

名古屋地下鉄電動車

Electric Coach for Nagoya Subway

中村 正 治*
Masaharu Nakamura

内 容 梗 概

名古屋地下鉄電動車はボディーマウント形式、弾性車輪採用の新しい優秀車であるがその概要を説明し、車体台車につき設計製作を始めるにあたって研究検討した事項のうち主要事項二、三について紹介した。

〔I〕 緒 言

大都市交通機関としての路面電車は最近次第にその拡張に対して行き詰りを感じられるに至り、地下鉄あるいは高架線に移りつつあるのが現況である。名古屋市交通局においても、高速度鉄道計画に基く地下鉄の実現をみるに至り、この車輛の第一次分としては日立製作所が受注した全車輛を、このほど完成納入した。

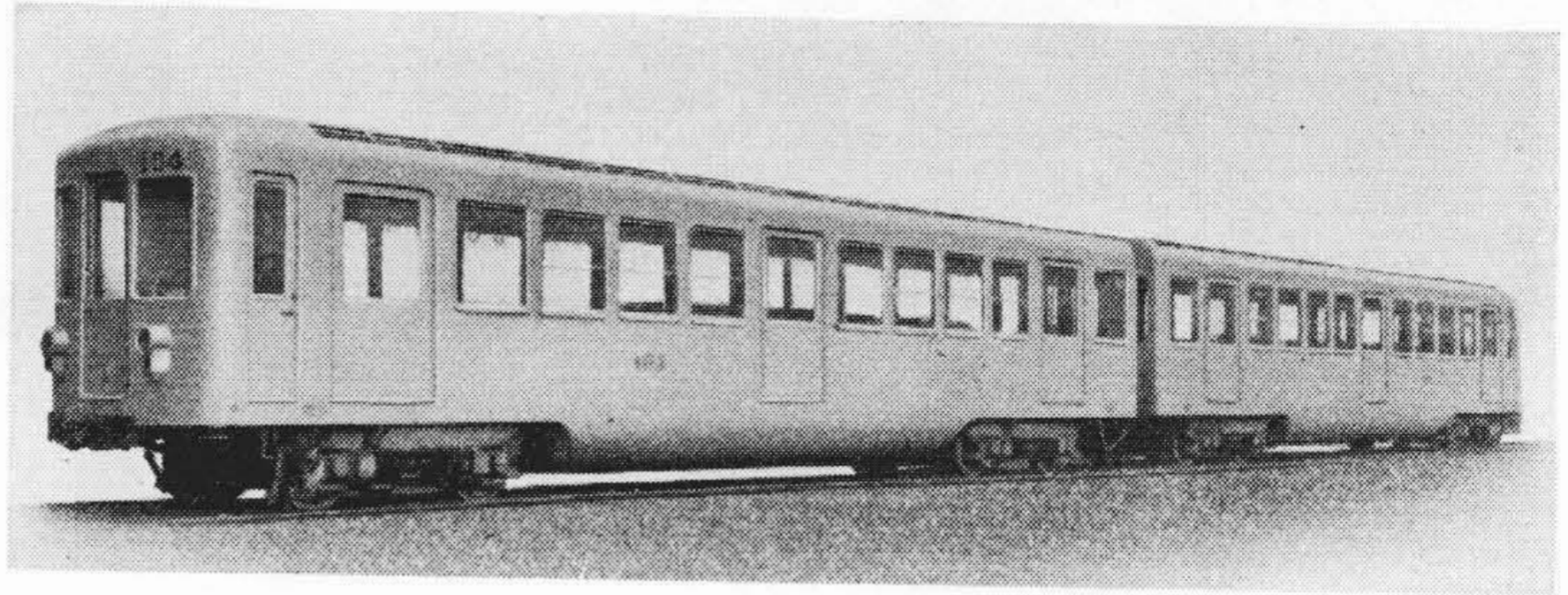
この新形式地下鉄電車の設計を始めるにあたっては、運輸省民営鉄道部、同省技術研究所、名古屋陸運局鉄道部、名古屋市交通局、日本車輛、三菱電機、日立製作所の七社で数次の協議会をもち、名古屋高速度鉄道に最もふさわしい最優秀車を作るための設計方針が決定され、その設計は日立製作所に一任された。

協議会での検討結果を考慮し、車輛は次のようにすることとした。

- (1) 台枠鋼体は全溶接モノコック型ボディーマウント式構造とし、軽量かつ十分な剛性をもつ車体とする。
- (2) 車体は材料選定にあたりすべて不燃性とし、防音につき特に考慮する。
- (3) 艤装はボディーマウント式の利点を生かし、保守点検はきわめて容易なよう考慮し、安全性を高める。
- (4) 台車は弾性車輪を採用し、駆動装置は直角軸自在接手式として、軽量の防振防音台車とする。
- (5) 主電動機を初め電気品ブレーキ装置などは、すべてきわめて高性能かつ小型軽量とし、この車に適したものとする。
- (6) 各種安全装置、非常警報、連絡装置などを完備する。

われわれは総合メーカーとしての実力を十分駆使し、世界的にも斬新高性能な車輛とするため、各種構想を織り込み、設計にあたっては1/2サイズの模型鋼体を製作し、各種の強度試験を実施して、設計計画についての問題点

* 日立製作所笠戸工場



第1図 全金属製2軸ボギー電動車

第1表 一 般 仕 様

車 種	全金属製2軸永久連結2軸ボギー電動車
車 寸 法	15,580×2,500×3,360mm
軌 間	1,435mm
定 員	115 (座席 46 立席 69) 名
自 重	21.6 t
電 気 方 式	DC 600V 第三軌条式
台 車 型 式	KH-10 型カルダン台車
車 輪 直 径	762mm (弾性車輪付)
駆 動 方 式	直角軸自在接手式
主 電 動 機	40 kW×4 (H種)
制 御 方 式	MMC-LBM 4 型間接制御
ブレーキ方式	電気ブレーキ常用、電空併用、SME E 型空気ブレーキおよび手ブレーキ
連 結 装 置	日鋼 NBV 型および日立ゴム緩衝器
戸 閉 装 置	GSA-6 型戸閉機 (小型油圧緩衝式)
集 電 装 置	第三軌条式集電靴
速 度 計 装 置	S-24 型電気式
通 風 装 置	自然通風および強制換気方式
室 内 灯	FL-40W 連続二列
電 動 発 電 機	1.7 kVA 1.0 kW 交直両用
空 気 圧 縮 機	M-20-D 型
艤 装 方 式	ボディーマウント式
常 時 加 速 度	3 km/h/s
常 時 減 速 度	3.5~4 km/h/s
表 定 速 度	34 km/h
最 高 速 度	76.2 km/h

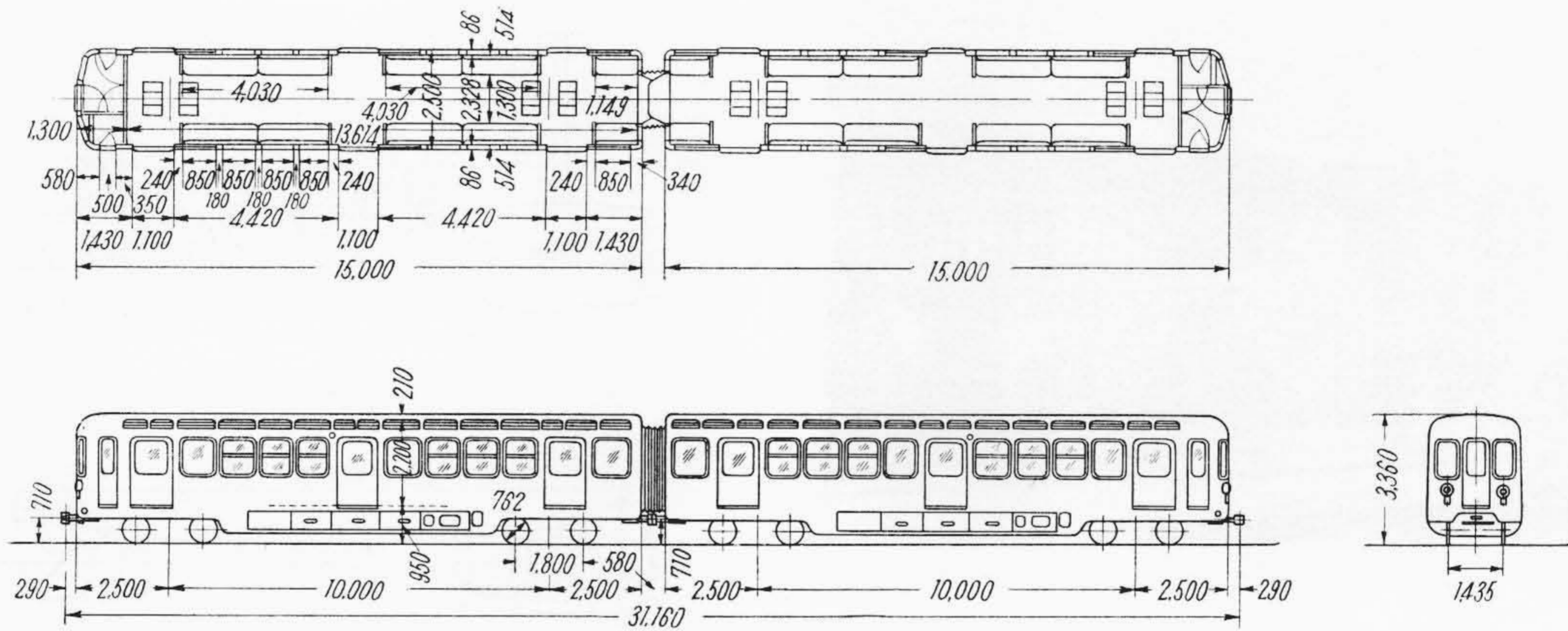
を調査し、艤装に関しては、いわゆるボディーマウント式を採用したので、床下機器配置の実物大模型を製作して、保守点検その他を慎重に検討し、台車については振動に関する諸検討、台車枠強度の検討ならびに弾性車輪の実物疲労試験などを行って万全を期した。

