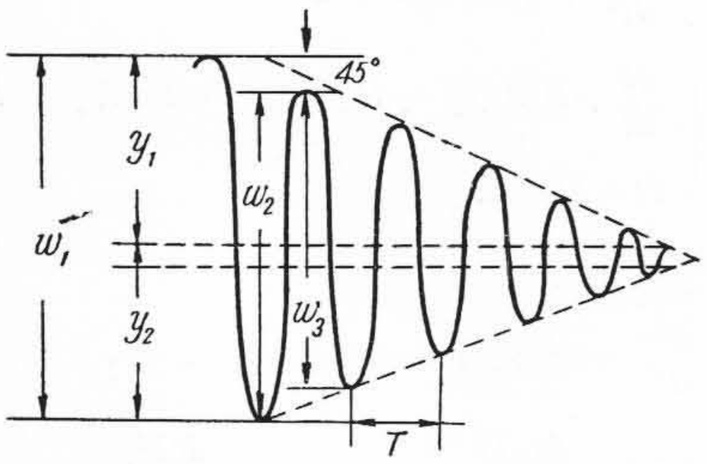
第1表　実　験　条　件　　Table 1. Condition of Experiment

乾いた場合	試験番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	重さ M (kg)	10	10	10	10	10	20	20	20	20	30	40
	長さ H_1 (cm)	72	62	52	42	32	70	60	50	40	67	64
グリース塗布	試験番号	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
	重さ M (kg)	10	10	10	10	10	20	20	20	20	30	40
	長さ H_1 (cm)	72	60	52	42	32	70	58	48	38	70	68



第6図　自　由　振　動　波　形

Fig. 6.　Wave Form of Natural Vibration



第7図　複　振　幅

Fig. 7.　Amplitude of Vibration

第7図　のように複振幅をとると

$$w_1=|y_1|+|y_2|,\quad w_2=|y_2|+|y_3|\ldots.$$

$$\therefore\quad w_k==w_{k+1}+4\rho\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(5)$$

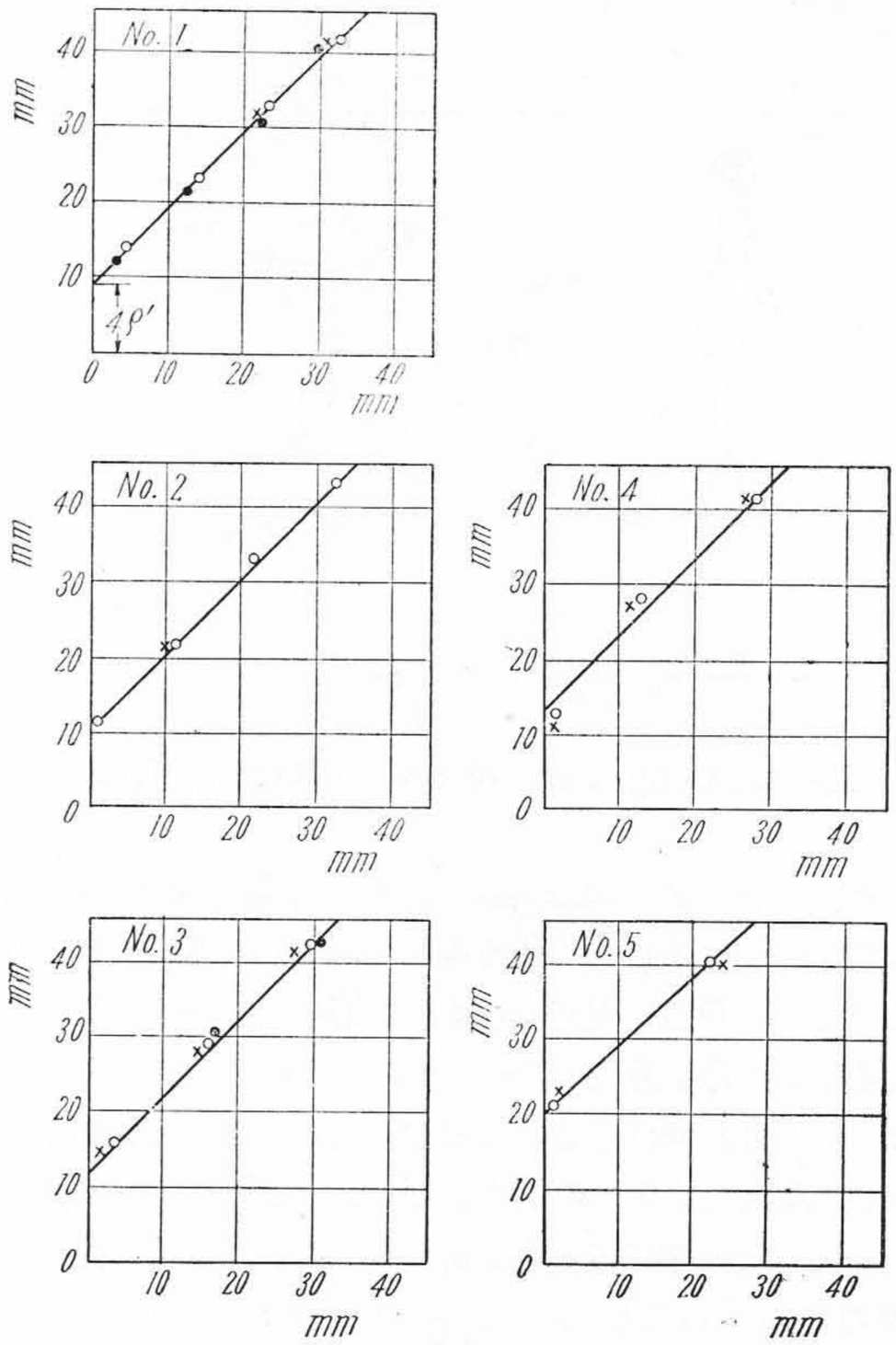
ρ の値を実験より求めるために w_1 を縦軸に w_2 を横軸にとつて点を記入し、次に w_2 を縦軸に w_3 を横軸にとつて点を記入し、順次同じ事を続けて行つて ρ の値を求めると**第8図**のようになり、45° の直線と縦軸との交点が 4ρ の値を示す。但し**第8図**に表わされた ρ は**第5図**の P 点に於ける運動を2倍に拡大して得たものであるから、カム部の接触面に於ける値は

$$\rho'=\rho\times\frac{r}{2\times\overline{OP}}$$

但し　OP:　3.2 cm　　r:　10 cm

次に μ をカム接触面に於ける摩擦係数とすると

$$R=\mu Mg\cos\theta\fallingdotseq\mu Mg\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(6)$$



第8図　ρ　の　値

Fig. 8.　Value of ρ

故に　$$\mu=\frac{\rho H}{H_2{}^2}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(7)$$

実験より求めた ρ の値及び (7) 式より計算した μ を示すと**第2表**のようになる。

第7図に示す如く複振幅を取つて求めた実験値が 45° の直線とよく一致した事は、カムが転がる事なく又粘性抵抗の影響もなく唯固体摩擦抵抗のみに関係すると考えて良いと思われる。

又**第2表**に示す如く実験より求めた摩擦係数 μ は大体一定値を示し、カム部が乾いている場合は $\mu=0.3\sim0.28$ であり、グリースを塗布した場合は $\mu=0.22\sim0.16$ の範囲となつた。グリース塗布の場合 μ の値にバラッキが生じたのは重量 M が小さく慣性モーメントが小さいためグリースの粘性が影響しているものと考えられる。

