シ キ 700 形 280t 積 大 物 車

Type Shiki 700, 28-axles, 280 t Heavy Load Car

大 江 昇* 永 弘 太 郎*
Noboru Ōe Tarō Nagahiro

内 容 梗 概

さきに製作した210 t 積シキ300 についで、漸次大形化される変圧器輸送の必要に応じて、280 t 積の大物車を完成したが、これは狭軌では世界最大のものであり、構造的にも種々特色をもっているので、設計における考え方、各部構造および試験結果についてその概要を紹介する。

1. 緒 言

大形変圧器を組み立てたまま輸送することにより、現地での組立乾燥をやめて性能向上、製作費、納期を切りつめる目的で、ここ数年の間に次々と大物車が製作され、日立製作所でかつて製作されたシキ 140、シキ 300 についで、昭和 34、35 年には、シキ 400 およびシキ 600 の240 t 積みの大物車が出現している。

しかるに最近の大形変圧器の需要に伴ってさらに大容量のものが要請される状勢となり、狭軌用では世界最大の記録製品であるシキ700,280 t 積みの大物車が設計製作された。

この大物車の安全性を確かめるため、静的および動的 応力の測定、たわみ、傾斜およびかたよりの測定、振動測定、横圧 測定など綿密な試験が行なわれたのち、無事第1回の変圧器輸送を 完了したが、この報告は大物車実現のため性能的に要求される事項 に対する、設計的な考慮と、試験結果の一部を主としてまとめたも のである。

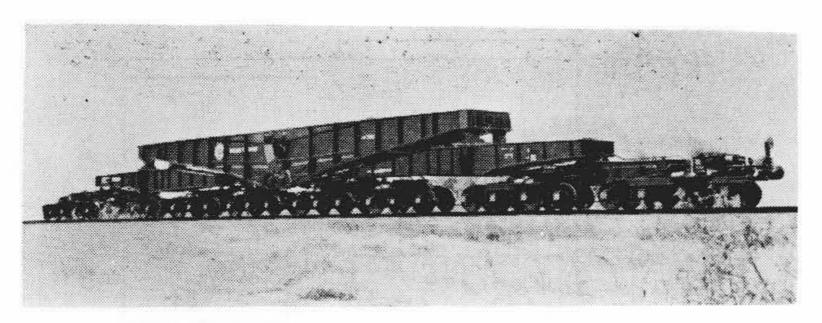
2. シキ 700 の構造概要

本車の外形を第1図に、主要寸法を第2図に、おもな仕様を第1 表に示す。

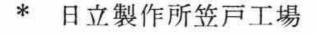
いったい大物車の積載荷重を増すためどういうことを考慮せねば ならないか、またそれからどういう問題点が生ずるかを分析してみ ると、だいたい第2表に示すとおりとなる。

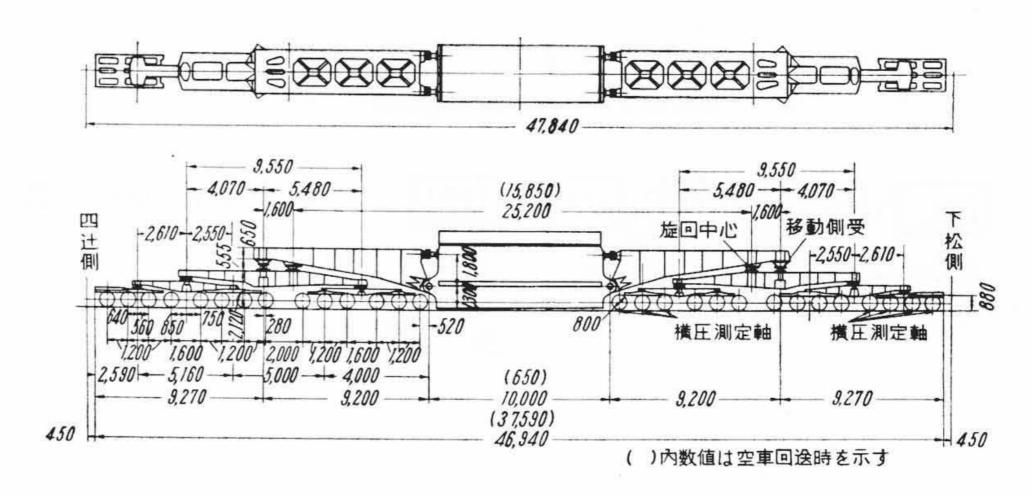
したがって、ここに掲げた問題に対して適切な対策を立て、その 対策によって派生した悪い影響をできるだけ軽度におさえるととも に、それらの対策で互いに矛盾する点を合理的に妥協させることが 必要である。また軌道強度、あるいは規則の許すかぎり、特別認可 をえて設計することが有利である。