かくして試作車1輛を昭和31年11月に完成し、実物による現地諸試験を行い、その性能の確認を行って後、量産車の製作に着手した。

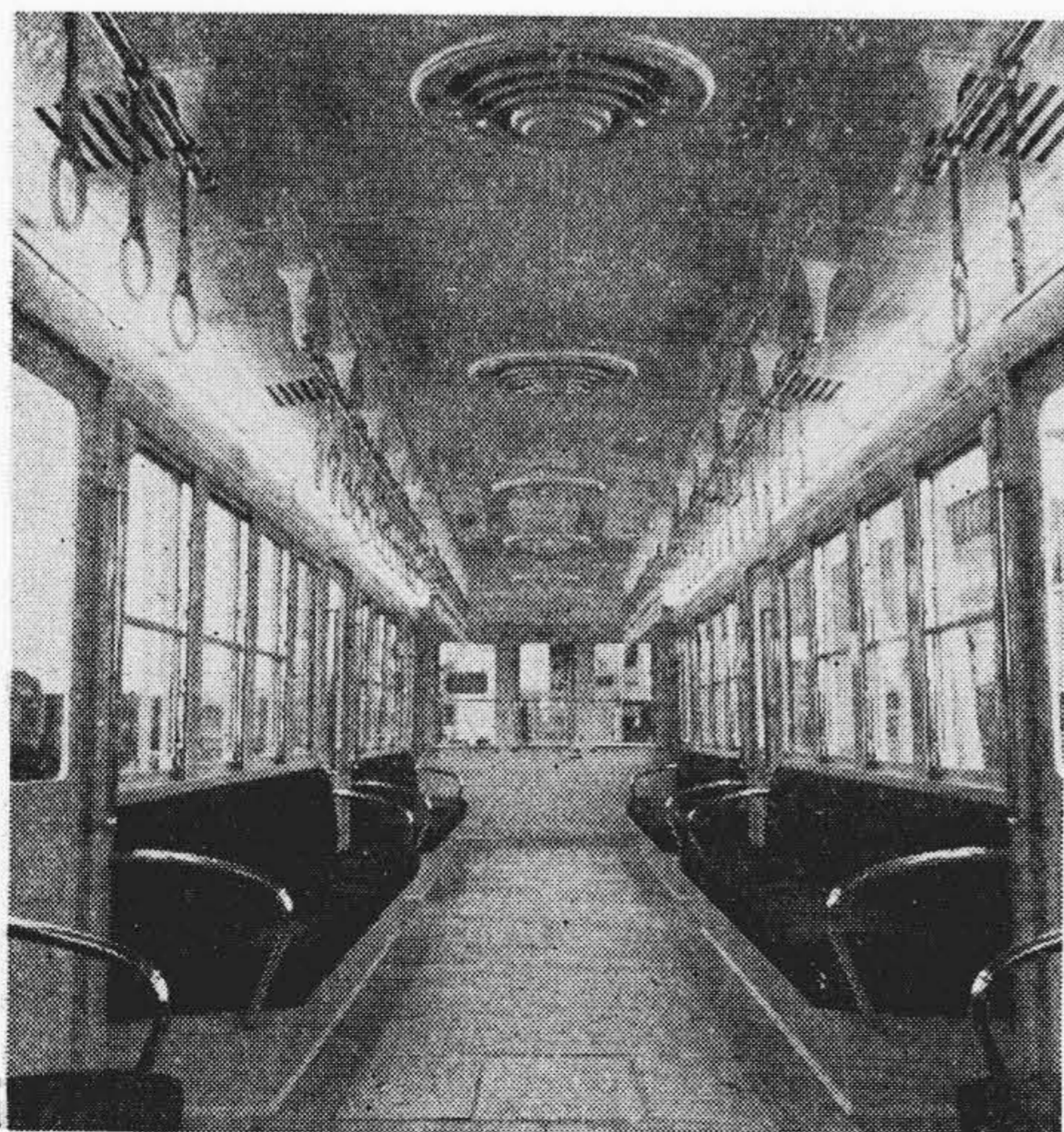
以下本電車の車体台車についての仕様構造概略について述べ、検討事項の主なものにつき説明する。

第2表 構造の概要

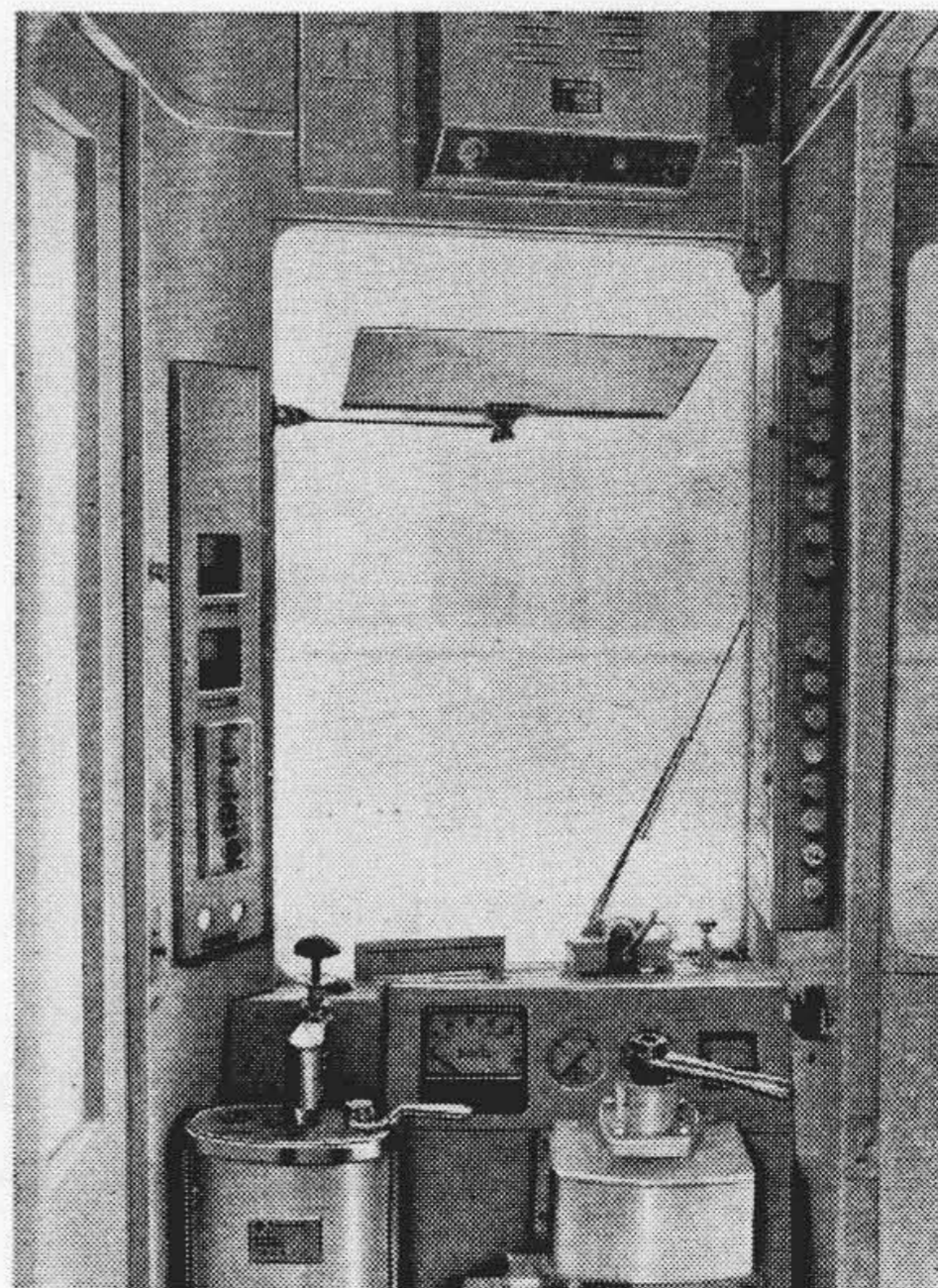
項目	主要材料	構造の概要
台枠、鋼体	SS 41 ただし、中梁と枕梁は SHT	プレス全溶接のモノコック構造 外板内側にイソフレックス張付け
内張	軽合金	板型材およびプレス材組合せ
床窓	軽合金型材	キーストン、コルク、ロンリウムの防音構造
戸	SS 41 プレス	上半下降、下半上昇式の外嵌めユニットサッシ 片側3扉引戸構造 日立新型 GSA 6 型戸締機によつて操作
天井掛		泉式テレンプ張 縦型
天井燈		幕板上部に蛍光灯を連続設置
扇風機		天井に 16in ファンデリア 5 個設置
運転室	軽合金	片車端左隅に設け、車掌室と客室は仕切戸により転換できる
床下機器配置		ボディマウント式機器配置
ブレーキ		ネオプレンおよびビニール線を使用し、硬質ビニール管工事 ブレーキ弁、ハンドル操作による電空併用、可変荷重装置付 基礎ブレーキは減速機ビニオン軸につけたドラムブレーキ ブレーキシリンダは 90mmφ 4 個
台車枠	SS 41	全溶接箱形断面、端梁なし
台車枕	SS 41	全溶接 側受にて荷重負担
台車バネ系		枕バネ……………コイルバネ、オイルダンパ併用 軸バネ……………コイルバネ、ウイングバネ式
車輪		円板型防振ゴムを使用した弾性車輪
駆動装置		直角カルダン方式 ギヤ比 42:6 (ハイポイドギヤ) ニードルベアリング付の十字接手式プロペラ軸使用



