

大阪市電車体の強度試験

飯 島 弘*

Load Test for Osaka Street Car Body

By Hiroshi Iijima
Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Recently, a load test by means of resistance strain meter has become rife for passenger cars of National Railways as well as suburban private railways. But the test has hitherto been limited to such large type of cars, and for street cars no test in this nature has been tried.

The writer and his coworkers of the Kasado Works, Hitachi, Ltd., for supplementing the study in the car load in actual service, availed themselves of the first opportunity provided by the Osaka municipality to effect the load test for their Type 2000 street cars.

In the test, the deflection of under-frame was measured at 124 points by means of a dial gauge, and the stress of car structure itself at 96 points by wire strain gauge.

The results will be summarized as follows: The deflection has been revealed relatively small, its maximum value being gauged at the middle of the side sill to be around 0.6 mm under 10 t loading. The stress on the other hand never exceeded 6 kg/mm² under 10 t load. Since the maximum load is rated to be 25 t, the above result testifies to an ample serviceability of these street cars. Further the body was ascertained to have considerable reserve strength.

〔I〕 緒 言

鉄道車輛の車体は高次不静定構造物であるため、その設計に際しては従来経験的に行われ、強度試験も測定の困難から見るべきものがないまゝに現在に至つた。その間強度計算法も種々考案されて強度上、工作上的立場から漸次軽量化、簡素化への道を辿つたのであるが、実験的な裏付けは得られなかつた。

戦後急速に進歩普及をみた抵抗線歪計は、車体構造の分野に於ても画期的な影響を与え、車体構造の解析を可能ならしめた。然しながら実際に車体の強度試験を行わんとすれば、研究室的な実験と異なるところから幾多の困難が伴なう。

即ち多数点計測による歪計の長時間安定性、歪計の温度敏感性に起因する通風、湿気、日光直射等の防止、車体及び荷重等重量物を支持する支持部や地盤の堅牢なる

* 日立製作所笠戸工場

こと、試験自体の大規模なことから生ずる諸準備の複雑さ等々である。今回の試験に際して、測定技術にはこの種試験の経験者である鉄道技術研究所の応援を得、更に試験諸準備には工場内関係各課の協力を得て上記諸問題を克服し試験を完了することが出来た。

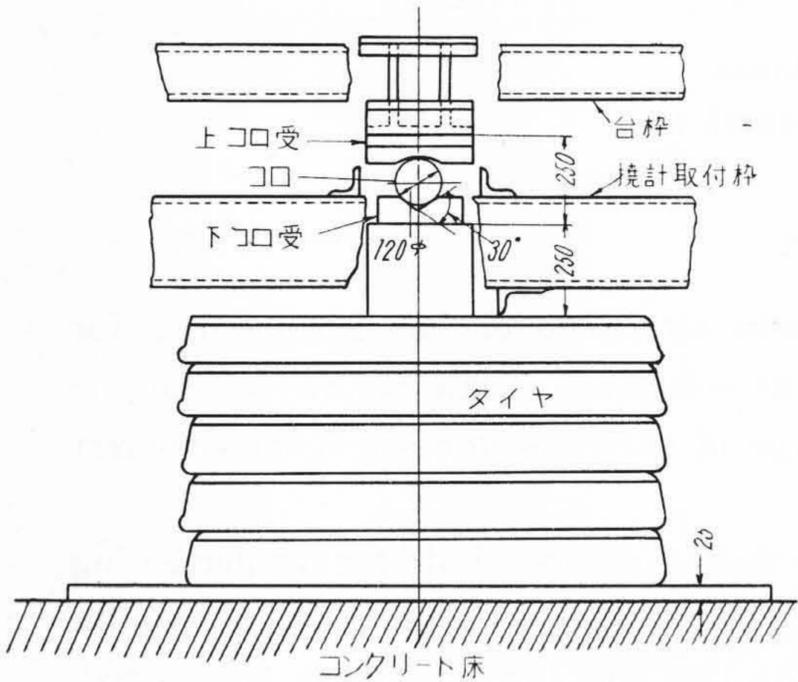
以下に記するものは大阪市交通局の要望により、併せて車体構造に関する設計、研究上の資料を得る目的で行つた大阪市電車体の荷重試験に就いてあり、路面電車のこの種の試験は例を見ないのでその経過及び結果を報告する。