上記のうち,ブレーキ率の積車,空車における差の増大などは,すでに過去の大物車で適切な対策がとられており,積車の場合と空車の場合に,ブレーキシリンダピストンの有効面積を変化させる方式が用いられ,本大物車にもその方式を採用している。



第1図 シキ700形大物車外形





第2図 シキ700形大物車主要寸法図

第1表 シキ700形大物車主要要目

軌		間	1,067mm
軸	配	置	4-4-3-3 複式ボギー
荷		重	280 t
自		重	111.4 t
最	大	長	積車 47,840mm (変圧器ヒンジ間長 10,000mm 時)
			空車 38,490mm
最	大	幅	2,856mm
最	大	高	3,380mm
ブレ	一十岁	置	空気 (積空手動切替) および手ブレーキ
連	結	器	柴田式上作用 (継手付)
緩	衝	器	ゴム油圧緩衝器
輪		軸	800 ∮一体圧延車輪,中空軸
軸		距	1,200mm
軸		重	13.9 t

第2表 積載荷重増大による問題点

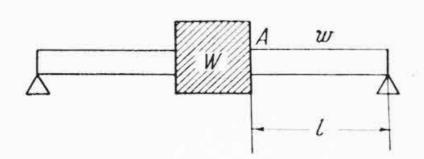
	必	要	事	項		生	ず	る	問	題
	軸	数	增	カロー	→車長の	増加	ш—-	→ かけ	たより	量の増加
祛 軟 齿 舌 歯 l .					→自重の	増加	Ш			
積載荷重増大	軸	重	增	加	→横圧増	加油	るよて	が軸」	重不均	均衡
	積空	重量	差の	増加一	→ブレー	丰品	室の積	責空差	差の地	曾加

2.1 自重増加に対する対策

自重増加に対する対策として考えられたことは、各部品重量の軽減、強度部材の合理的配置と許容応力の増大、固定軸距の縮小による車長の減少である。

2.1.1 各部品重量の軽減

車輪は800 ¢ の一体圧延車輪で使用ひん度を考慮してタイヤ厚の薄いものを使用し、車軸には最近の大物車では常識となっている中空車軸を採用した。軸箱には薄肉鋳鋼の特殊なものを使用して重量軽減をはかっている。またシキ300まで採用してきた板バネを放棄して、コイルバネに切り替え、オイルダンパと併用して振動加速度の減少と重量の軽減をはかった。一方数が多いためばかにならない重量を占めるブレーキシューに着目し、レジン制輪



第3図 大物 車模型

子を一輪あたり1個使用することにしたが、これは軽量化に非常に有効であったのみならず、従来の大物車での保守上の大きな問題であったブレーキシュー取り替えのひん度を少なくする効果をもたらした。部品の重量軽減としては、どうしても数の多い台車関係の部品が主となるが、車体まわりの各部品もできるだけの軽量設計を行なっている。

2.1.2 強度部材の合理的配置と許容応力の増大

車体,主中間台わく,前後中間台わくは WELTEN 50 の熔接 組立構造であって,車体においては,ヒンジ,圧着座結合部分の 局部応力,主中間台わくでは移動側受による偏荷重による応力, たわみに対して特に考慮をはらい,前後中間台わくでは側はりを 廃した主ばりのみの構造,台車ではつり合はり形式を用いて,軸 箱もりを廃した台車わくの構造簡易化など,軽量化に多大の努力 をしたが,強度試験の結果では,予想に近い合理的設計であることが確認された。