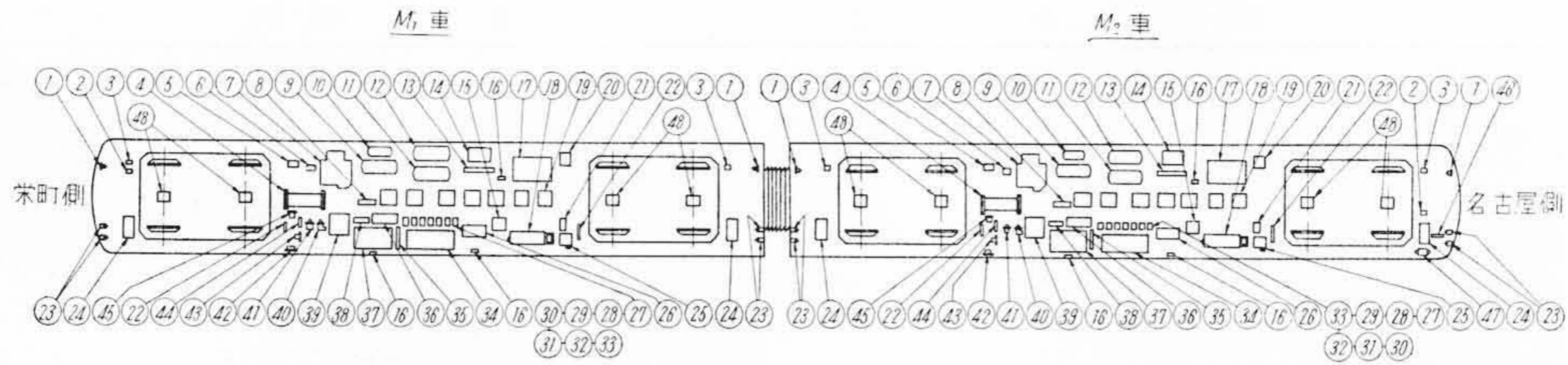
第2図 全金属製 2 軸ボギー電動車編成図



第3図 車 輛 内 部

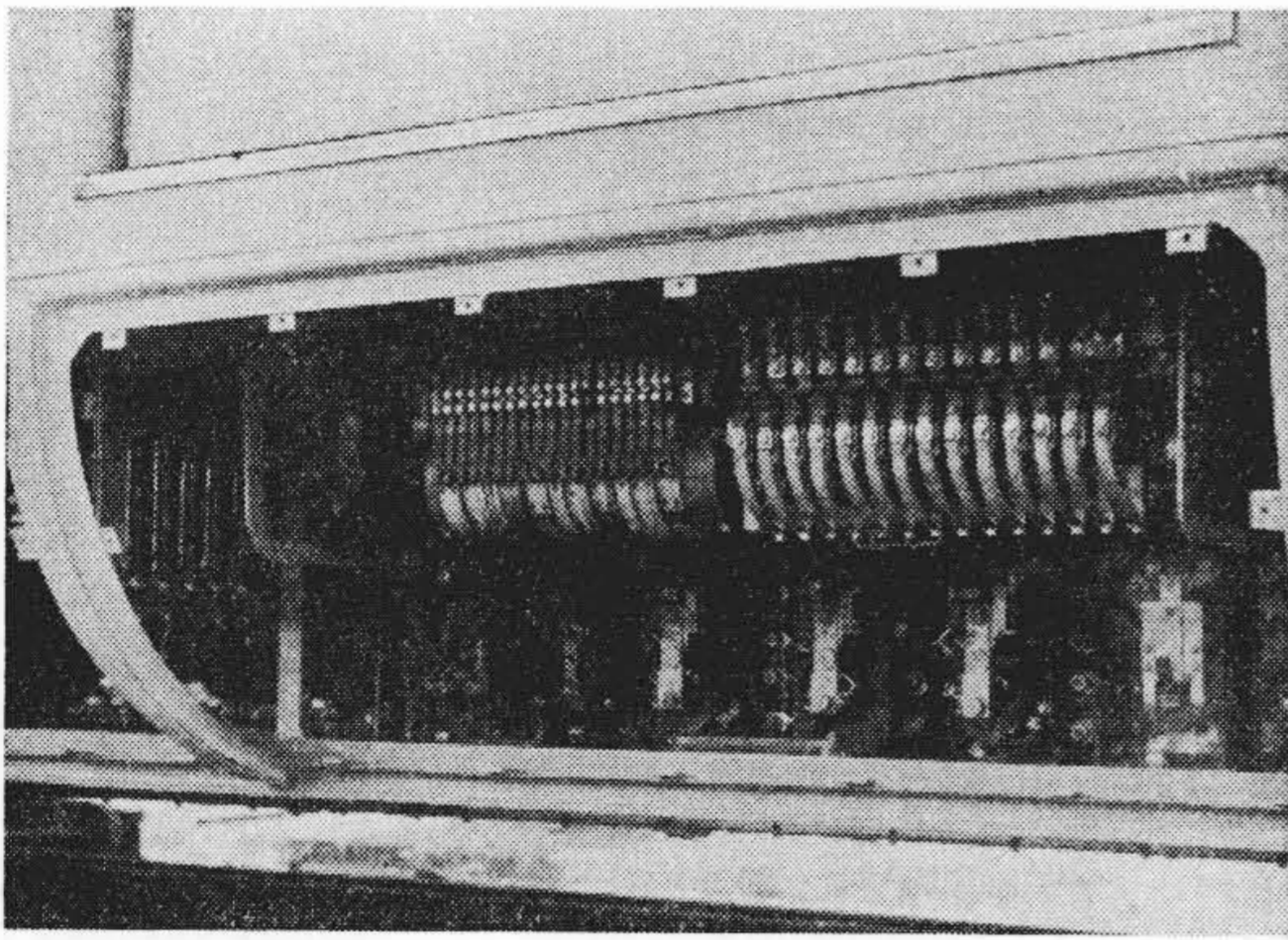


第4図 運 転 室

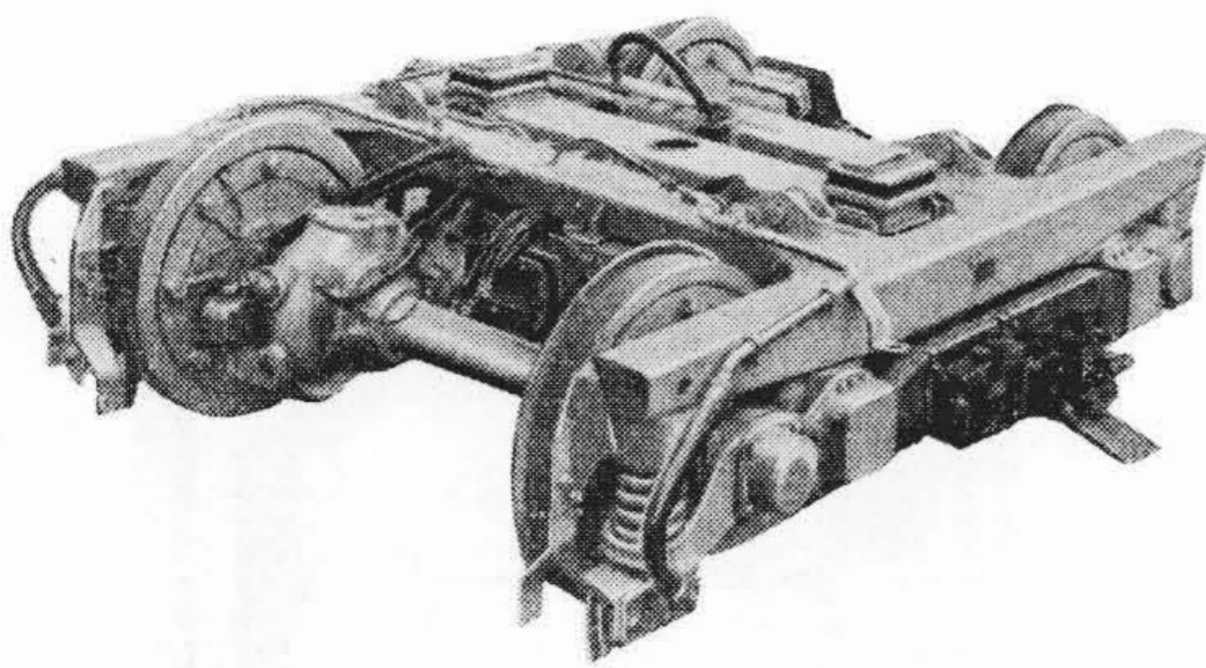


- | | | | | | |
|------------|-----------|------------|-----------|-----------|-----------|
| ① 放送回路カプラ | ⑪ 第二空気溜 | ⑳ アクチュエータ盤 | ㉑ 端子板 | ㉒ 短絡リレー | ㉓ 無電圧継電器 |
| ② 速度計つなぎ箱 | ⑫ 供給空気溜 | ㉔ 制御回路連結器 | ㉕ 制御リレー | ㉖ 制御リレー | ㉗ 補助接地開閉器 |
| ③ 放送回路つなぎ箱 | ⑬ MG抵抗器 | ㉖ 36点ツナギ箱 | ㉗ カム軸制御器 | ㉘ 低圧補助抵抗器 | ㉙ 主接地開閉器 |
| ④ アフタークーラ | ⑭ MG調整器 | ㉗ 電動機開放器 | ㉘ 高圧補助抵抗器 | ㉙ 高圧補助抵抗器 | ㉚ 高圧ヒューズ器 |
| ⑤ 倍率器 | ⑮ 逆転器 | ㉘ 制動転換器 | ㉙ 界磁弱め接触器 | ㉚ 誘導分路 | ㉛ 断流器 |
| ⑥ 調圧器 | ⑯ 点検灯 | ㉙ 駆動リレー | ㉚ 限時リレー | ㉛ 断流器 | ㉜ 過電流継電器 |
| ⑦ 空気圧縮機 | ⑰ A-1作用装置 | ㉚ 限時リレー | ㉛ 界磁弱めリレー | ㉜ 断流器 | ㉝ 無電圧継電器 |
| ⑧ 界磁弱め抵抗器 | ⑱ MG | ㉛ 界磁弱めリレー | ㉜ 電流リレー | ㉝ 過電流継電器 | ㉞ 補助接地開閉器 |
| ⑨ 第一空気溜 | ⑲ 主抵抗器群 | ㉜ 電流リレー | | | ㉟ 主接地開閉器 |
| ⑩ 制御空気溜 | ⑳ 空気継電器 | | | | ㊱ 高圧ヒューズ器 |
| | | | | | ㊲ 断流器 |
| | | | | | ㊳ 過電流継電器 |

第 5 図 床 下 機 器 配 置



第 6 図 床下機器 (点検蓋取りはずし)