〔II〕 試 験 経 過

- (1) 試験車 大阪市電 2000 型 (No. 2030) 鋼体
完成後
- (2) 期 日 準備 昭和26年12月~27年3月
試験 昭和27年3月20日~23日
- (3) 場 所 日立製作所笠戸工場 M₃ 工場

(4) 試験装置

第1図の如く強固なコンクリート基礎上に架台を設置し、車体を前後心皿にて単純支持した。架台は、第2図の如く厚鉄板、タイヤ、コロ及びコロ受よりなる。厚鉄板は地盤の沈下及び装置の傾きを防ぎ、コロ受は前後心



第1図 架 台 Fig.1. Trestle

皿共上部は円塔面、下部は一方 150° V 型、他方平面として車体の変形による前後方向微小移動を自由にした。

(5) 負荷方法

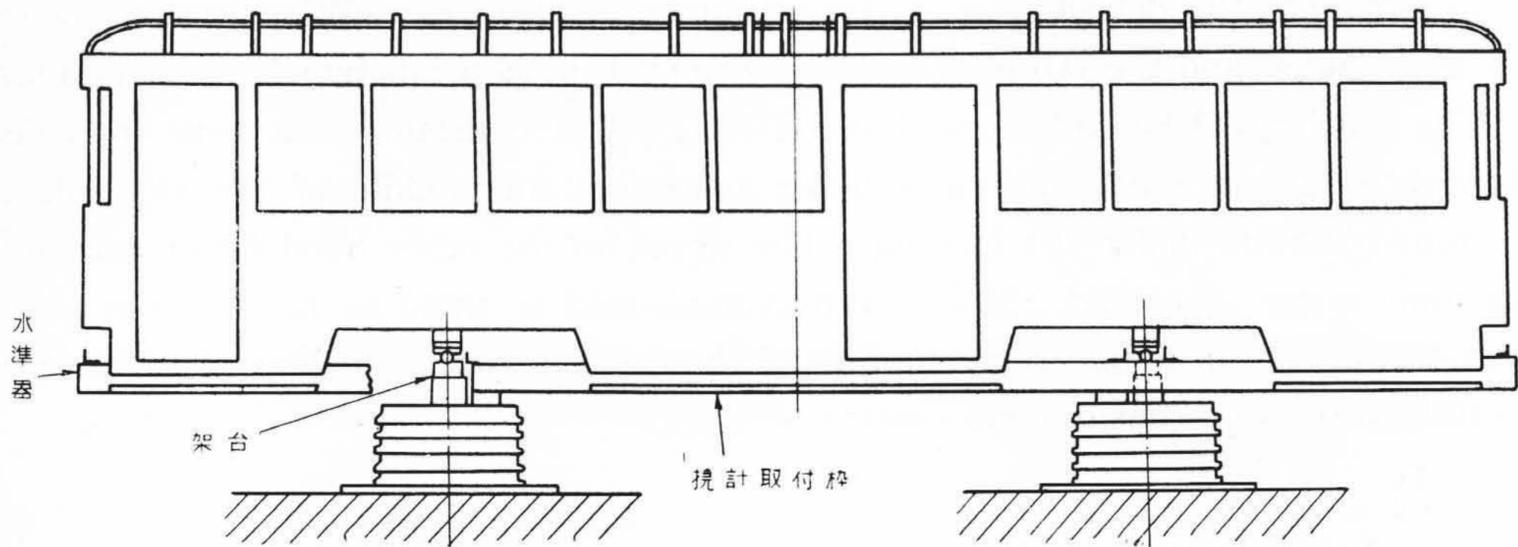
積載荷重には約 11 kg のばね釣受を使用し、これを計量分類して最大荷重 15 t の床面上等分布荷重とした。荷重段階は 0, 5, 10, 15, 10, 5, 0 t である。