以上の結果より μ の値を定めてやれば固体摩擦項 ρ の値を計算する事が出来、従つて振動特性も知る事が出来る。

次に振動の周期は摩擦力の有無に関係なく

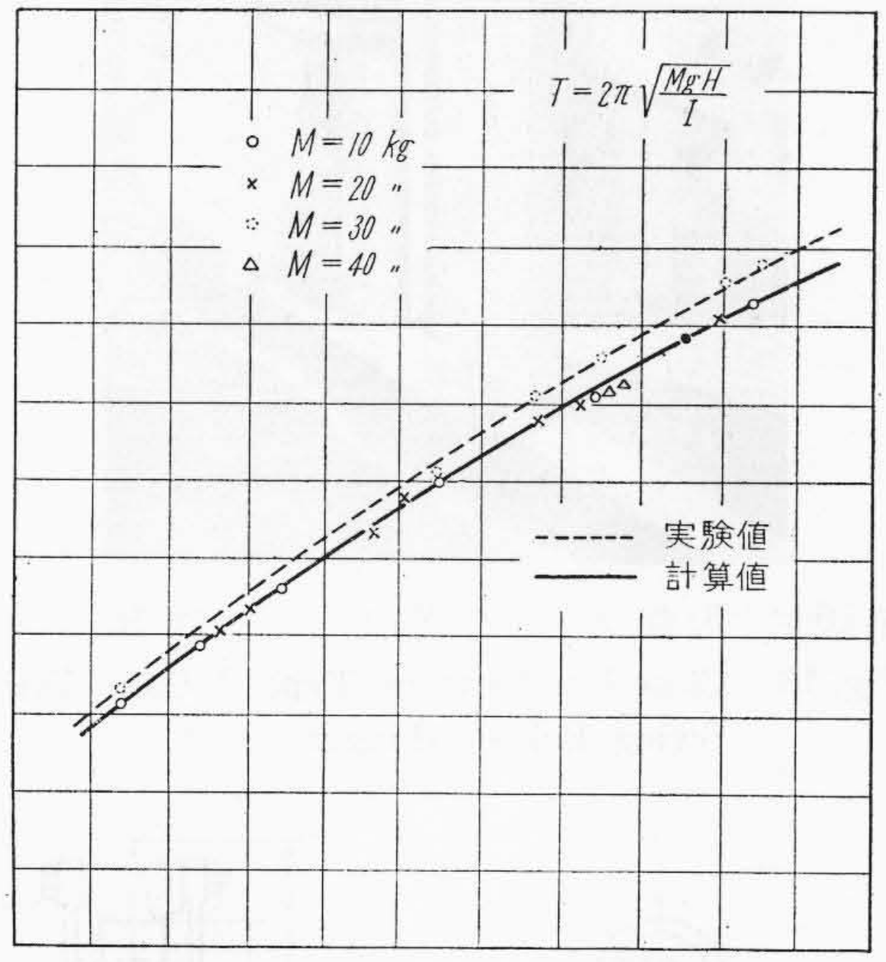
$$T=\frac{2\pi}{n}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(8)$$

実験値と計算結果を図示すると**第9図**の如くで、計算はカムの曲率中心 O から重錘の重心 G 迄の距離を振子の長

第2表 ρ 及び μ の実験値

Table 2. Experimental Value of ρ and μ

カム部の潤滑油	乾いた場合			カム部の潤滑油	グリス塗布		
No.	H (cm)	ρ (cm)	μ	No.	H (cm)	ρ (cm)	μ
1	82	0.34	0.279	20	82	0.27	0.221
2	72	0.39	0.281	21	70	0.31	0.217
3	62	0.46	0.285	22	62	0.35	0.217
4	52	0.54	0.281	23	52	0.43	0.224
5	42	0.67	0.281	24	42	0.50	0.210
6	80	0.37	0.296	25	80	0.23	0.184
7	70	0.40	0.280	26	68	0.28	0.190
8	60	0.47	0.282	27	58	0.32	0.186
9	50	0.56	0.280	28	48	0.35	0.168
10	77	0.36	0.277	29	80	0.24	0.192
11	74	0.38	0.281	30	78	0.20	0.156



第9図 周期と振子長との関係

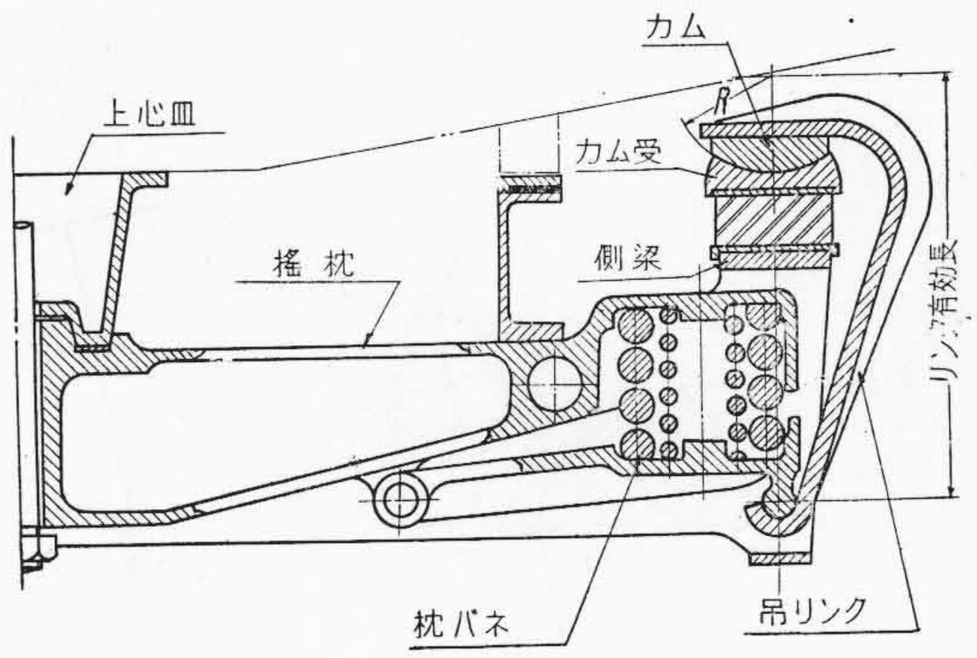
Fig. 9. Relation between Period and Length of Pendulam

さとしたものである。計算結果が実験値よりも小さく出たのは慣性モーメントの計算に於てカム及び振子の棒の計算を省略したために生じた誤差である。これで明らかなように本実験に用いた振子の長さ H は見掛の長さ H_1 よりカムの半径 $r(H_2)$ だけ長くなつており、それだけ周期は大きくなつておる。

〔V〕 現車に対する実施状況

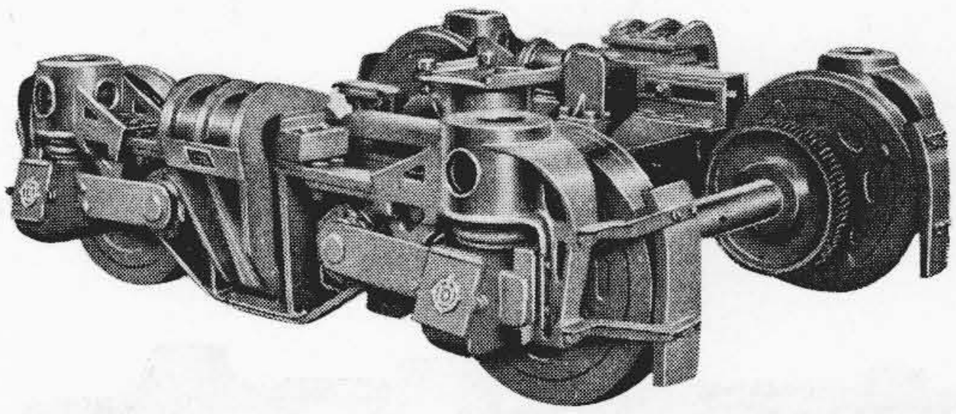
(1) カム式吊リンクの型式

実施時期及び台車の型式構造に依つていろいろと型の変つたものが出来たが、それを順次並べて見ると次のようになる。



第10図 1型カム式吊リンク

Fig. 10. Type 1 Cam Type Swing Bolster Hanger



第11図 1型カム式吊リンクを装着した台車 (KL-2_b 型)