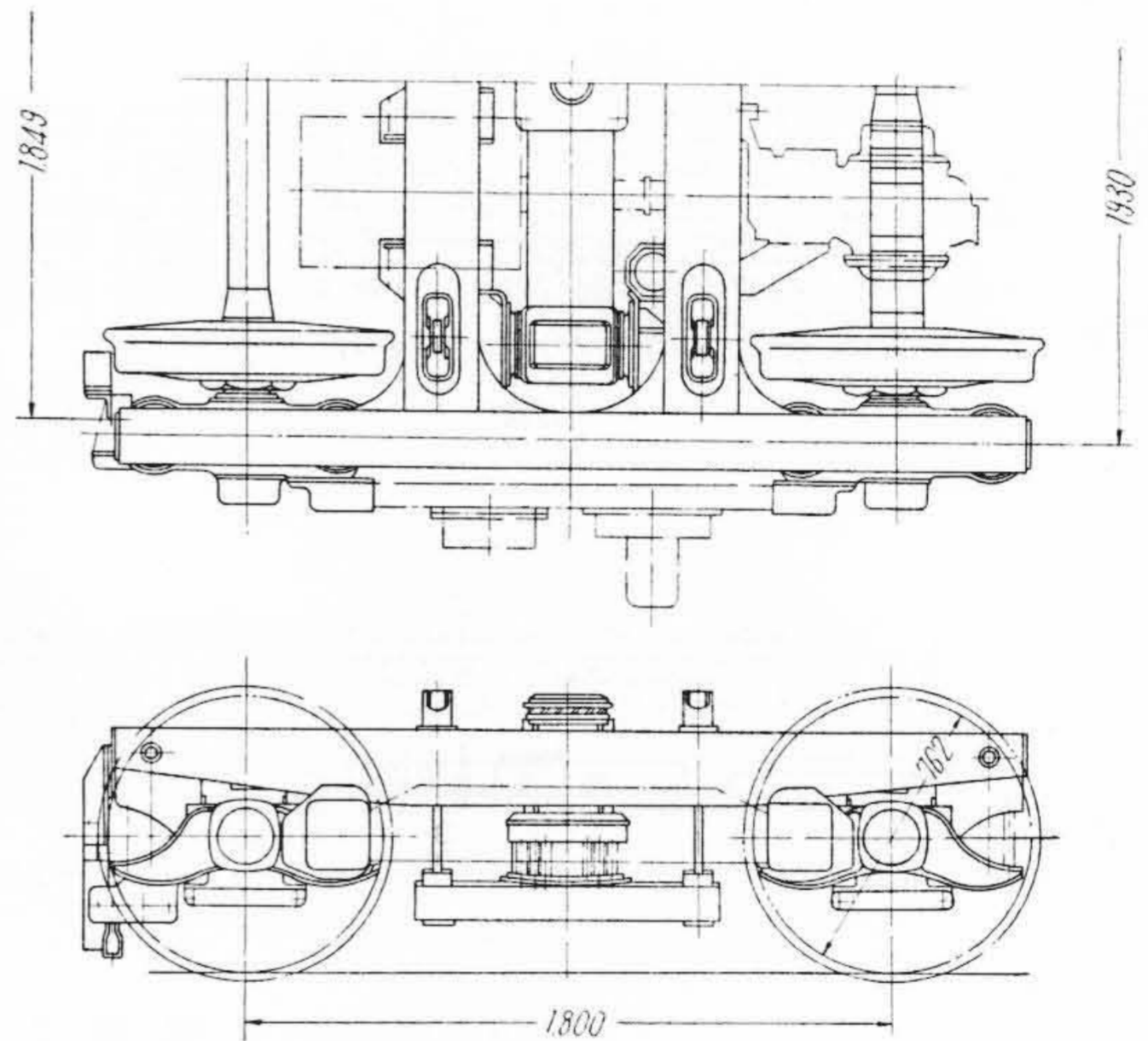


第 7 図 電 動 台 車

〔II〕 主 要 諸 元

設計製作経過説明に先だつて、主要諸元をあげると第 1 表のようになり、構造の概略は第 2 表のようになる。第 1, 2 図はその外形を示したもので、第 3 図は車輦内部、第 4 図は運転室、第 5, 6 図は床下機器配置の状況、また第 7, 8 図はそれぞれ台車を示している。

なお本車重量の内訳表は第 3 表のとおりである。



第 8 図 KH-10A カルダン軸式電動台車

〔III〕 主 要 検 討 事 項

(1) 鋼体について

(A) 1/2 模型鋼体

(a) 製作の目的ならびに構造

車輦としては台車に弾性車輪を使用するため、その面から極力軽量化する必要があり、しかも鋼体強度について下記 3 項目の条件があつた。

(i) 等分布荷重 15 t のとき

各部応力 8 kg/mm² 以下

(ii) 曲げ固有振動数 10 c/s 以上

(iii) 捩り 3 c/s 以上

この種の軽量車については最も合理的に部材寸法を決め、その配置を決定せねばならないが、計算のみでは確実に出せないと思われる出入口付近の応力、屋根部の荷重負担力、曲げおよび捩り固

有振動数などを究明し、本車設計をより合理的に進めるために、 $1/2$ 模型鋼体を製作し種々の試験を行った。

この構造はほぼ第11図のとおりである。

(b) 試験の経過

試験を3段階に分ち、最初に屋根の利き方を検討するため、屋根のあるものないものについて試験した(この試験ではボディーマウントのための中梁除外)。次に屋根部について垂木、縦桁を種々変更して試験した。最後に台枠にボディーマウント部を取り付けて試験し、強度を最終的に確めた。

試験の種類は下記のとおりである。

(i) 曲げ試験

荷重を床面上に等分布させて試験した。その実況を第9図に示す。最大荷重は床上等分布5tで、現車に換算すると20tに相当する。

(ii) 振り試験

枕梁位置において車体長手方向に振りを与えた。最大振りモーメントは320kg-mで、現車に換算すると2.56t-mに相当する。

(iii) 曲げ振動実験

可変速の2HP超分巻モータによつて、鋼体中央の横梁端に上下方向の加振を行い、鋼体全体としての曲げ固有振動数を求めた。

(iv) 振り振動実験

枕梁位置で加振し、車体に振り自由振動を与えた。

(c) 結果と検討

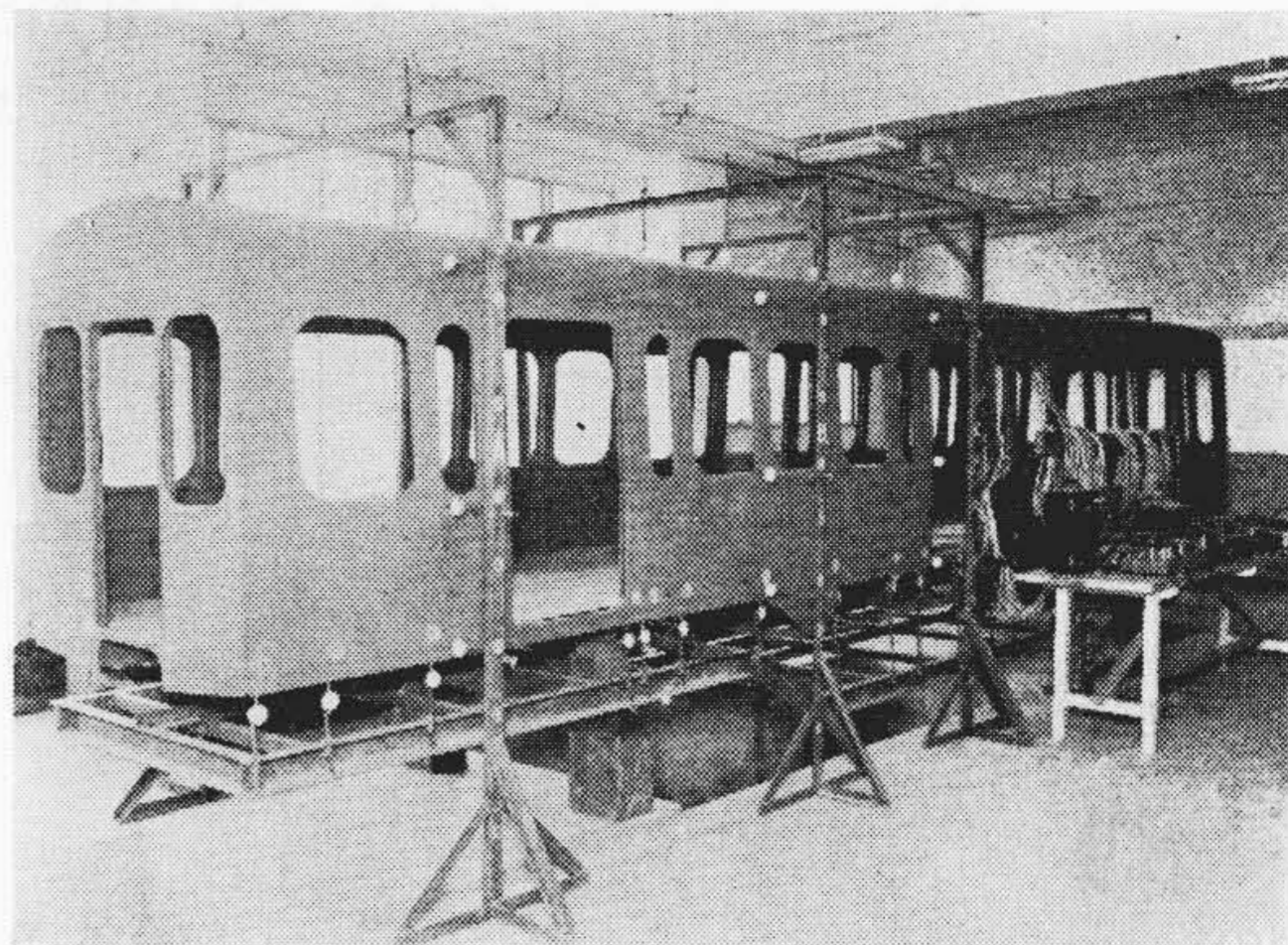
各段階ごとの結果は省略し、ここでは第2段階の中桁屋根構造に対する結論を述べる。

(i) 側構断面の応力

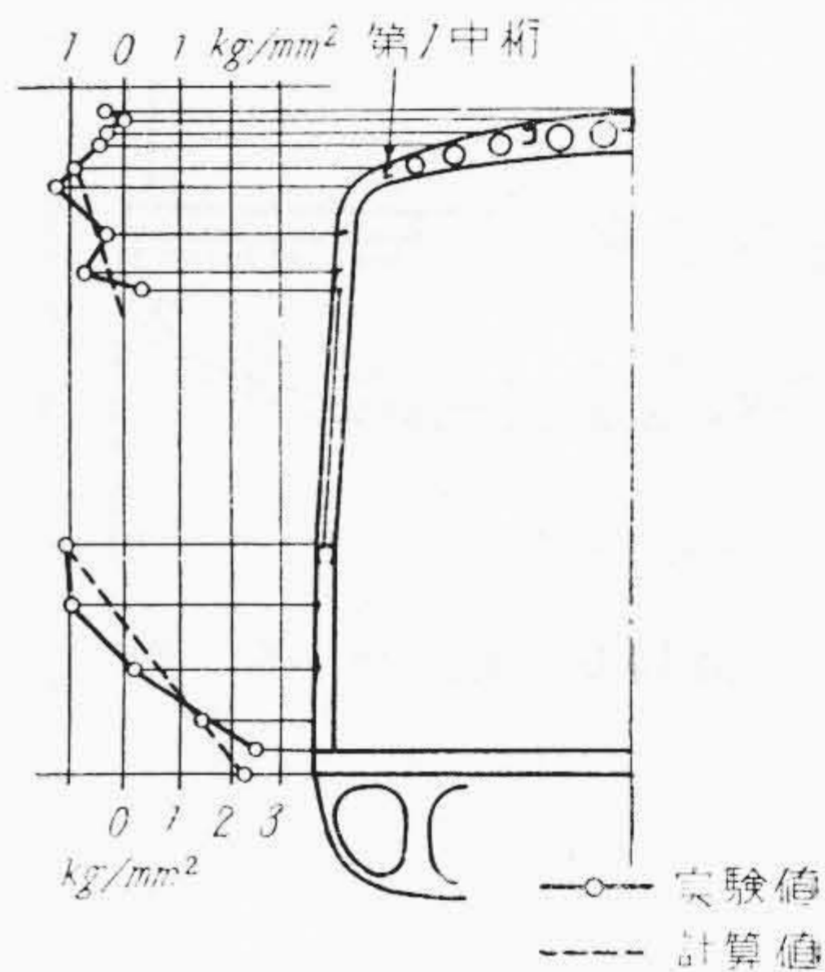
中央出入口両側の側断面形とその応力分布を第10図に示す。この結果から屋根の有効部材は第1中桁以下であるとして強度解析すると応力の計算値は同図の点線のようになり、実験値とほぼ一致することがわかる。

第3表 車輛重量内訳表

	名称	重量(kg)
車	台枠, 鋼体	4,100
	床, 天井	820
	窓 戸	770
	腰 掛	480
	連結装置	600
	その他	600
体	空 制 部 品	870
	機器取付, 配管	740
	戸 閉 装 置	200
	照 明 通 風	245
	そ の 他	895
台	台 車	6,850
	駆 動 装 置	1,580
電	主 電 動 機	1,280
	制 御 器 MG 他	1,570
気	合 計	21,600