(6) 撓み測定法

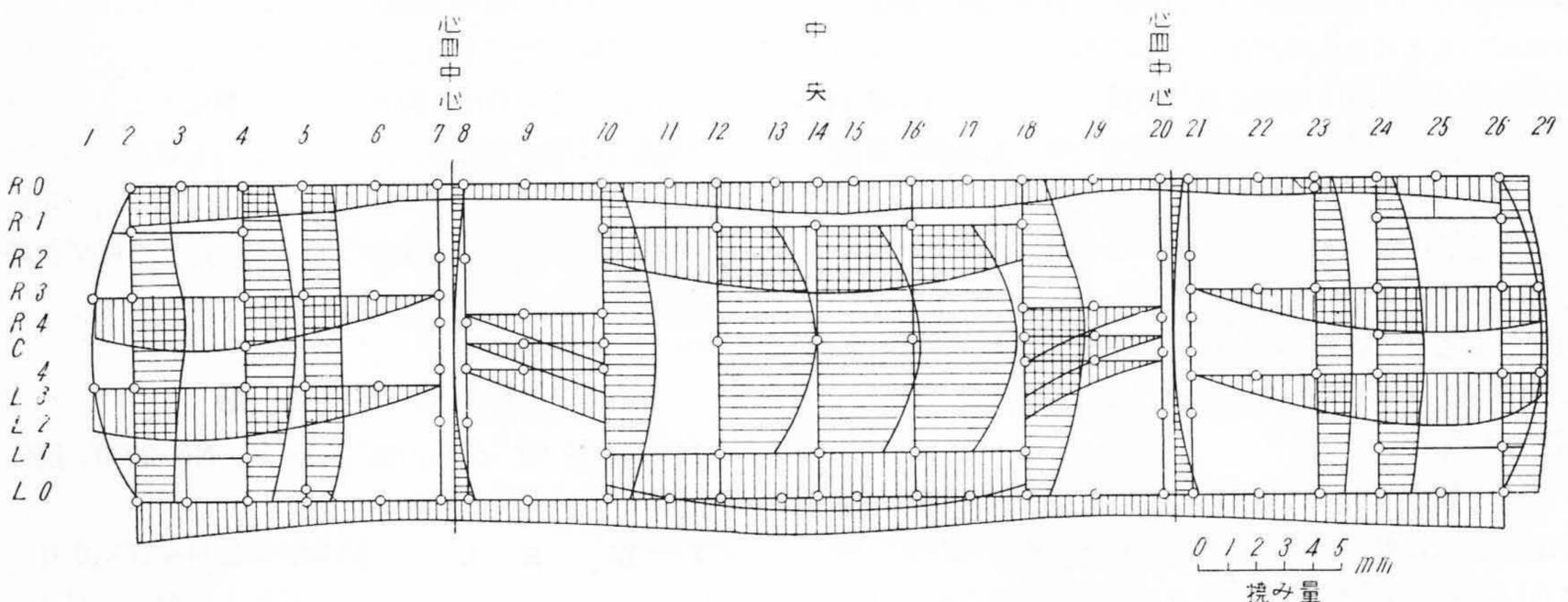
架台のタイヤ上に車体と別箇に撓計取付枠をのせ、これにダイヤルゲージを取付けて台枠各部の垂直変位を測定した。測定箇所は第3図に示す総計 124 点ですべて最小目盛 1/100 mm のダイヤルゲージを用いた。尙取付枠は二点支持としその前後端に水準器をつけて取付枠の角変位の補正に用いた。