また圧着座, ヒンジピンなどにニッケルクローム鋼を使用して 許容応力をあげることにより自重節減をはかっている。

2.1.3 固定軸距の縮小による車長の減少

車長を減少させることがいかに重量軽減に有効であるか、簡単な式を立ててみるとはっきりする。第3図でWを積載荷重、車両単位長さあたり重量をw、空車車長の半分をlとして、車両を両端支持された構造物と考える。車両と積載荷重の接合部分A点の曲げ応力、断面係数、曲げモーメントをそれぞれ σ_A 、 Z_A 、 M_A とし、

$$M_{A} = \frac{Wl + wl^{2}}{2} \qquad (2)$$

$$\sigma_{A} = \frac{Wl + wl^{2}}{2k(w - w_{1})} \qquad (3)$$

となり、この式を変形すると、全空車重量 W_B は

で表わされる。

(4)式から W_B を減少させるには, σ_A を大きくする,k を大きくする, w_1 を小さくすることが有効であることは明らかで, σ_A を大きくすること,k を大きくすることは 2.1.2 で述べた強度部材の合理的配置と許容応力の増大, w_1 を小さくすることは 2.1.1 で述べた部品重量の軽減に相当する。しかしながら (4) 式より,1 を小さくすることは,そのいずれにもまして有効であり,大物車設計に最も重要なことであることがわかる。

1を小さくすることに対し、法規上の制限と車両構造上の限界がある。法規上の制限とは、車長1mあたり5t以下ということで、以前はこれが原則であった。最近の大物車では、線路条件、橋りょう強度が許すかぎり、国鉄当局において線区を限定して運

行するものとして、この車長あたり重量を増大することが許されるようになった。このシキ 700 では、 $1 \,\mathrm{m}$ あたり $8.1 \,\mathrm{t}$ にまで増大している。車両構造上の限界のうち、最も大きいのは車輪径および基礎ブレーキ取り付けによっての軸距の限界であって、現在の $800 \,\mathrm{\phi}$ の車輪では $1,100 \sim 1,200 \,\mathrm{mm}$ 程度が限度と考えられる。シキ 700 では $1,200 \,\mathrm{mm}$ を採用している。

2.2 車長増加による問題

前記のように車長増加は重量的に見てもきわめて不得策であるが、そのほかに致命的な影響として、車両のかたより量増加という問題がある。荷重 280 t、車両重量約 110 t と仮定すると運行区域制限のうえ、建設規定いっぱいの軸重 14 t を使用しても、軸数 28 という数字が得られる。積載物の長さ 10 m を考慮すると、全長 50 m 近い車長にならざるをえない。車長が増大すると必然的に曲線通過における荷物中央部のかたよりは増加し、運行上支障が生ずる。このかたより量を許容限度内におさえるためには、積載物の幅を小さくするのも一方法であるが、大形変圧器の幅であるのでおのずから限度があり、どうしても車両側で解決せねばならない問題である。

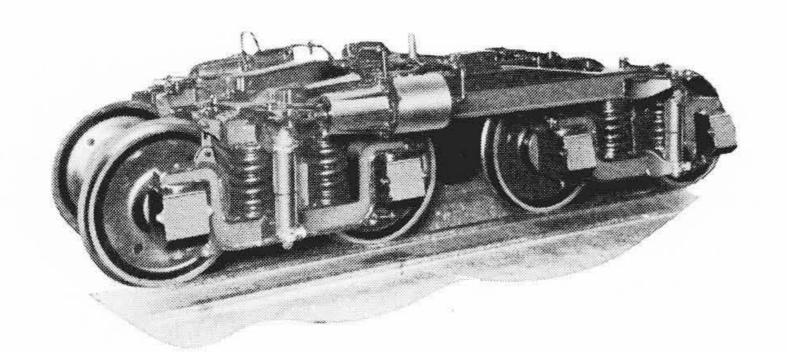
このかたより量補償のため、いわゆる移動側受方式が採用された。これはドイツにおいて始めて用いられ、わが国ではシキ600に使用された方式で、その考え方は第2図に見られるように荷重負担位置と旋回中心を別にして、旋回中心を内側によせかたより量を少なくする方法である。この方法はかたより量減少に有効であるが、反面荷重負担位置が車両中心線よりかたよってくることにより安定が悪くなるという欠点がある。