第9図 模型鋼体強度試験実況



第10図 車体断面応力分布 (荷重5t)

腰板部は外板が薄いにもかかわらず、すべて強度部材としてよく働き、そのスチフナがきいていることがわかる。屋根中央部が力をあまり負担していないのは、屋根板の薄いのに対して垂木の剛性が不十分であるためと思われる。

(ii) 出入口部

計算値となかなか一致しにくい部分であるが別途基礎実験をも行つて計算方式を確立する基礎を作ることができ、測定の結果は本車設計に対して貴重な資料を得ることができた。模型では曲り柱を採用しているが、これを直柱にしたこともその一つであつた。

(iii) 曲げ固有振動数

模型鋼体において33c/sを得た、現車に換算するともちろん10c/s以上と推定され妥当であると思われた。

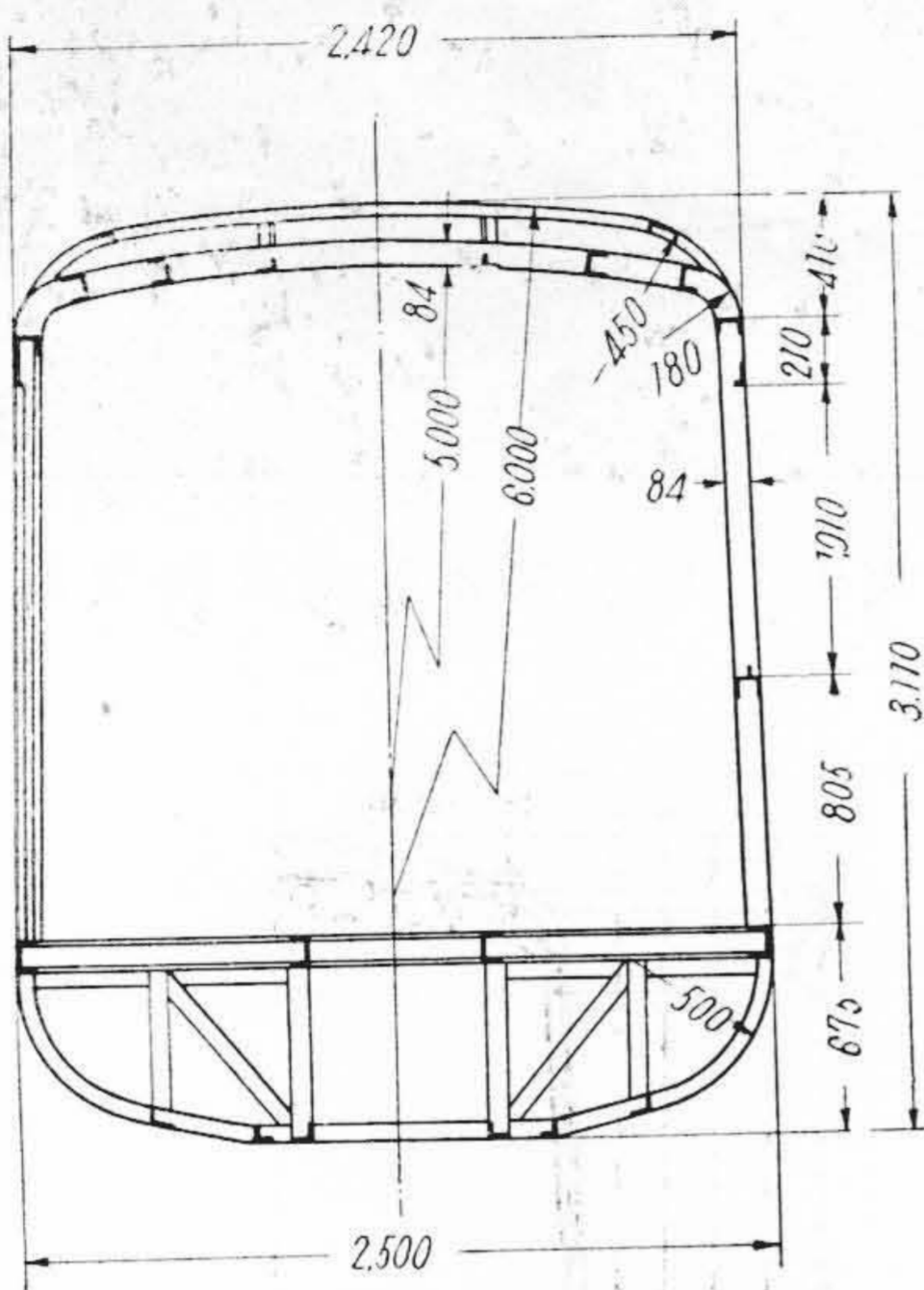
(iv) 振り固有振動数

模型鋼体で5.1c/s あつた。現車に換算すると2.55c/sとなるが、現車においてはキースト

ンを張ることになっているので、これを計算に入れると、現車の場合 3c/s 以上になることは確実であると推定された。

(B) 試作車鋼体

1/2 模型試験の結果を生かした強度とは無関係に



第 11 図 鋼 体 断 面

車内設備上変更せねばならなかつたところを変更して、試作車鋼体を設計製作した。

(a) 鋼体構造

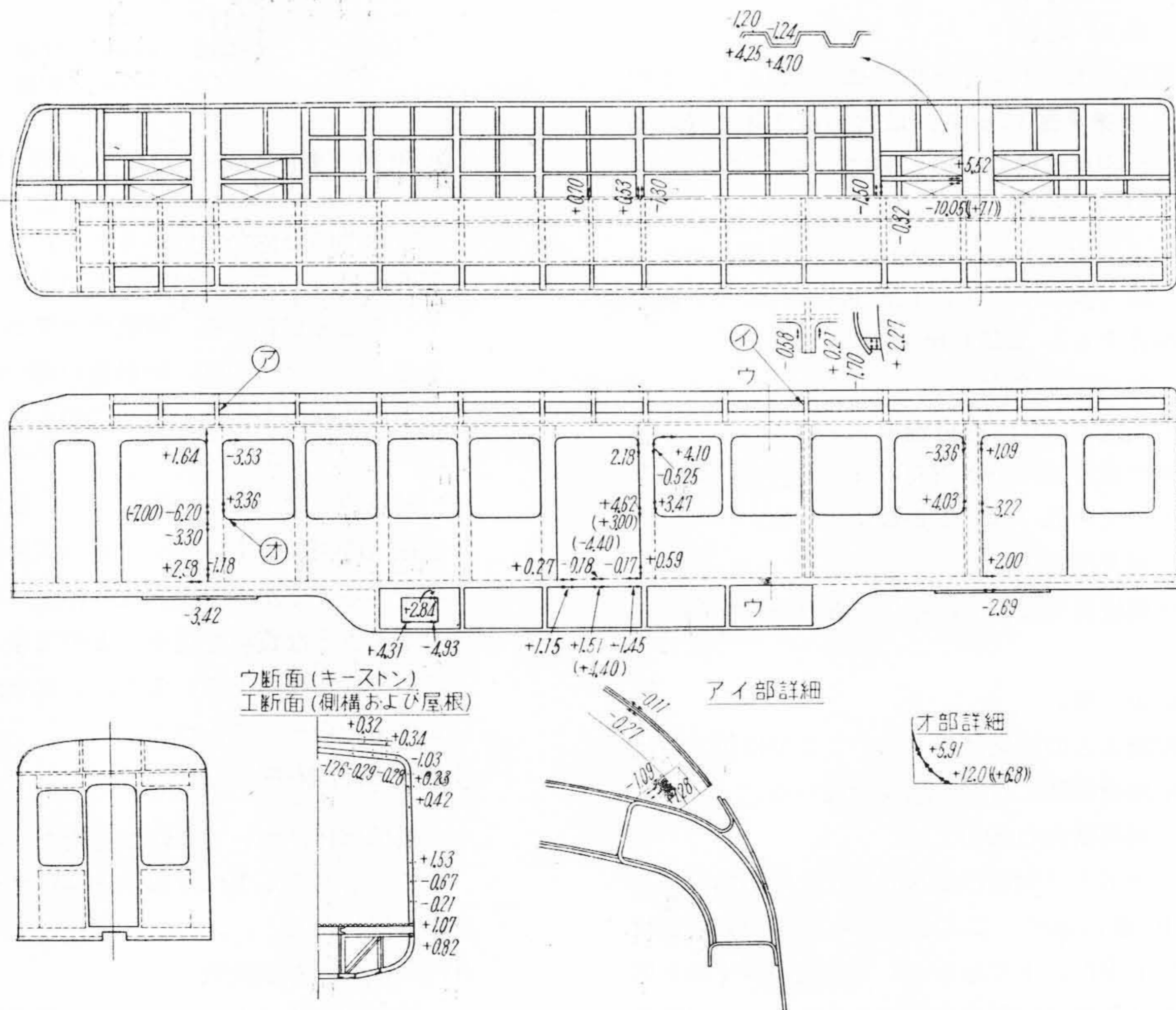
第 11 図は車体断面を示し、第 4 表は主要部材の一覧表である。主要部材には鋼板プレス物を使用し、各部材とも重量軽減については特に意を用いてある。

(b) 曲げ試験

既設レール上に鋳鉄ブロックおよびタイヤを水平に調整し、その上にコロおよびコロ受を介して鋼体をのせた。また車体撓み測定用の台枠をタイ

第 4 表 鋼体重要部材表

部 材 名	寸 法	部 材 名	寸 法
側 梁	~100×60×3.2	鉄 垂 木	∠84×35×2.3
中 梁	~100×30×3.2	長 桁	∠84×30×2.3
ボディーマウント ト腹板	1.6	中 桁	∠84×35×2.3
横 梁	~100×100×50 ×3.2	外 帯	∠25×47×50 ×3.2
枕 梁	~4.5	幕 帯	∠65×25×3.2
側 柱	~84×20×12×23	外板・下屋根板	1.6
出 入 口 柱	3.2	上 屋 根 板	1.2
ボディーマウント ト枠	2.3	キ ー ス ト ン	1.2



第 12 図 曲 げ 試 験 応 力

ヤ上にすえ、ダイヤルゲージを取り付けて車体撓みを測定した。測定点数は56点である。

台枠および鋼体には抵抗線歪計を貼付し、各部の応力を測定した。応力測定点は屋根22点側構71点台枠46点である。

積載荷重には、なまこを用い最大荷重 15 t の床面等分布荷重とした。荷重条件は 0, 5, 15 t の3段階とし、増荷減荷で測定を行った。

(i) 応力

各荷重ごとの歪から、15 t 荷重時の応力を計算すると主なものは第 12 図のとおりになる。

$\pm 5 \text{ kg/mm}^2$ 以上の部分はわずかな点数であり、強度的に安全であることがわかる。なお出入口横窓隅、中梁の枕梁への取付部に 8 kg/mm^2 をこえた応力値が見られたので、それぞれ補強の上再試験し、その応力は () 内に示す数値となり、応力を 8 kg/mm^2 以下におさめた。なお模型試験における比較的大きな応力を床面上 15 t 荷重に換算して示すと同図 () 内になる。出入口側梁の応力は、試作車ではこの部材を強化したので、著しく小さくなっている。出入口柱中央の応力は両者ほぼ近い値を示した。