(7) 応力測定法

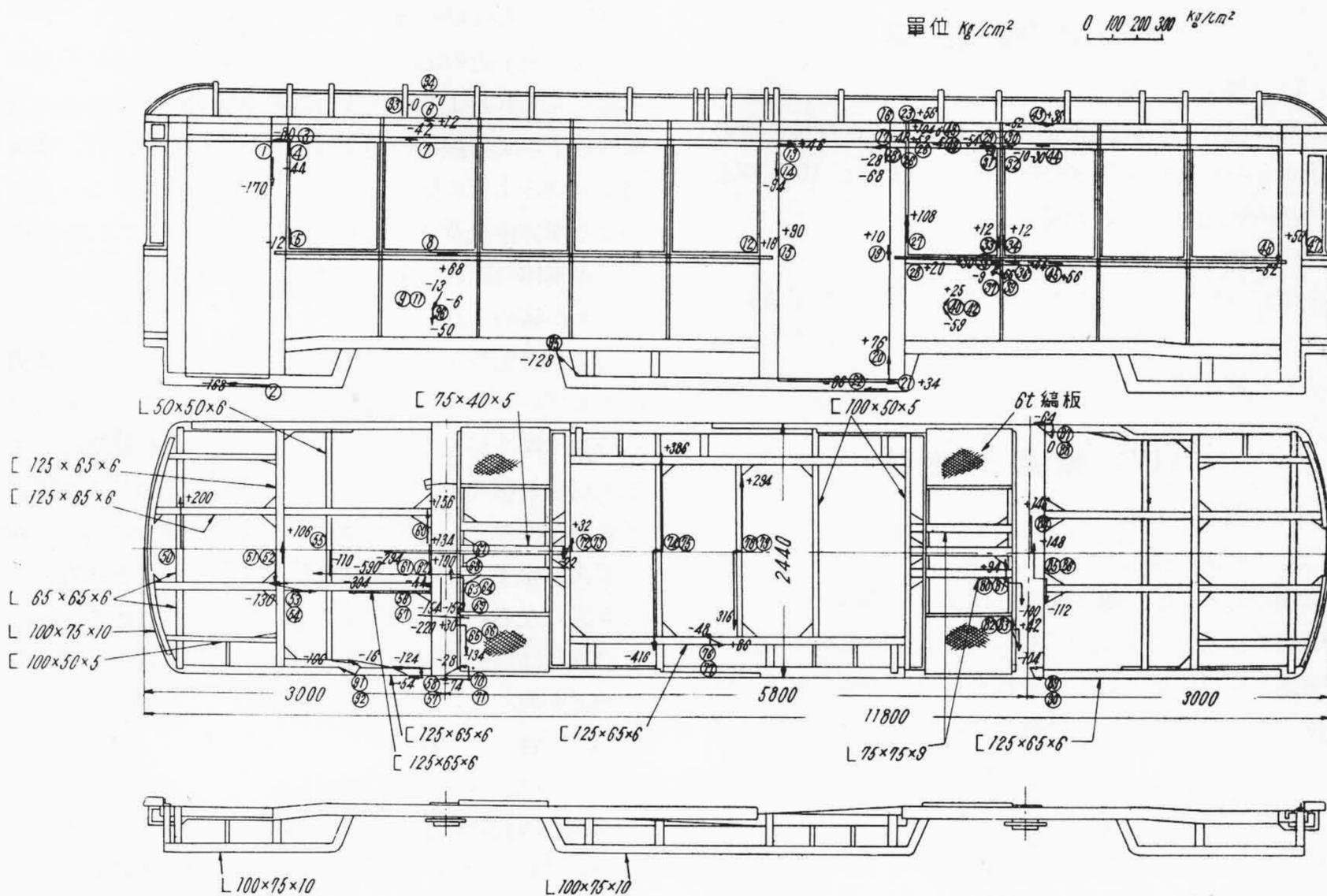
抵抗線歪計及び計測装置は鉄道技研製と Baldwin 社製とを併用した。測定箇所は第4図の如き台枠、鋼体の主要箇所 96 点を選んだ。尙上記歪計は標点距離 20 mm, 抵抗値 120 Ω, gage factor 2 である。



第2図 試 験 装 置 Fig.2. Test Arrangement



第3図 台枠の撓み (10 t 荷重時) Fig.3. Deflection of Under-Frame (Load 10 t)



番号	測定位置	番号	測定位置	番号	測定位置	番号	測定位置
1	出入口戸袋柱側面	26	出入口戸当柱側面	53	中梁背面上	76	踏段梁背面上
2	長土台裏側	27	出入口戸当柱側面	54	中梁背面下	77	踏段梁背面下
3	外板	28	外帯裏面	55	横梁側面	78	横梁背面上
4	出入口戸袋柱側面	29	幕帯裏面	56	中梁背面上	79	横梁背面下
5	出入口戸袋柱側面	30	幕帯裏面	57	中梁背面下	80	枕梁上当板下面
6	長桁裏面	31	外板	58	側梁上フランジ下面	81	枕梁下当板上面
7	幕帯裏面	32	外板	59	側梁上フランジ上面	82	枕梁上当板下面
8	外帯裏面	33	側柱側面	60	枕梁上当板下面	83	枕梁下当板上面
9~11	外板	34	側柱側面	61	枕梁上当板下面	84	枕梁上当板下面
12	出入口戸袋柱側面	35	外帯裏面	62	枕梁下当板上面	85	枕梁上当板下面
13	出入口鴨居側面	36	外帯裏面	63	枕梁上当板下面	86	枕梁下当板上面
14	出入口戸袋柱側面	37~39	外板	64	枕梁下当板上面	87	側梁上フランジ下面
15	出入口戸袋柱側面	40~42	外板	65	枕梁上当板下面	88	側梁下フランジ上面
16	長桁上面	43	長桁上面	66	枕梁下当板上面	89	側梁上フランジ下面
17	出入口鴨居側面	44	幕帯裏面	67	中梁下フランジ	90	側梁下フランジ上面
18	出入口戸当柱側面	45	外帯裏面	68	揚蓋受側フランジ	91	側梁上フランジ下面
19	出入口戸当柱側面	46	隅柱側面	69	揚蓋受側フランジ	92	側梁下フランジ上面
20	出入口戸当柱側面	47	隅柱側面	70	側梁上フランジ下面	93	鉄垂木側面
21	長土台上面	48	外板	71	側梁下フランジ上面	94	中桁縦フランジ
22	長土台裏面	49	外板	72	横梁背面上	95	外板
23	長桁上面	50	横梁側面	73	横梁背面下	96	外板裏側 (11 の裏面)
24	外板	51	横梁背面上	74	横梁背面上		
25	幕帯裏面	52	横梁背面下	75	横梁背面下		