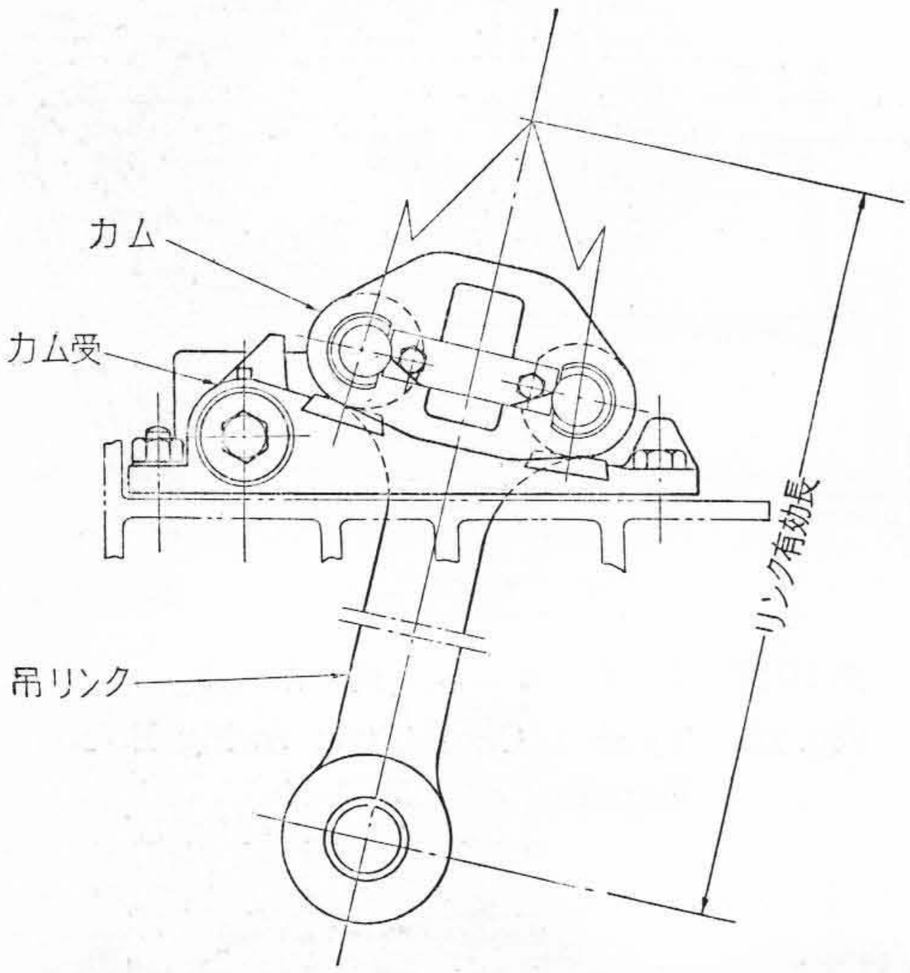
Fig. 11. Bogie Truck Equipped with Type 1 Came Type Swing Bolster Hanger (Type KL-2_b)

1型 **第10,11図**に示すように吊リンクの上端にカムを有するもので、構造上吊リンクに相当する部分が非常に大きな金具になつておる。この型は試作の KL-2_b 型防振台車及び横浜市電納 KL-2_0 型台車に装着した。

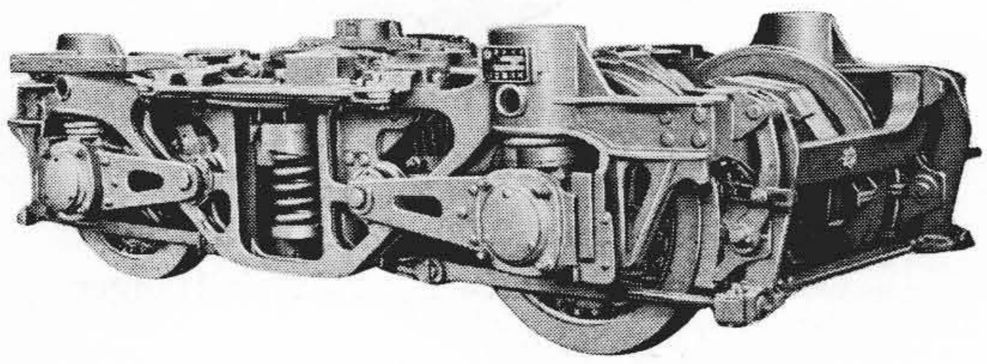
2型 本型式はKH-1型電動台車(**第13図**)(次頁参照)に装着せられたもので**第12図**(次頁参照)のような構造を有する。即ち本台車では左右動とローリングを非連成にするため吊リンクの有効長さを1,450mmにとつたので、カムの半径は約 900 mm となる。従つてカム摺動部の摩擦に依る左右動の減衰力が過大になる事を嫌い2箇のローラーと受台を使つて摩擦抵抗を少くし、しかも運動そのものはカムの場合と同じになるよう設計した。

3型 この型は古くから路面電車用台車としての歴史を持つているブリル型台車にカム式吊リンクを導入したもので、装着状況及び従来のものとの構造比較を**第14〜17図**(次頁参照)に示す。図で明らかなように非常に簡単な構造なので現在使用中の台車を改造してカム式吊リンクを装着することも容易であり、既に数箇所の台車を改造し好成績を納めている。

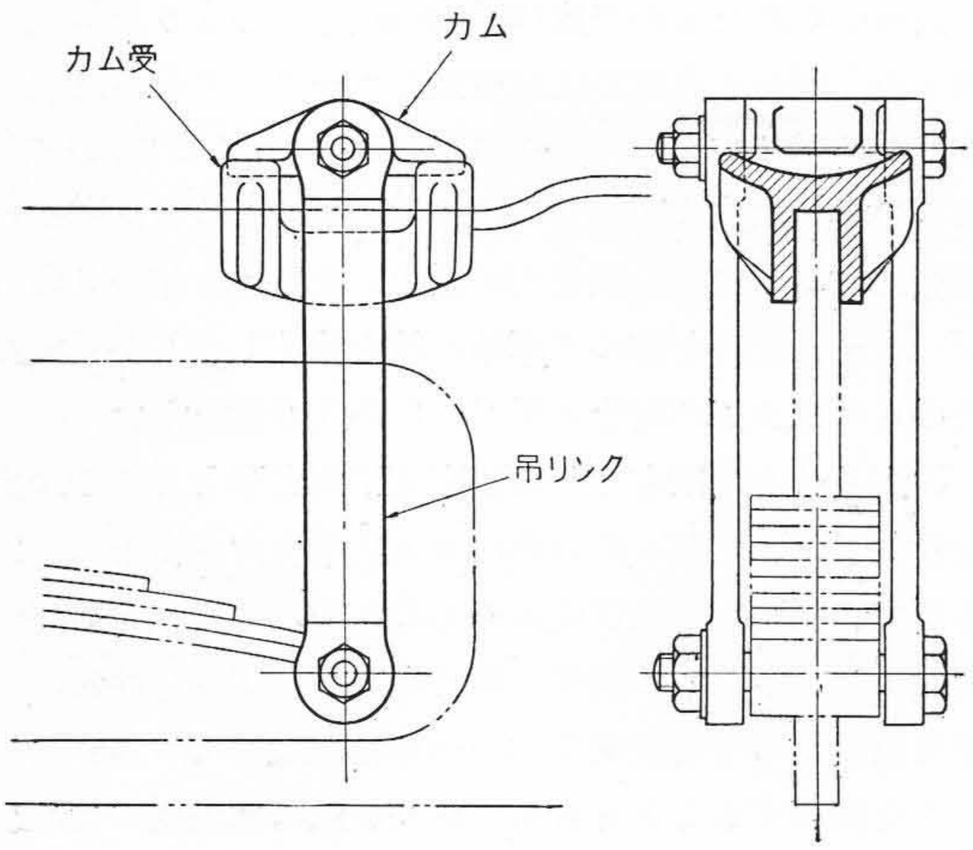
尚この型からカムとカム受の半径に差をつけ、普通振動の場合は転がりで軽く振れ——この時のリンク半径は