この安定とかたより量減少を両方考慮して最後的に決定した旋回中心位置が**第2図**の寸法であって、製作後の安定試験結果からみると、このような構造での大物車としては、限度に近い設計であったと考えられる。

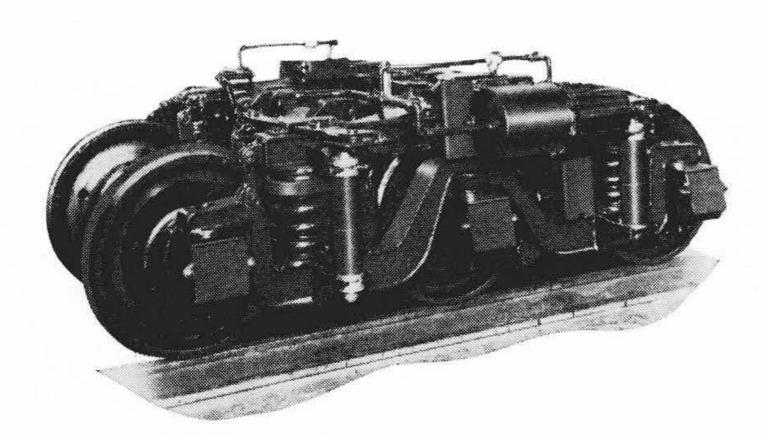
なお移動側受装置には通常考えられるコロを使用せず,直径3インチの軸受鋼球を,一側受あたり6個づつ2列,合計12個使用して,車体および荷物の重量を負担せしめ,軸受鋼をHRc59以上に加工した面上を左右に転動させる構造とした。

2.3 横圧増加に対する対策

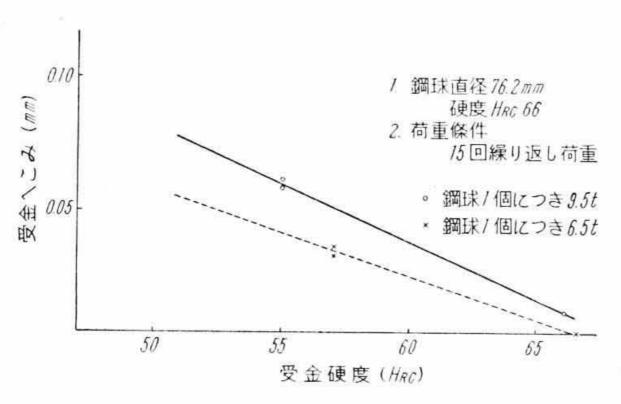
前記のように積載荷重増大をはかるために、車軸数および軸重を 大きくとり、そのため多軸台車を使用すると、必然的に車輪のレール に対する横圧と,脱線係数が大きくなってくる。日立製作所がかつて 製作したシキ300においては、積車横圧最大値は5.29 t であった。こ れはわが国初めての6軸台車を使用しており、できるだけ板バネと 軸箱間の摩擦を減らして固定軸以外の各軸の左右動きを自由にする よう努力したにもかかわらず、5t以上の横圧になっている。このこ とは6軸台車のような多軸台車を用いることは、一応実績があると しても危険もあることを示しているので、4軸台車と3軸台車の組 み合わせ使用とすることにした。またその後,他社で完成した大物 車で3軸台車を使用したものがあるが、横圧に対して有利と考えら れるけれども、やはり大きい横圧と脱線係数が記録されている。こ のことは多軸台車の特定の軸を左右方向に固定して台車の転向モー メントを与える構造をとるかぎり、大幅に横圧をさげることは不可 能であることを示すものと考えられたので、車軸の左右方向動きを できるだけ自由として、台車を転向せしめる力を2軸に分担させる よう、軸箱もり無しの台車構造をとることにした。この構造は高速 における蛇(だ)行安定に若干不安があったが、大物車の特性上あま り高速を出す必要がないのを考慮に入れて設計に踏み切ったもので ある。第4図に4軸台車,第5図に3軸台車を示す。第4図で明ら かなように、4軸台車では構造上、輪重の不均衡が生ずることが考え られるが、台車わくのねじり剛性とバネ常数を少なくし、5 mm の 車輪落ちに対しても15%程度の輪重抜けにとどまるよう計画した。