第4図 車体各部の応力 (10t 荷重時)

Fig.4. Stress of Car Body (Load 10 t)

〔III〕 試 験 結 果

(1) 撓 み

各点に就いて荷重段階毎の撓み量を求め、前後心皿の沈下量と撓計取付枠の変形量の補正を行えば 10t 荷重時の撓み線図として第 3 図を得る。

(2) 応 力

前項同様荷重段階毎の歪より 10t 荷重時の歪量を求め、これを $E=2 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $\nu=0.3$ として応力に換算すると第 4 図を得る。

〔IV〕 結 果 の 検 討

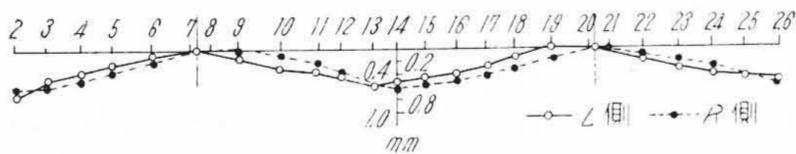
(1) 鋼 体

(A) 側構の撓み

側構の撓み曲線を第 3 図より枕梁端基準にて求めると第 5 図を得る。これより 10t 荷重に於ける車体の撓みは車端と中央で略々等しくそれぞれ 0.7 mm 及び 0.6 mm となり、国鉄及び郊外社線用客電車に比して遙かに小さい。このことは本車体の曲げ剛性がさほど高くないにも拘わらず心皿位置が中央寄りにあるため、これは路面電車に於て一般にいえる利点である。

(B) 応 力

第 4 図の結果からすると、鋼体は強度的にかなり安全で重量軽減の余地は十分ある。最大応力は端出入口柱側面 (①, ②) で -1.7 kg/mm^2 に過ぎない。又側構の窓上、窓下は別箇の梁を形成し重ね梁として仿っていることが実験結果より判る。



第 5 図 側 梁 の 撓 み

Fig. 5. Deflection of Side Sill

(C) 出入口の位置

側構中央附近の応力が低く、撓みも比較的小で一般の車体に見られるような出入口部の剪断力に対する急激な剛性低下による撓みの増加が現われていないのは、第 6 図より知るように出入口が剪断力、曲げモーメント共に小なる車体中央及び車端に設けられたことによるもので、本車体の出入口の位置は極めて合理的に選ばれていることが確められた。

尚乗務員を少なくする目的で出入口は片側につき 2 箇所としているため、左右非対称の配量をとっている。側構の曲げ剛性が出入口部で変化し、且つ台枠構造による床上荷重の伝達も変わるので、これらが該部の撓み曲線に影響を及ぼす。かような変化が車体長手方向に沿って左右順次に生ずるため、車体に捩れを生ずることになり、第 5 図の左右撓み量の差異となつて現われている。然しこの捩れは量的にかなり小さいので、出入口の非対称性は殆ど問題にならない。

(2) 台 枠

(A) 撓 み

側構では前述の如く車端と中央で撓みが略々等しいのに対し、台枠長手方向中心線に沿つては車端に比して中央部の撓みが大きく、この附近は総体的に弱くなつている (D 項参照)。端梁の剛性は高い。