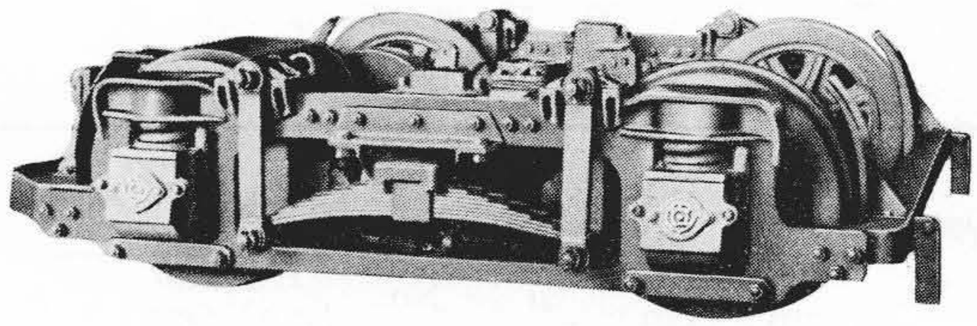
第12図　2型カム式吊リンク
Fig. 12. Type 2 Cam Type Swing Bolster Hanger



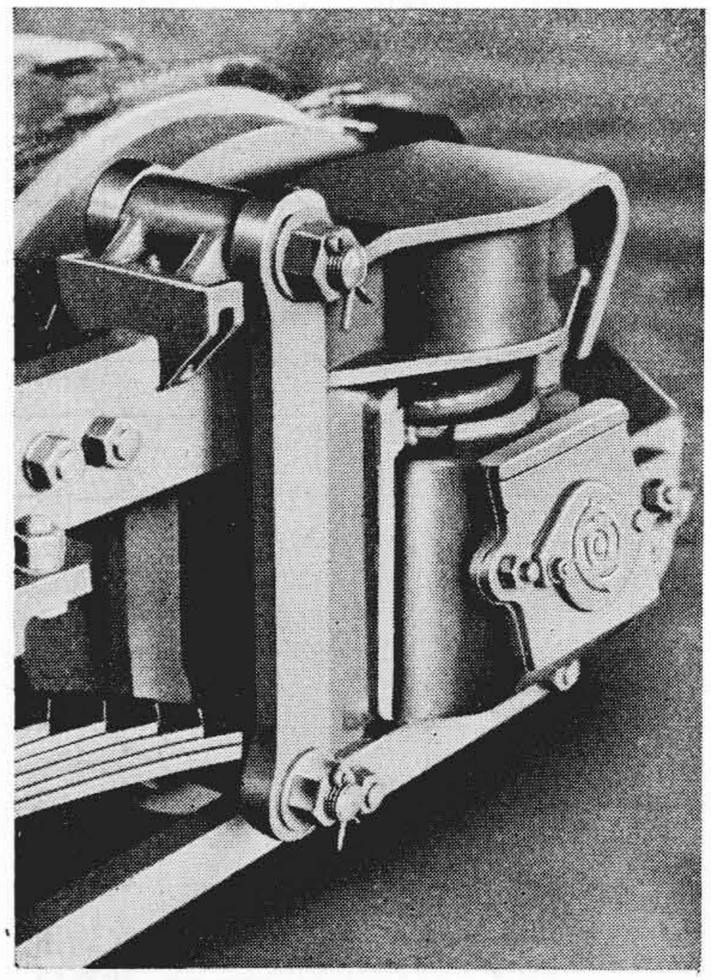
第13図　2型カム式吊リンクを装着した台車（KH-1型）
Fig. 13. Bogie Truck Equipped with Type 2 Cam Type Swing Bolster Hanger (Type KH-1)



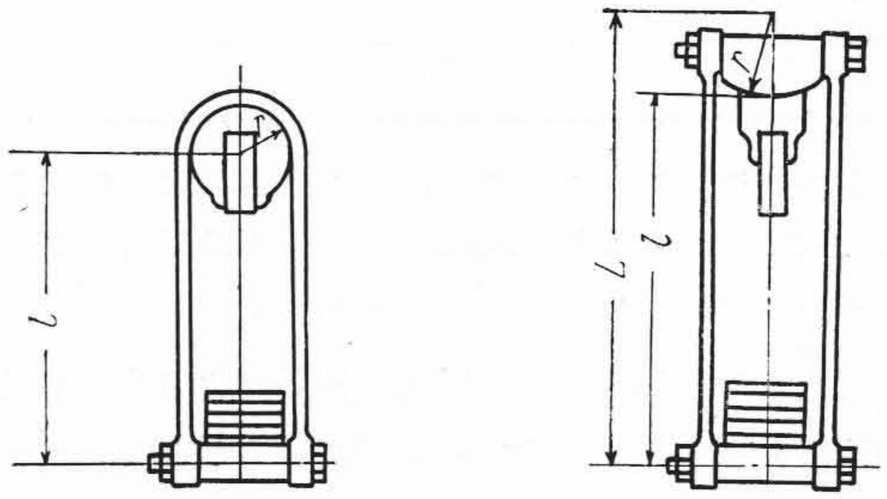
第14図　3型カム式吊リンク
Fig. 14. Type 3 Cam Type Swing Bolster Hanger



第15図　3型カム式吊リンクを装置した台車（KBD-12型）
Fig. 15. Bogie Truck Deviced with Type 3 Cam Type Swing Bolster Hanger (Type KBD-12)



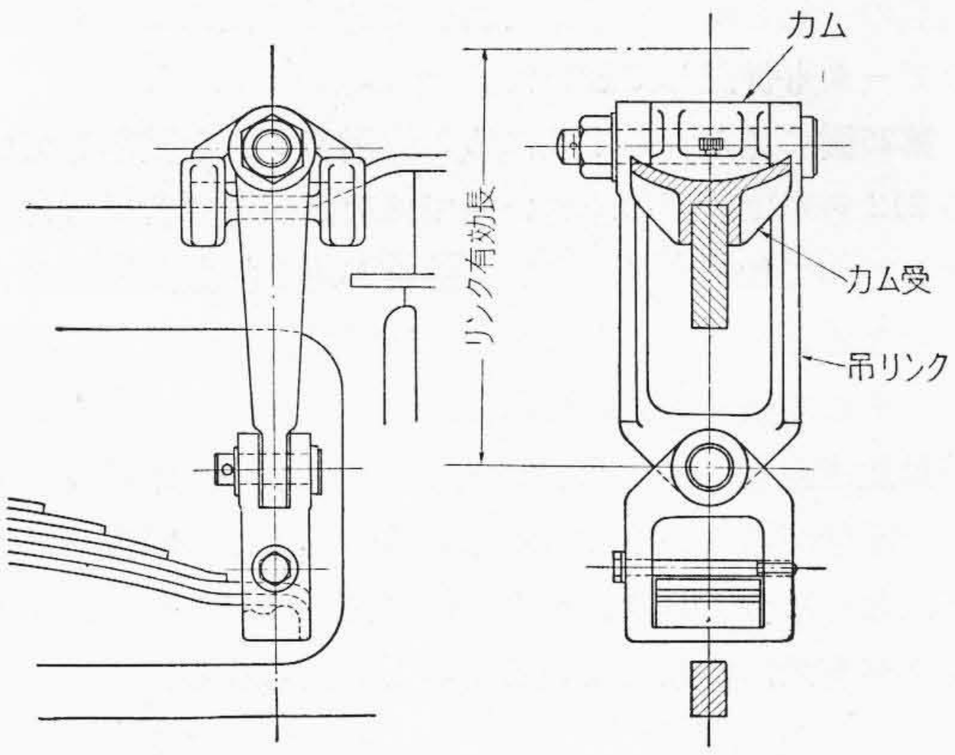
第16図　3型カム式吊リンク詳細
Fig. 16. Close-Up View of Type 3 Cam Type Swing Bolster Hanger