(ii) 撓み

荷重段階ごとの撓みから 15 t 等分荷重時の撓みを求め側受沈下と測定用台枠変形の補正を行って第 13 図側梁撓み曲線を得た。

中央部の撓み量は約 3.4 mm で、曲げ剛性も十分である。

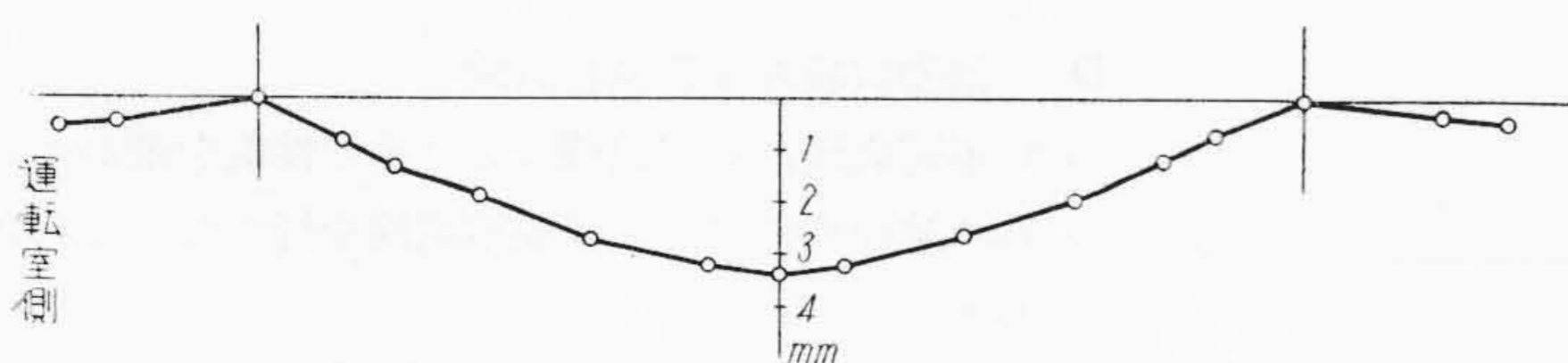
(c) 曲げ振動試験

車体支持方法は曲げ試験と同様とし、模型と同様の方法で車体中央部に強制振動を与えた。

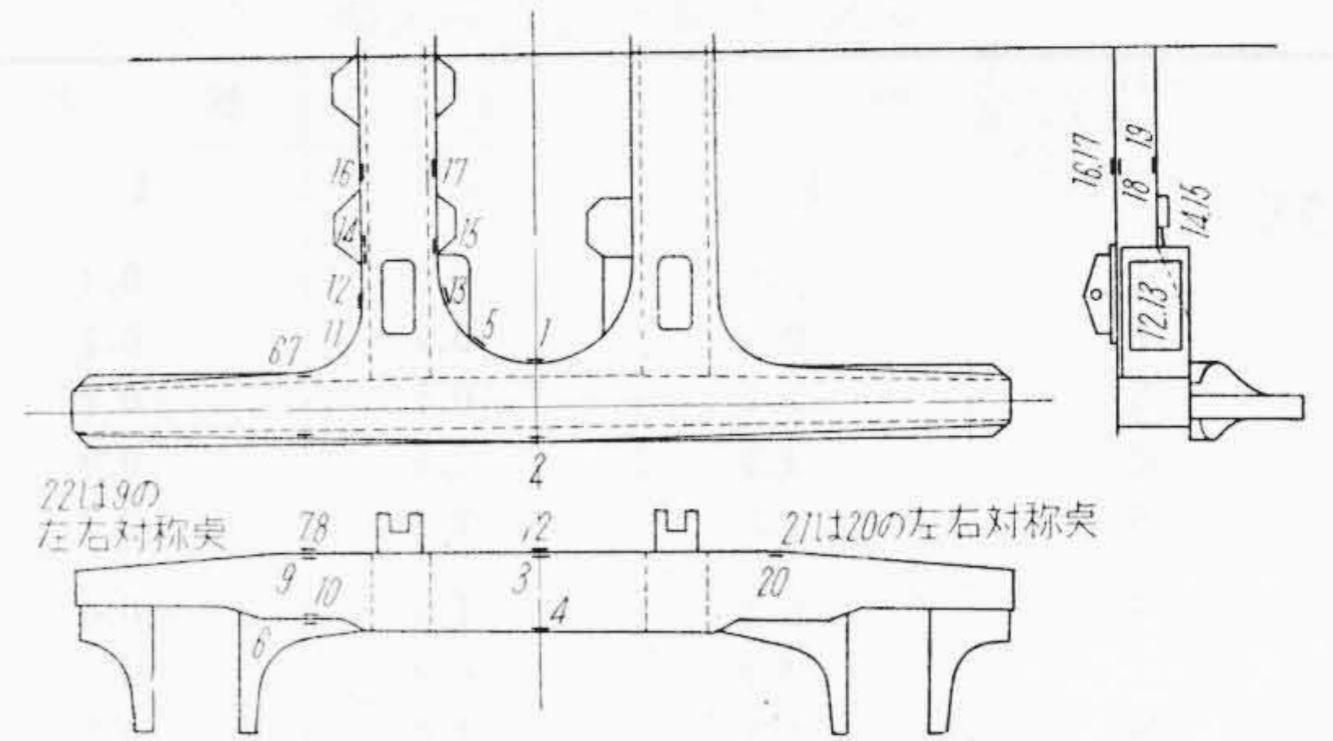
側梁および幕板部の歪計各 1 個を動的歪計に入れてオシログラフにより撮影し、電動機を数段階に変化させて応力振幅が最大となる回転数を求めた。その結果固有振動数は 11.25 c/s であつた。

(d) 振り試験

振り負荷は重錘を用い 0, 300, 600, 900 kg の 4 段階とし、増荷減荷で測定を行った。



第 13 図 側梁撓み曲線



第 14 図 台車枠応力測定位置

900 kg における振りモーメントは 2.25 t-m に当る。応力は非常に低く問題はない。振れ角は枕梁間で $3.2 \times 10^{-3} \text{ rad}$ で振り剛性は十分であつた。

振り振動試験は、モーメント負荷用腕に重錘落下による強制振り振動を与え、振り固有振動数は 3.12 c/s であることがわかつた。

以上各試験により各部応力、撓み、固有振動数ともに鋼体は軽量化されているにもかかわらずその強度は十分であることがわかつた。

(2) 台車について

(A) 台車枠強度

(a) 静的強度試験

第 14 図に示す台車枠各部に合計 22 点の抵抗線歪計を貼付し、静的試験を実施した。負荷方法は下記のとおりである。

(i) 側受垂直荷重試験

軸バネ受 4 箇所て台車枠を支持し、側受 4 箇所て荷重が均等に配分されるよう注意して、油圧試験機にて最大 10 t まで加荷減荷した。

(ii) 軸箱部横方向荷重試験

台車枠をさかさにして、側梁横梁結合部 4 箇所て支持し、軸箱守左右一対の間を油圧試験機により横方向荷重最大 1 t を与えた。

(iii) 振り荷重

台車枠を吊リンク受位置でささえ、対角の一対の軸箱部に 2.5 t の重錘を乗せ、ほかの対角の軸箱部に反対側から、油圧試験機を用い垂直荷重最大 1 t (2 箇所合計 2 t) を与えた。

試験項目ごとの最大荷重による応力値を第 5 表に示す。垂直荷重による最大値は測梁中央位置 No. 1 で -6.9 kg/mm^2 であり、荷重を満員荷重に換算すると -9.2 kg/mm^2 になる。この値は現地試験の結果その安全性が確かめられた。