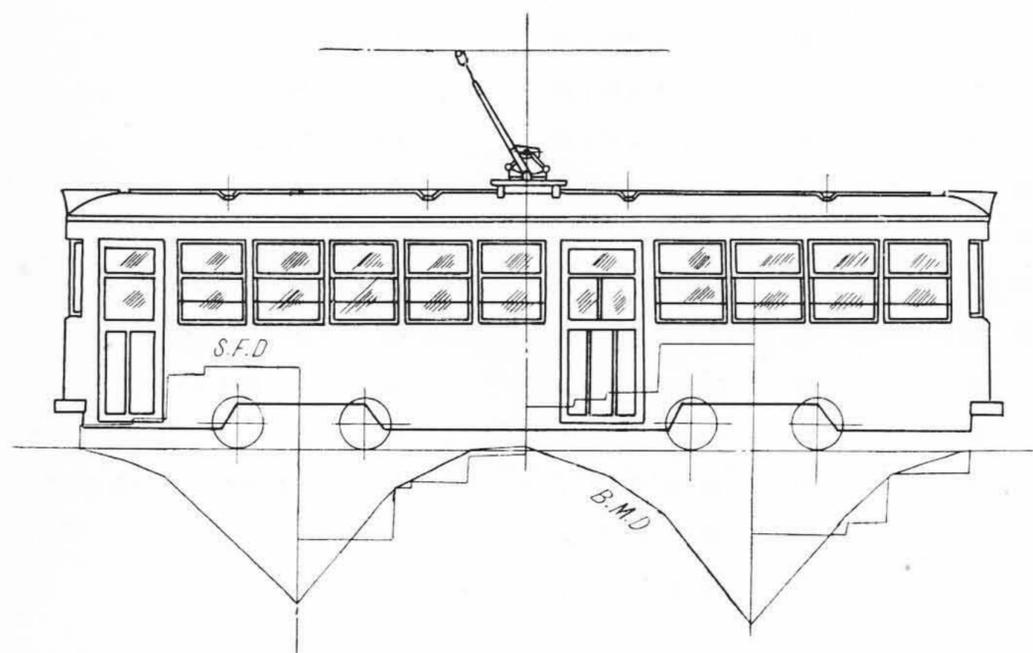
(B) 応 力

台枠に於ては鋼体に比べて全般的に高い応力が生じて

第 1 表 台 枠 の 応 力

Table 1. Stress on Under Frame

場 所	揚 蓋 受	横	梁
番 号	68	74	75
応 力 (kg/mm^2)	-5.90	-4.16	+3.86



第 6 図 車 体 の 剪 断 力 及 び 曲 げ モ ー メ ン ト 図

Fig. 6. Shearing Force and Bending Moment Diagram

いるが、何れも 10t 荷重に対し 6 kg/mm^2 以下であるから、現在のまゝの台枠構造で運用上直ちに対策を施すべき点は認められない。尙車体重量(艤装完了時) 9.5 t, 満員荷重(188人) 9.4 t 及び運用中の動的荷重を 30% 増と考えると、最大運用荷重は約 25t となり、その場合の応力は第 4 図の数値の 2.5 倍と考えねばならない。

10t 荷重で比較的大きな応力を生じたのは、第 1 表の 2 箇所だけである。これに就いて以下に検討しよう。

(C) 揚 蓋 受

枕梁に結合された揚蓋受と中梁の端部にはかなりの固定モーメントが作用していることが第 5 図の撓み線図から推定出来、これが㉔の応力を生じている。この固定モーメントを避けるためには、揚蓋受の枕梁との結合は溶接とせず、ボルト或は鉋によるピン結合の採用が考えられる。

(D) 横 梁 (車体中央部)

この部材は前述の如く撓みが大きく、応力も ㉔、㉕の値を示している。台枠自重の軽減のために中梁をなくした本車体の横梁式構造は、この程度の応力で強度上心配のないことが立証されたが、より安全のために横梁を追加するか又は断面を幾分補強することが考えられる。

(E) その他の構造

出入口部では側梁が内側へ引込んで横梁端を支持しており、この部分の台枠及び柱の構造はかなり複雑である。これは自動扉が引戸であるため戸袋を必要としたことによるもので、折畳式開戸を採用すれば極めて簡潔な構造になる。又路面電車では郊外電車と違ってプラットホームが低いため、出入口付近で側梁と長土台が二重になっている。試験結果からすると、側梁には強度的に余裕があるので二重の部分の部分を極力少なくすることにより更に重量軽減が期待されるが、この点は今後に残された問題である。

〔V〕 試 験 方 法 に 就 いて

地盤の剛性、架台各部の隙間によつて車体は絶対空間に対して変位を生ずる。従つて撓みの測定に当つては、撓計取付枠を第 1 図の如く架台タイヤ上に車体中心点について点対称に二点支持し、これにダイヤルゲージを取付けて誤差を極力少なくした。この場合撓計取付枠と車体との相対変位に関する因子としては