第17図　ブリル台車に於ける吊リンクの比較
Fig. 17. Comparison of Swing Bolster Hanger in Brill Type Bogie Truck

カムとカム受の接触点から測つたlに略々等しい——大きな横ショックの場合には滑りで逃がす——この時のリンク長さはカム受の曲率中心から測つたLになる——という考え方を採用した。

3A型　上述の3型では吊リンクが運動すると枕ばねの末端が捻られる事になる。この捻れに依つて生ずる抵



第18図　3A 型カム式吊リンク
Fig. 18.　Type 3A Cam Type Swing Bolster Hanger

抗がブリル型台車では左右復元力の一部として利用されている訳であるが、枕ばねの捻れ剛性が高い場合には復元力が大き過ぎて車体に剛い振動を与える。この現象を避けるために**第18図**の如くピンジョイントを1箇追加して枕ばねを捻らぬようにしたのが 3A 型である。

名古屋市電に納入した台車は最初ヨーイングの共鳴を避けるため短い吊リンクを使用したので左右の振動加速度が大きく乗客に不快感を与えたが、これを 3A 型に改造して非常な好結果を得た。

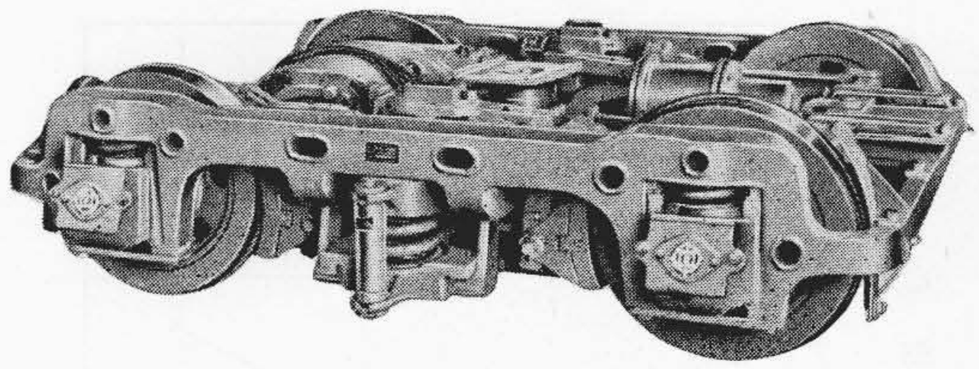
4型　普通の郊外電車に採用されているリンク式揺枕を持つた台車にカム式吊リンクを装着しようとする場合、カムをリンクの上端に持つて来るとスペース的に非常に苦しいので、今迄の型とは逆にカムをリンクの下端に配置したのが4型であつて、現車に装着した状況及び構造の図解を**第19, 20図**に示す。

この型は**第3図**の作図をして見ると明らかなように、リンクの有効長を伸ばす事に依る車体重心Gの運動軌跡の曲率半径ρの増加割合は上述の上カム型のものに比較して若干劣るが、設計的に楽な事と在来台車を改造して吊リンクの有効長を伸ばす場合に非常に簡単に部品交換程度で済ませるという利点から大いに重用されておる。

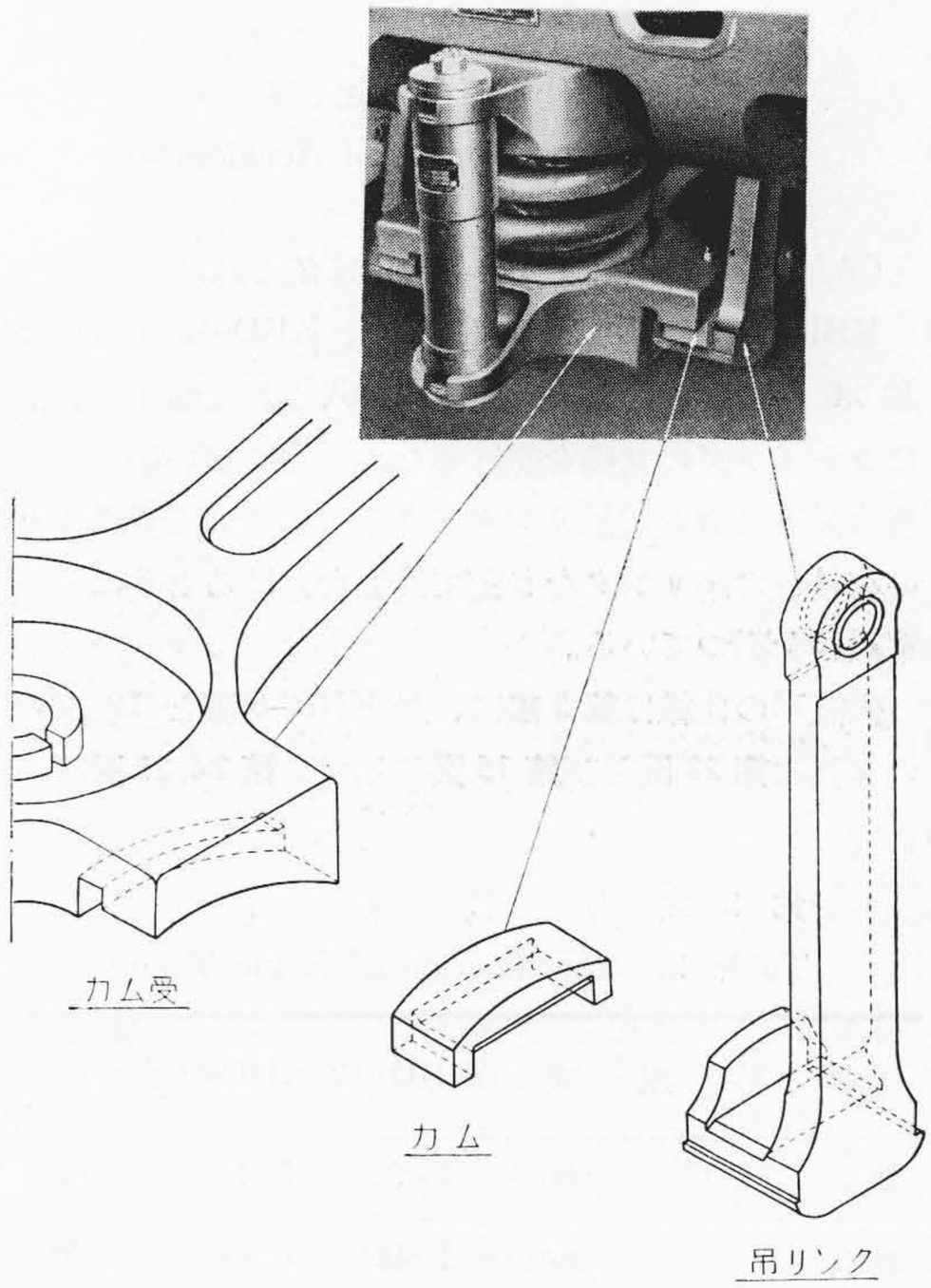
（2）現車試験の成績

試作 KL-2_b 型防振台車を装着した車体の心皿上床面に於ける左右振動の波形を**第21図**に示す。比較のため掲げた波形は同じ車体に在来の台車を装着した場合のものである。振動の解析結果は**第22図**（次頁参照）に示す。