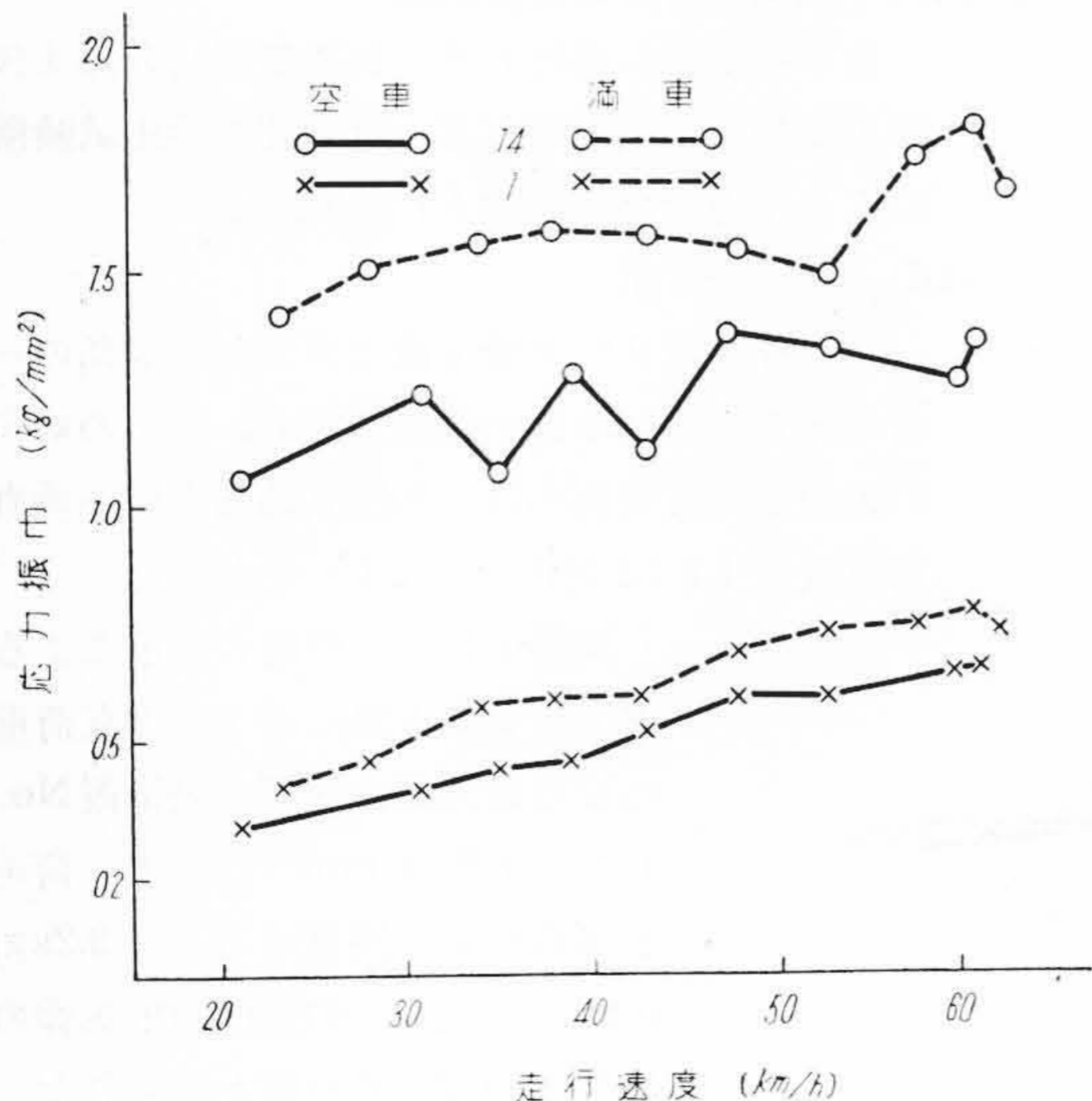
(b) 現地強度試験

第 5 表 台車枠応力測定値

項目および 最大荷重 (t)	垂 直	横	振 り
	10	1	1
番号 1	-6.9	0.6	-0.4
2	-2.5	-0.7	0.1
3	-2.1	-0.5	0.1
4	2.3	-0.5	0.0
5	-1.7	1.4	-2.7
6	2.4	1.4	-0.6
7	-3.2	0.9	0.4
8	-1.3	-1.0	0.7
9	-1.0	-0.6	0.5
10	1.0	-0.6	-0.3
11	-1.9	0.6	0.6
12	-0.7	0.3	-0.4
13	-1.5	-0.1	-4.2
14	4.9	2.1	3.2
15	1.7	0.6	-1.9
16	-3.1	0	-1.1
17	-2.8	-1.0	-1.0
18	-1.9	-0.5	-0.8
19	2.2	0.4	1.0
20	-1.6	0.1	-0.3
21	-1.7	-0.6	-0.6
22	-1.2	0.1	0.7

台車枠に20箇所抵抗線歪計を貼付し、動的応力を測定した。荷重は空車、満車とし、そのおのこのについて走行速度 20 km/h から 60 km/h まで 5 km/h おきに 9 段階として試験した。

測定点のうち静的試験において比較的応力の高かった位置 No. 14, 1 についてのみ結果を記載すると、第 15 図のとおりである。速度上昇にしたがつて応力振幅は大きくなっているが、その程度はあまりに顕著でなく、振幅最大の点は満車 63



第 15 図 走行時の応力振幅

km/h の時の位置 No. 14 で $\pm 0.9 \text{ kg/mm}^2$ である。この結果から見て台車枠強度は安全であるといえる。その他の点についてはいずれも問題になるほどの値を示さなかつた。

(B) 弾性車輪

(a) 試験片によるゴム回転疲労試験

過去長期にわたり本研究は継続して行われ、その結果は本誌にも数回発表されている。それらの結果はすべて設計に織り込まれたが、確認のため今回の弾性車輪に使用するゴムで疲労試験を実施し、その安全性を確かめた。

(b) 実物車輪試験

弾性車輪試験機によつて、疲労試験を実施した。弾性車輪ゴムに与えた荷重は $1.24 \sim 1.66 \text{ kg/cm}^2$ であつたが、いずれも 10^7 回転まで事故なく、その安全性が確かめられた。

また温度上昇について下記条件で試験を行い、ゴム内部の温度上昇は 28°C であつた。

- 回 転 数 840 rpm (120 km/h 相当)
- 荷 重 5,930 kg (剪断応力 1.34 kg/mm^2)
- 車 輪 径 760 mm
- 大気温度 24°C
- 運転時間 2.5 時間

ゴムの温度は応力の自乗に比例し、回転数の平方根に比例するので、現車の場合最悪条件で上記温度上昇は 12.2°C と推定され、安全であることがわかつた。

(C) ドラムブレーキ

本電車には電気ブレーキとドラムブレーキとを併用することになつているが、このドラムブレーキに使用するライニングに対する在来の資料は、すべて小さな試験片で低い周速度の下で行われた実験室データであるから、電車に適用して実地に使用する場合、計算と一致しない場合が多かつたので、満員状態に相当する回転質量を持つた試験機を製作し、面圧、周速度、摩擦係数、温度、耐久性について調査した。

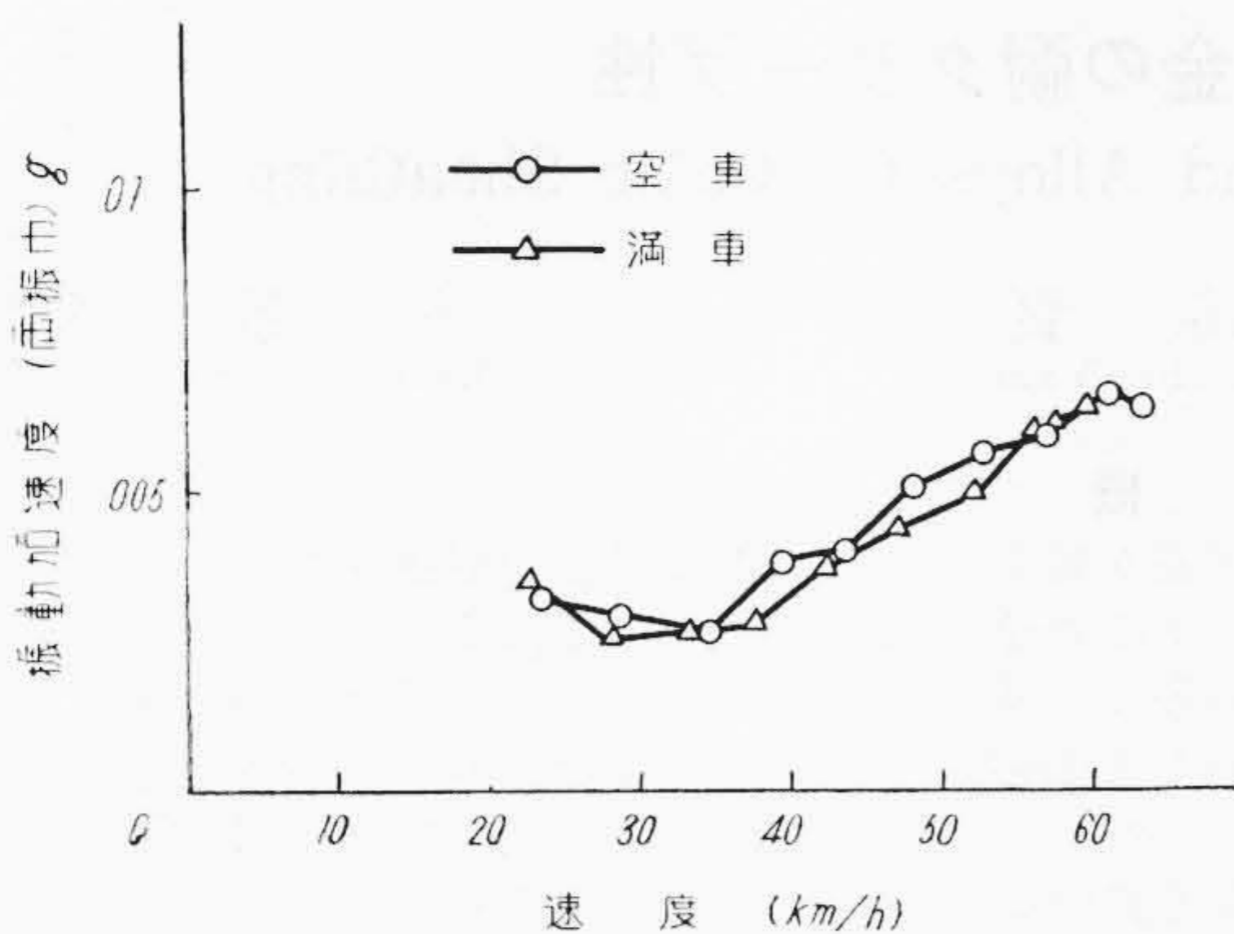
この結果電気ブレーキ故障などで、高速からドラムブレーキを繰り返しかけねばならぬ事態になつても、その安全性は十分保障できる設計とすることができた。

(D) 振動試験および騒音試験

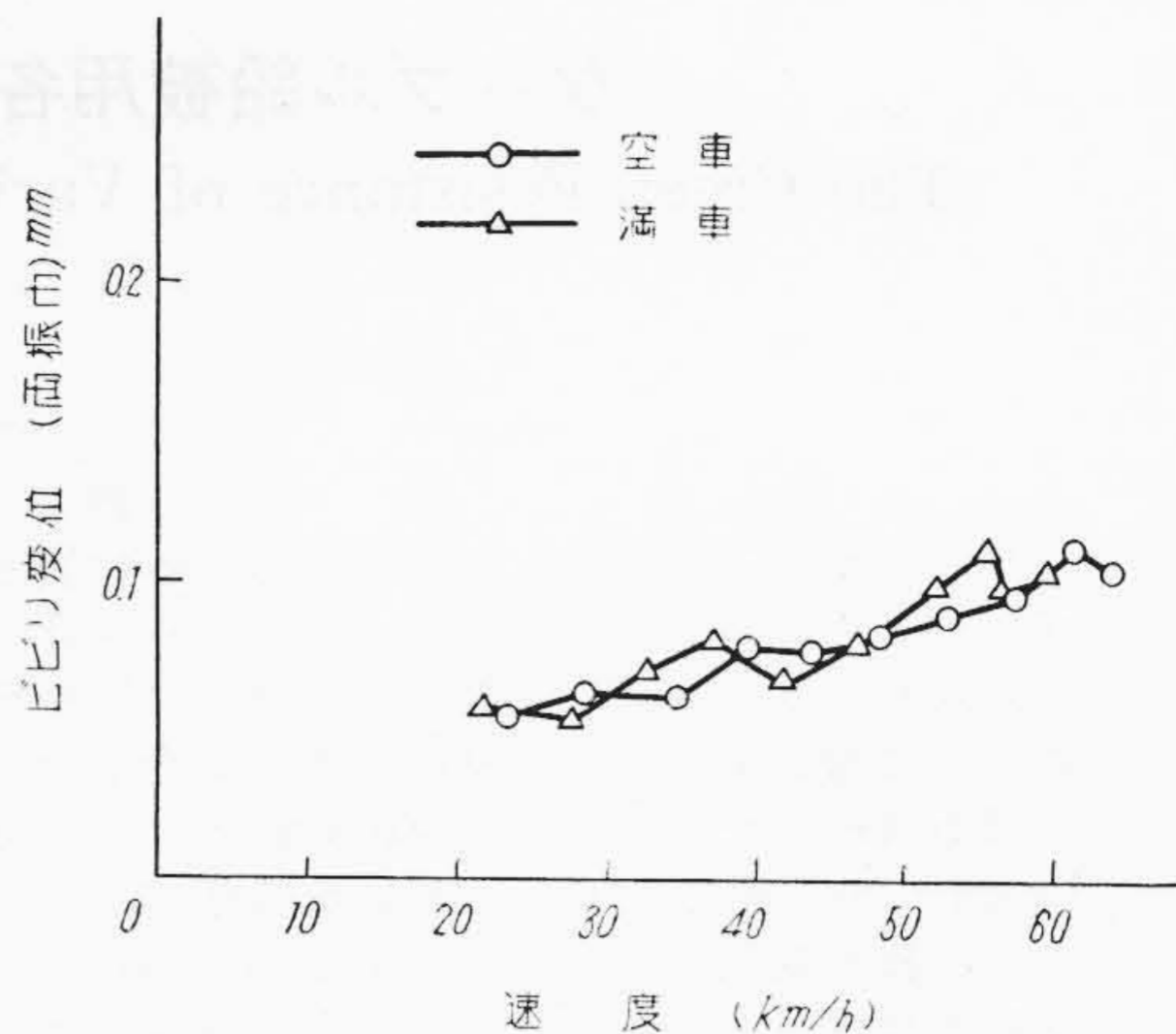
台車完成後台車試験機によりその性能を確かめ、さらに試作車に対しては現地試験を行つた。これによると