- (a) タイヤ以下の支持部及び地盤の沈下は影響しない。
- (b) 前後支持部の角変位は、車体に比して取付枠の振れ剛性が極めて小さいので、相対角変位として影響する。
- (c) タイヤより上部の変位、即ち心皿部のコロとコ

ロ受の弾性変形による沈下が影響する。等である。このうち(b)に対しては試験中取付枠前後端に精密水準器を取付けて角変位を測定したところ、同方向にそれぞれ $1'5''$ 及び $58''$ (15 t 荷重時) となつた。従つて取付枠の相対振れは無視出来、変位も極めて僅少で好結果を得た。第 3 図の撓み量は実測値にこの影響を補正して求めてある。又(c)に対しては心皿部の沈下は前後それぞれ 0.187 及び 0.177 mm (15 t 荷重時) で略々等しく且つ微小であつた。これも撓みの補正項とした。第 5 図の側梁撓み曲線の左右に差異があるのは出入口位置の非対称性によるものなることは前述したが、車体の点対称なることを考慮すると左右の曲線はよく近似し、且つ両曲線の交点は略々車体中央に近い。この結果からしても測定値の信頼性が立証されるものと考えられる。

試験現場の通風防止、日除け、コンクリート床の湿り防止等の処置により、歪測定値も良好であつた。

以上を要するに、今後の実車試験に対しても本試験方法及び処置の適切なることが確かめられた。

〔VI〕 結 言

以上を要約すると次の如くなる。

- (1) 側構の撓みは車端及び中央で 0.7 mm 及び 0.6 mm (10 t 荷重時) で略々等しく、一般郊外線用車体に比して遙かに小さい。このことは路面電車の利点と考えられる。
- (2) 応力は總体的に小さく特に鋼体の強度は十分の余裕がある。比較的大きな応力として、揚蓋受及び横梁に略々 -6 及び $\pm 4\text{ kg/mm}^2$ (10 t 荷重時) が生じた。然し運用上には差支えない。
- (3) 出入口は適切な位置に配置されており、その非対称性の車体強度に及ぼす影響は極めて小さい。
- (4) 若干の部分に就いて構造を検討し、軽量化、強度向上の対策にふれた。
- (5) 本試験方法は適切と考えられ、計測結果は良好である。

本報には試験の経過、結果とその概略の考察に就いて記した。車体の強度計算方式の合理化に就いては、台枠、鋼体の細部を引続き検討中である。

本試験の機会を与えられた大阪市電当局及びこの試験の計測に全面的な御援助を得た鉄道技術研究所客貨車研究室の方々に対し深甚なる謝意を表す。又試験の諸準備には日立製作所笠戸工場第二設計、第一客電車、第二客電車、機関車、客務、電気、技術、検査各課、計測には第二設計課の協力を得た。尙研究課前田、富永両君は準備、計測に終始協力を惜しまれなかつた。以上の各位に対し感謝する次第である。

日立製品ニュース

我国最初の450kW対向釣合型 空気圧縮機完成す

Hitachi Led Other Makers in the Manu- facture of 450 kW Balanced Opposed Type Air Compressor

本機は日立製作所川崎工場に於て日鉄鉱業釜石鉱業所納、鉱山空気機械動力源として作られた横型二段対向釣合型往復動空気圧縮機で、昭和28年11月上旬関係者立会の下に好成績裡に工場試運転を完了し、広くその真価を認められ29年1月現地据付を完了したものである。

対向釣合型空気圧縮機は我国最初のものであり、クランク軸軸心を対称軸として、低圧高圧気筒を左右にそれぞれ各2箇配置し、その上部に中間冷却器を跨がらせた構造である。圧縮機の軸端には同期電動機を、同期電動機の他の軸端にはディーゼル機関を串型に配列し、圧縮機と同期電動機及び同期電動機とディーゼル機関の間はクラッチで連結されている。圧縮機は必要に応じ同期電動機で或はディーゼル機関で迅速容易に切替運転が出来更に同期電動機は発電機としてディーゼル機関で運転することも出来るようになっていた。