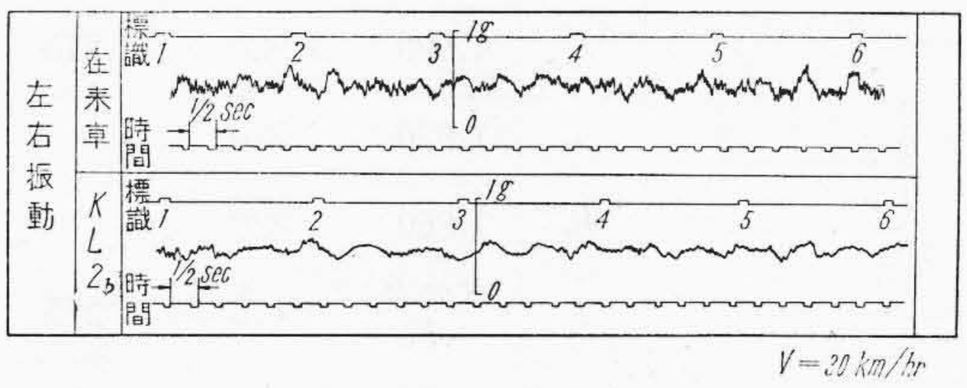
図にて明らかなように防振台車の方が振動特性は格段に良くなつているが、これは吊リンクの長さ、防振ゴム、ばね系の組合せに依るもので、カム式吊リンクの効果のみとは云えない。故に同一構造で同一仕様のばね系を持ち、単に吊リンクのみが異つた台車を同型式の車体に装着して行つた試験の成績に依りカム式吊リンクの効果を調べて見る。



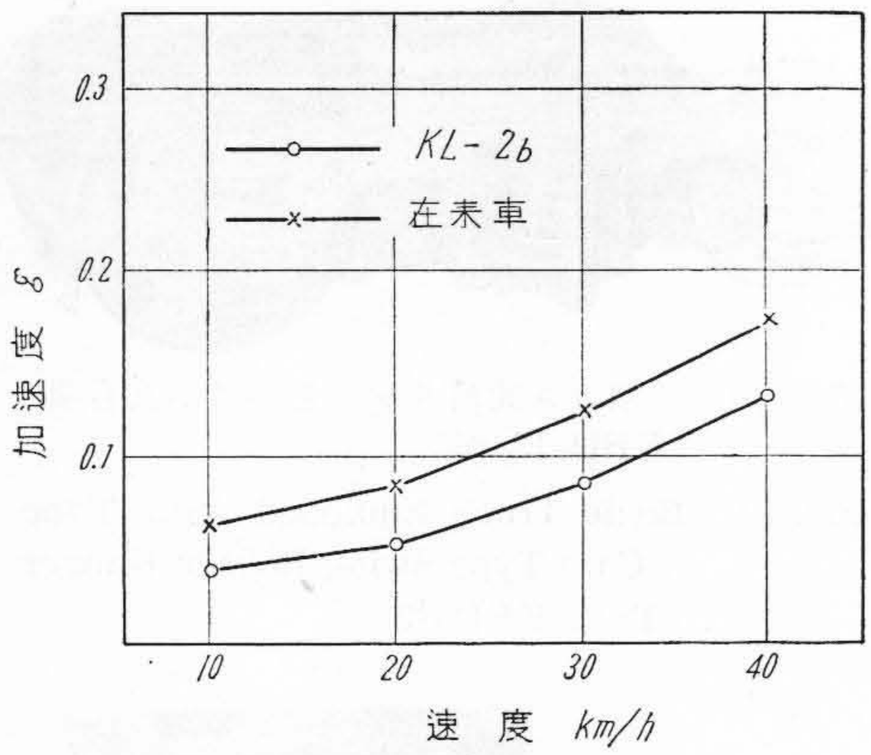
第19図　4型カム式吊リンクを装着した台車（KBD-13 型）
Fig. 19.　Bogie Truck Equipped with Type 4 Cam Type Swing Bolster Hanger (Type KBD-13)



第20図　4型カム式吊リンク詳細
Fig. 20.　Close-up View of Type 4 Cam Type Swing Bolster Hanger



第21図　車体振動加速度波形
Fig. 21.　Wave Form of Acceleration on Car Body



第22図　振動加速度比較
Fig. 22. Comparison of Acceleration

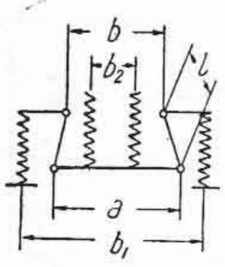
（A） KBD-6 型と 12 型台車に依る試験

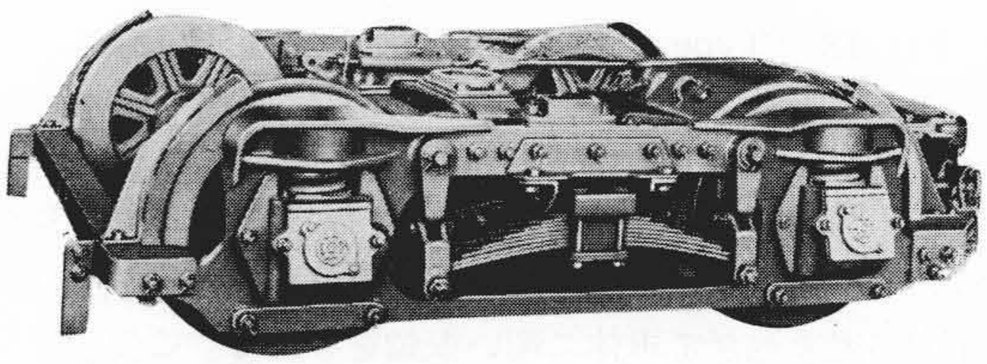
KBD-6 型台車は昭和 24 年に、KBD-12 型台車は昭和 26 年にそれぞれ長崎電軌に納入された台車で、前者はヨーイングの共鳴を避けるために特に短い吊リンクを有し後者はカム式吊リンク（3型）に依つて普通より長い有効長の吊リンクを与えて共鳴を避けると共に横の衝撃緩和を狙つている。

供試車の仕様は**第3表**に、又 KBD-6 型と 12 型台車の写真は**第23図**及び**第15図**に示す。**第24, 25図**は振動波形の一部と解析の結果であつて比較のために在来台車のデータも併記して置いた。

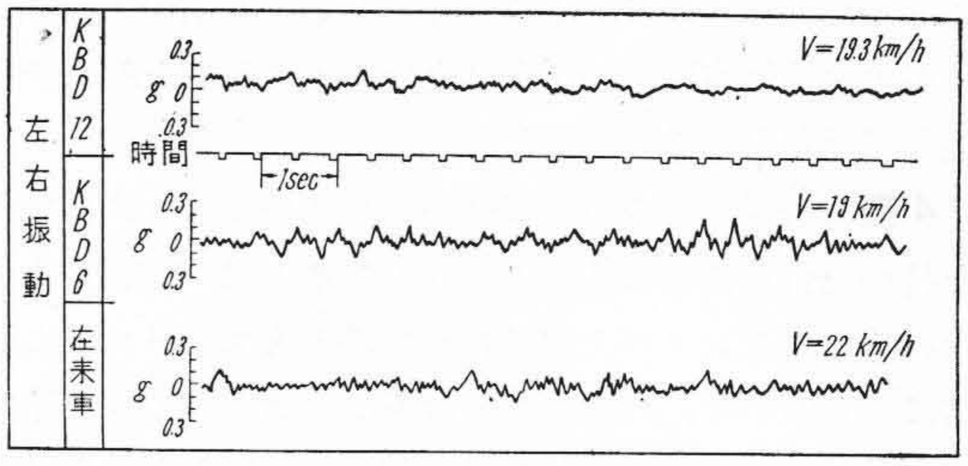
第25図に見られるようにカム式吊リンクを装着している 212 号車は速度の小さい所では軸ばね枕ばねに依る振動を行つて加速度も小さい。速度が増し振動加速度が大きくなると吊リンクを含めた合成振動が顕著になつて来る。そして吊リンクの機構丈が違う 207 号車と比較して振動加速度も小さく、又 207 号、210 号車の振動波形は尖つた部分が出ているのに対し 212 号車では一応尖つた波形はなくなつており、その特性は確かに良くカム式吊リンクが有効に作動しているものと考えられる。