(i) 上下および左右の振動加速度

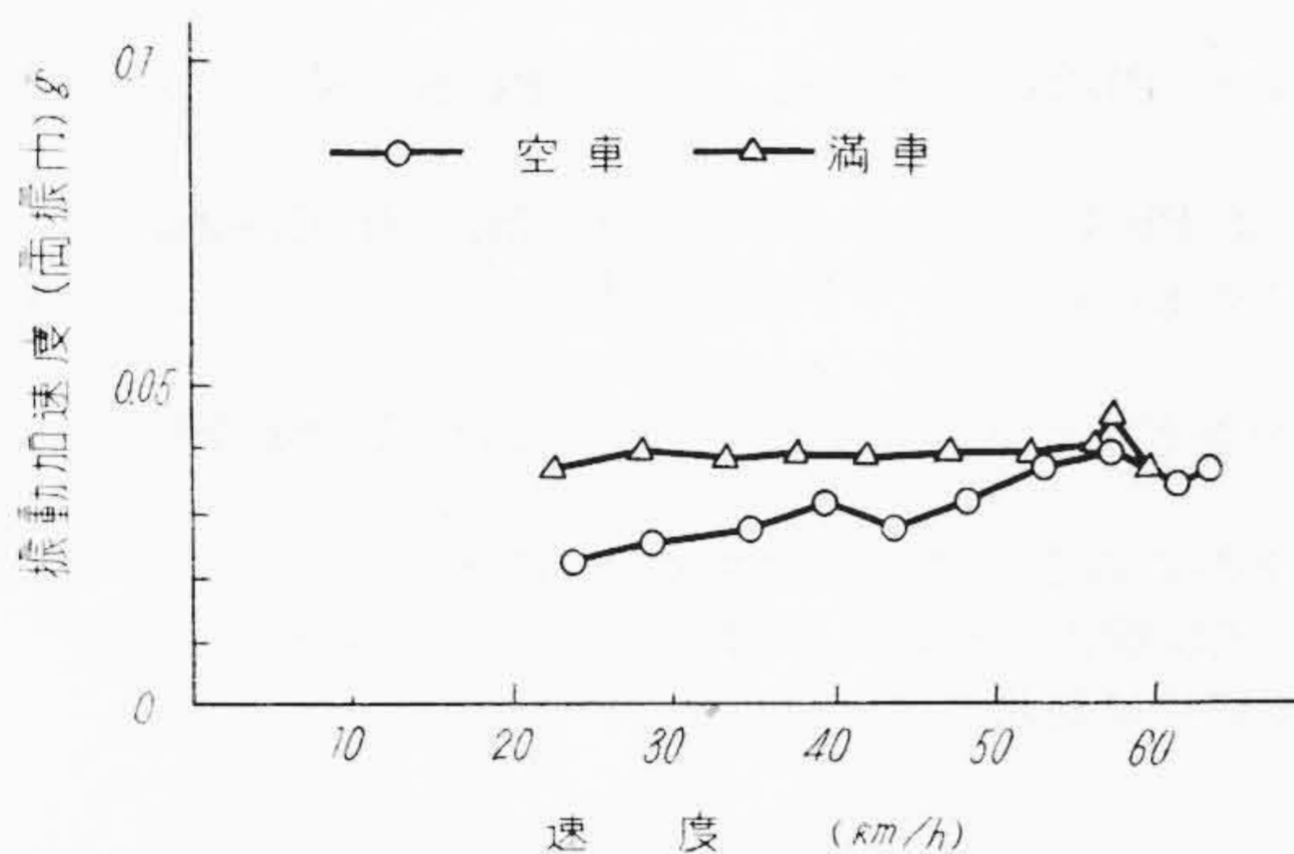
第 16, 17 図は振動加速度の測定結果である。上



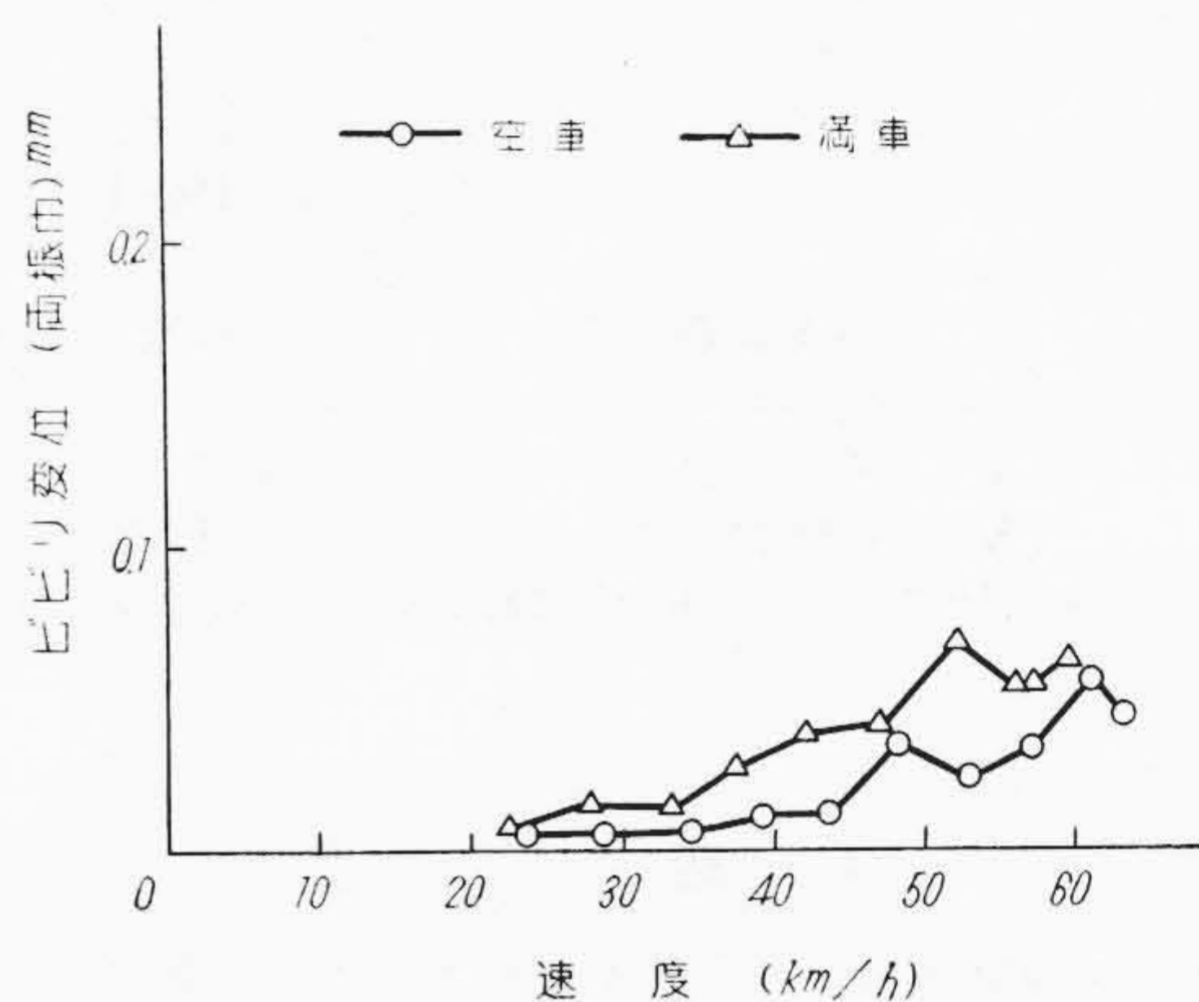
第16図 上下振動加速度 (前台車心皿上床面)



第18図 上下ビビリ振動変位 (前台車心皿上床面)



第17図 左右振動加速度 (前台車心皿上床面)



第19図 左右ビビリ振動変位 (前台車心皿上床面)

下動は空車，満車による差異はあまり顕著ではなく，左右動は満車のとき全般的にやや加速度を増しているけれども，いずれも絶対値は低く，速度 60 km/h のときの振動加速度は下記のとおりである。(前台車心皿上)

上下振動加速度 (両振中) 0.065 g
 左右振動加速度 (両振中) 0.036 g

(ii) 上下および左右のビビリ変位

第18, 19図はビビリ変位を示す。速度 60 km/h のときのビビリ変位は下記のとおりである。

上下ビビリ変位 (両振中) 0.110 mm
 左右ビビリ変位 (両振中) 0.060 mm

(iii) 前後の振動加速度

前後動については測定の結果，空車時 0.0087 g 満車時 0.0069 g であつて問題にならない数値であつた。

(iv) 騒音

トンネル内で速度 60km/h, 窓閉めの状態における車内騒音は 95phon が記録されており，他の地下鉄に比して 8phon 程度低く，弾性車輪の効果が現われている。

以上の振動加速度，ビビリ変位，騒音から考えて，本車は非常に乗心地のよい車輛ということが出来る。

[IV] 結 言

従来行つてきた基礎研究に加え本車輛設計のため特に行つた諸研究により，地下鉄向として最適の車を製作することができた。すなわち

- (1) 模型車試作車と一貫した研究検討を行い，ボディーマウント方式として最も有効に鋼体部材を決定配置した。
- (2) 地下鉄電動車として必要な機器を完備しているにもかかわらず，車輛重量はきわめて軽く 1.38t/m である。
- (3) 振動性能向上に特に留意し，試験結果は従来の車輛に比して画期的に良好な性能をもち，上下動 0.065 g 以下左右動 0.036 g 以下程度である。防音についても優秀な結果を得た。
- (4) 保守点検はボディーマウントの真価を發揮し非常に便利である。

本車輛設計にあつては名古屋市交通局殿に終始御指導をいただき現地試験などにおいても便宜を与えられたことを厚く感謝し，基礎的条件確立などに御助言御協力願つた協議会のメンバーに深謝する。