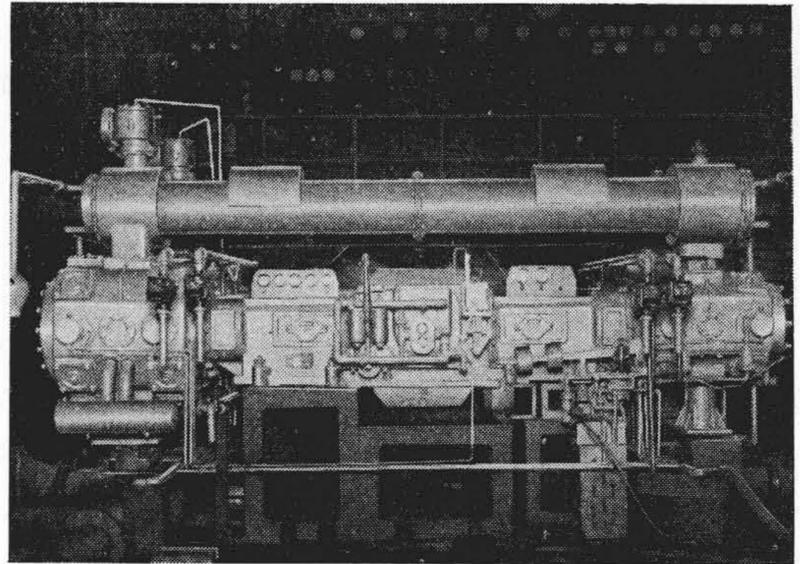
構造の特長

- (1) 低高圧側の往復運動部分及び回転運動部分の重量を等しく採つてあるので、慣性力が左右打消し合つて釣合が極めて良く、振動が殆どない。従つて基礎重量も従来のものに比し1/4位ですむ。
- (2) 高速且つトルク変動率が小さいので、電動機は小型軽量となる。
- (3) 高速であるので、回転及び摺動する各軸受部分には特別に耐磨耗性に就いての考慮が払われており、潤滑には全密閉強制給油方式を採用してある。
- (4) 空気弁には空気緩衝弁を使用している。
- (5) 起動負荷軽減装置、断水警報装置、特別排水点検装置、主軸受温度計等を有し、保安装置が完備されている。従つて点検調整が簡単に出来る。
- (6) 圧縮機、電動機、エンジン間のインターロックが細部に亘り完全になされているので誤運転の惧れはない。

仕様

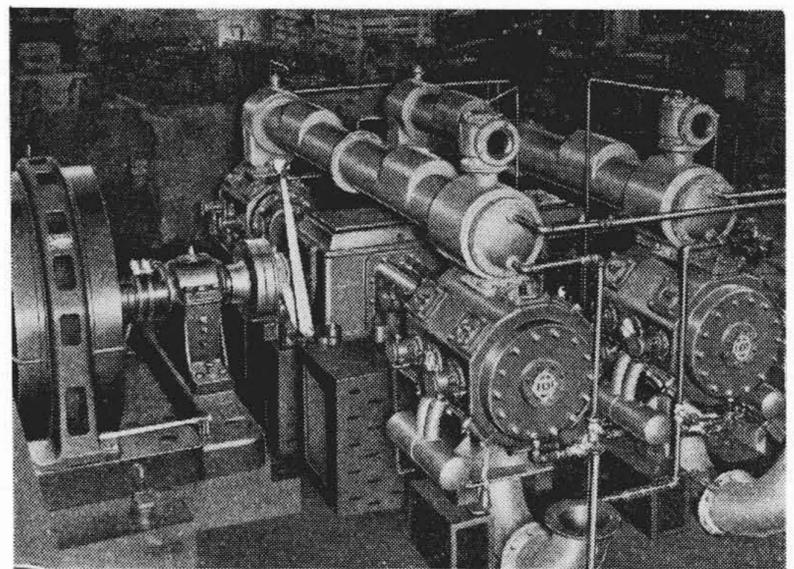
空気圧縮機

型式.....BTD₂-ICC
 気筒径×気筒数 低圧側.....530mm×2
 高圧側.....330mm×2
 行程.....350mm



第1図 450kW横型二段対向釣合型空気圧縮機

Fig. 1. 450 kW Horizontal 2-Stage Balanced Opposed Type Air Compressor



第2図 450kW横型二段対向釣合型空気圧縮機

Fig. 2. 450 kW Horizontal 2-Stage Balanced Opposed Type Air Compressor

回転数.....333r.p.m.

行程容量.....102m³/min

吐出圧力.....7kg/cm²(G)

同期電動機(兼発電機)

型式.....SBD-RD

出力.....450kW

極数.....18

ディーゼル機関(新潟鉄工所製)

型式.....L6D

出力.....650HP

気筒数.....6

回転数.....333r.p.m.

尚本機の詳細に就いては本誌に於て後報する予定である。