第3表　台　車　要　目
Table 3. Specification of Bogie Truck

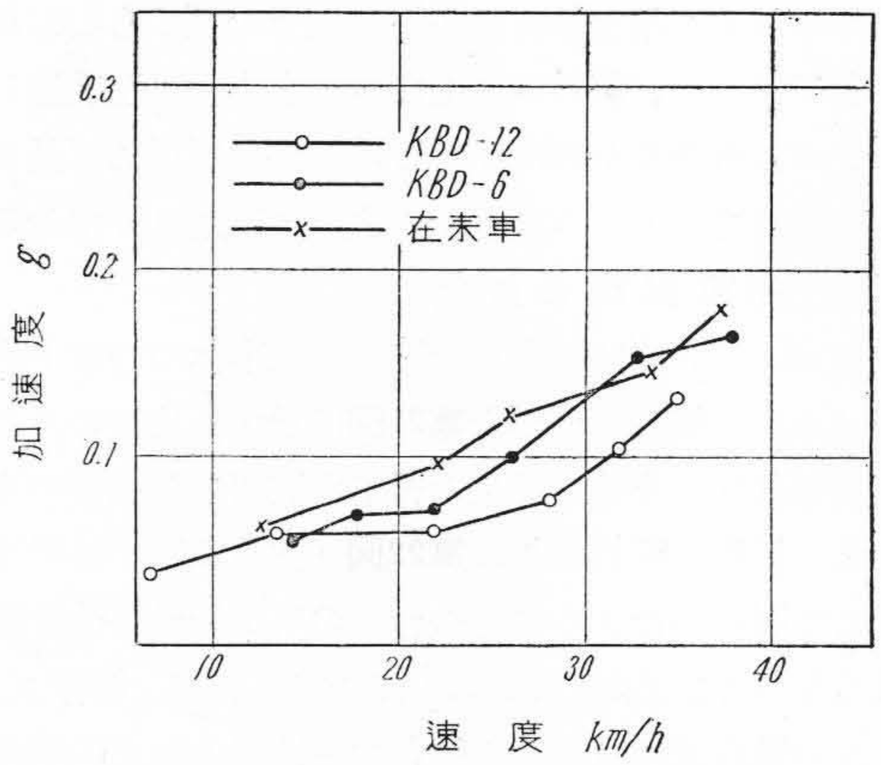
台車型式			KBD-12	KBD-6	従来車（ウイングバネ式）
軌間 (mm)			1,435	1,435	1,435
軸距 (mm)			1,400	1,400	1,400
車輪径 (mm)			660	660	660
一台車重量（含モータ） (kg)			3,500	3,500	
		a	1,860	1,820	1,300
		b	1,820	1,820	1,210
		b_1	1,820	1,820	
		b_2	1,860	1,820	
		l	有効長 515	125	275
ばね常数 (kg/mm)	軸ばね	従軸側	75.1	75.1	72
		動軸側	90.5	90.5	72
	枕ばね		110	110	89.4
	片側合成		66.2	66.2	55.3



第23図　KBD-6 型電動台車
Fig. 23. Type KBD-6 Bogie Motor Truck



第24図　車体振動加速度波形
Fig. 24. Wave Form of Acceleration on Car Body



第25図　振動加速度比較
Fig. 25. Comparison of Acceleration

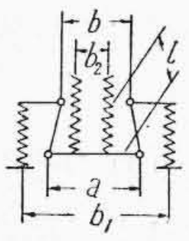
（B） KBD-7 型台車に依る試験

これは上記の KBD-6 型台車と同様な短い吊リンクを使用して横方向の衝撃があまりにも大きいためカム吊リンク（3A 型）に改造した結果著効をおさめた例である。供試車の仕様、振動波形、振動解析結果をそれぞれ**第 4 表、第 26, 27 図**に示す。

改造前後の波形を比較して見るとすぐ判るように改造後の波形は尖鋭部がなくなつて丸味を帯びしかも正弦波に近い綺麗な形を示しておる。これは実際の乗心地の上にもハッキリと表われており、カム式吊リンクの特長を遺憾なく発揮したものといえる。

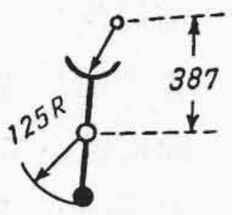
第 4 表　台　車　要　目

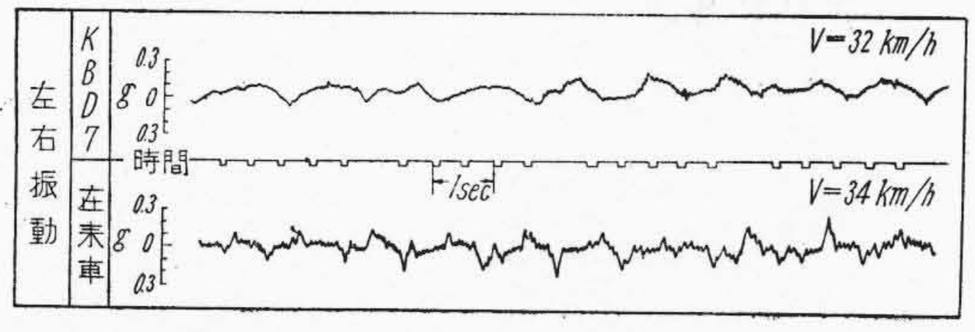
Table 4. Specification of Bogie Truck

台車型式			KBD-7	ブリル型
軌間 (mm)			1,067	1,067
軸距 (mm)			1,300	1,370
車輪径 (mm)			652	644
走行粁 (km)			63,759.2	67,745.6
一台車重量（含モータ） (kg)				
		a	1,574	1,370
		$b=b_2$	1,574	1,370
		b_1	1,574	1,370
		l	387+125*	360
ばね常数 (kg/mm)	軸ばね	従軸側	67.8	99
		動軸側	67.8	123
	枕ばね	板ばね	113.5	98
	片側合成		62	68

（備考）

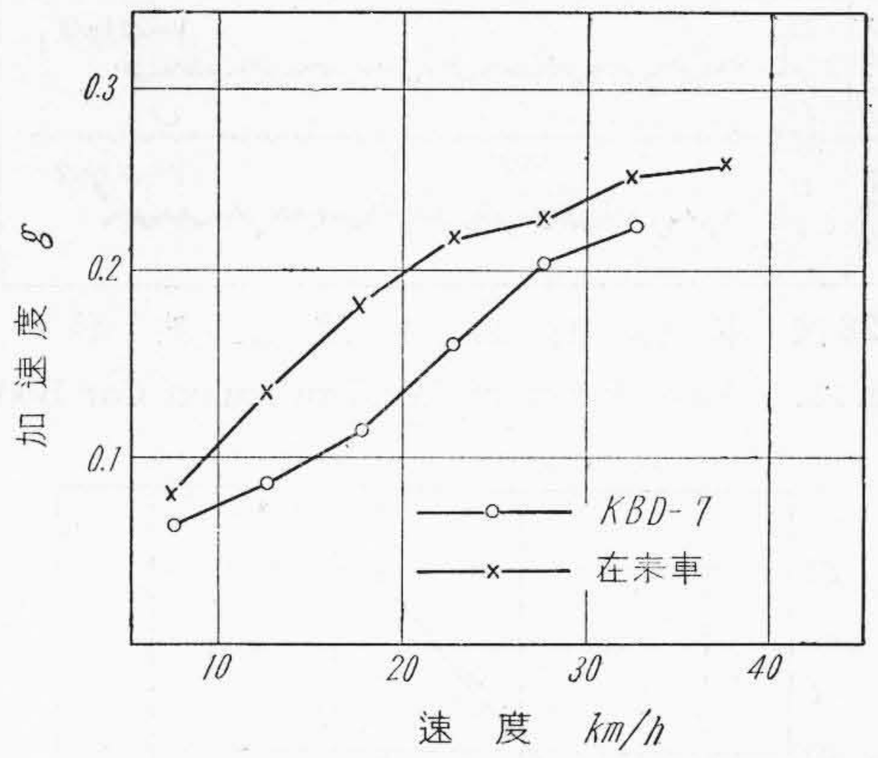
* カム式吊リンクで右図のような複振子になる。





第 26 図　車体振動加速度波形

Fig. 26. Wave Form of Acceleration on Car Body



第 27 図　振動加速度比較

Fig. 27. Comparison of Acceleration

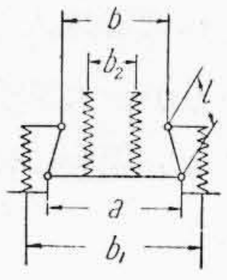
（C） KBD-11 型台車に依る試験

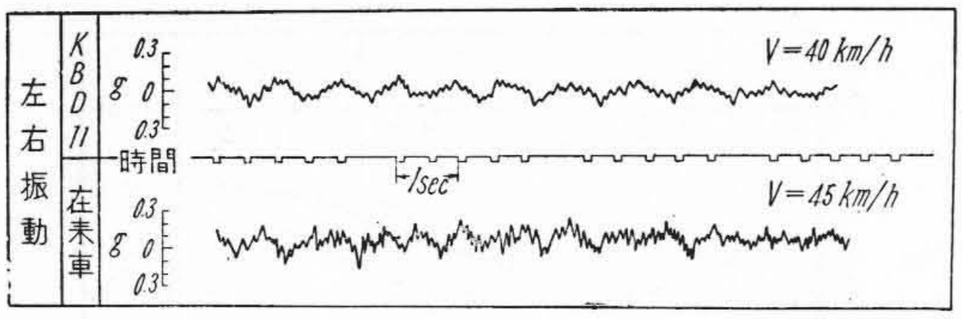
供試車の仕様及び振動波形、解析結果を**第 5 表、第28, 29図**（次頁参照）に示す。

こゝの線路は局部的に弱い部分があつて従来の車がすべて左右動とヨーイングに悩まされていたので、これをカム式吊リンクで解決すべく従来の台車の吊リンクのみをカム式吊リンク（4 型）に変更して製作した。試験の結果は予期通りカム面の減衰力がうまく働き、不整地に於て左右動或いはヨーイングが始つてもすぐに減衰してしまうため非常な好評を博した。振動波形、解析図には

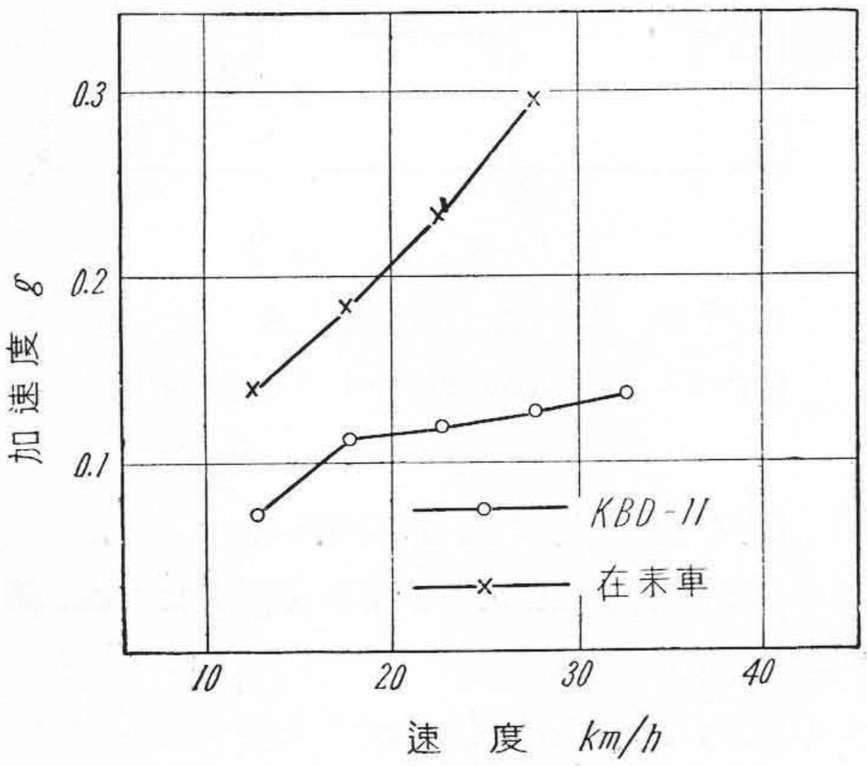
第 5 表　台　車　要　目

Table 5. Specification of Bogie Trucks

台車型式			KBD-11	従来車（ウイングばね式）
軌間 (mm)			1,435	1,435
軸距 (mm)			1,500	1,500
車輪径 (mm)			660	660
一台車重量（含モータ） (kg)			3,850	
		a	1,300	1,300
		b	1,200	1,200
		b_1	1,797	1,797
		b_2	1,300	1,300
		l	有効長 450	318
ばね常数 (kg/mm)	軸ばね (1 box)		80	66.5
	枕ばね（片側）		250.4	182
	台車片側合成		97.6	77



第28図　車体振動加速度波形
Fig. 28.　Wave Form of Acceleration on Car Body



第29図　振動加速度比較
Fig. 29.　Comparison of Acceleration

この辺の状況はハッキリ現われていないが波形が丸味を帯びている事は上記の場合と同様に乗心地を非常に柔くしている。

(3) カム及びカム受の材質と磨耗

如何に性能の良い装置でも耐久性がないと価値は激減する。この点に関して現在標準型になつている3型、4型の状況は、3型では形状及び強度の点からカム、カム受共に鋳鋼を使用しカム面にグリース給油を行つているが約 69,000 km 走行して 0.3 mm 程度摺動面に磨耗を生じている。又4型の例ではカムを鋳鉄、カム受に鋳鋼を使用し 48,000 km 走行して同様約 0.3 mm の磨耗を生じたと報告されている。但しこれは給油なしの場合であつて現在のようにグリース給油を行えばこの値はずつと少くなる筈でいづれにせよ磨耗はあまり問題にならぬものと考えられる。

最近4型の吊リンクでカム及びカム受共滲炭焼入したものを試作し現車に装着して走行しているが、大型台車で構造上摺動面の面圧をあまり下げられない場合にはこのような材質的考慮も必要であろうと思う。

〔VI〕 結　　言

以上カム式吊リンクの構造、実施状況及び試験成績に就いて述べたが、これをまとめて見るとカム式吊りンクの効果は左右振動に対して

1. 振動波形が正弦波に近づき、尖鋭部がなくなつて丸味を帯びて来る。
2. 従つて振動加速度の変化割合が少くなり乗心地が良くなる。
3. 固有振動数が下るから乗心地は良くなる。
4. 振動の減衰性が良いので不整地に於ても左右動ヨーイングの持続時間が短いから乗心地は非常に良くなる。
5. 車輛の振動が減るので各部の磨耗損傷が少くなる。

という事になる。そして本装置を台車に装着するには在来ある部品の形状を若干変える程度で済み、原価面、工数面に殆ど影響のない事、又現在ある台車に装着する事も単にカム、カム受、吊リンクを交換する程度の簡単な作業で済む事はこのカム式吊リンクの大きな特長である。兎角性能改善などというと複雑な機構になり勝であるが本装置のように簡単でしかも効果顕著なものが出来た事は誠に喜ばしいと思う。今後共機構は簡略化する方向に、性能は向上させる方向にと台車の設計を押進めて行き度いものである。

最後に本カム式吊リンクの発明者であり且つその実用化に当つて並々ならぬ御努力を払われた日立工場の青木機械検査課長に敬意を表すると共に、現地の振動試験に毎回御苦労を御願いし、貴重なデータと適切な改善意見を頂戴した研究課桑江主任、佐川、左海両課員に厚く御礼申上げる。

参　考　文　献

(1) 渡辺茂: リンク装置の設計 機械学会誌 **56**, 410
(2) 青木他: 路面電車用 KL-2$_{\prime\prime}$ 型防振台車の走行試験に就いて 日立評論 **33**, 5
(3) 青木他: KH-1 型高速電動台車 日立評論 **34**, 2
(4) 松平精: 客車及び電車の固有振動数 鉄道業務研究資料 **6**, 2