第4図 4 軸 台 車



第5図 3 軸 台 車



第6図 移動側受硬度とへこみの関係

3. 試 験 結 果

試験は静的応力,動的応力,たわみ,ヘムシューテストおよび移動側受圧痕(こん)測定の強度関係,振動加速度,バネ上重心移動測定の振動安定関係,空車および積車における横圧,脱線係数について行なわれた。動的の測定は空車および積車に対して,工場試験線と山陽本線下松,四辻間の試運転線においてそれぞれ実施した。

結果は概して良効な結果を示し、予定どおり試験に合格し、第一 回の輸送にまにあわせることができた。

3.1 強 度 関 係

応力的に特に問題になったのは,3軸台車わくの端ばり下面の強度で一部補強を実施した。補強後の応力も割合高かったが,その後実際変圧器輸送時に動的応力を測定し,応力変動による疲労強度を検討した結果,強度的に心配ないことが確認された。

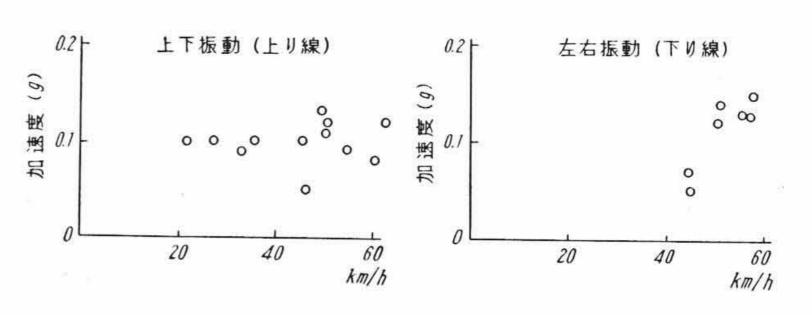
次に移動側受の圧こん測定結果の一部を**第3表**に示す。鋼球の硬度は約 HRC 66 であるが、この球に荷重を加えた場合の、側受材の硬度と受金のへこみ深さの予備実験値の一部を**第6図**に示す。ここで荷重 9.5 t は静荷重の 1.5 倍を考慮した鋼球一個あたりの荷重である。

実際に使用した側受金材料は HRC 62 程度以上の硬度をもっており、静荷重試験の結果は、第6図の予備実験のデータより低くでているのに対し、積車運転後の圧こんは、予備実験データのほぼ9.5 t 相当程度の深さになっている。このことは後に示すように、上下振動加速度は1.5倍の負荷を側受に与えるほど大きくないので、このよ

第3表 移動側受圧こん測定結果

1					静荷重	試験後	積車運転後		
名称	測	定	個	所	へこみ 最小値 (mm)	へこみ 最大値 (mm)	へ こ み 最 小 値 (mm)	へ こ み 最 大 値 (mm)	
前位側受(四辻側)		AA' BB'		A A' B B'	0.001 0.010 0.005 0.005	0.005 0.020 0.010 0.010	0.010 0.010 0.010 0.010	0.040 0.040 0.030 0.030	
後位側受(下松側)				C C' D D'	0.005 0.005 0.005 0.010	0.010 0.020 0.010 0.040	0.010 0.010 0.010 0.010	0.030 0.020 0.040 0.030	

第7図 積車振動加速度



第8図 空車振動加速度

うな使用法の場合,球の個数に対する平均的荷重を考慮するだけでは不十分であり,50%程度の余裕をもった設計をすべきであることを示している。

3.2 振動関係

四辻,下松間本線試験における車体支持点での上下,左右の振動加速度測定結果の一部を積車,空車それぞれについて第7,8図に示す。

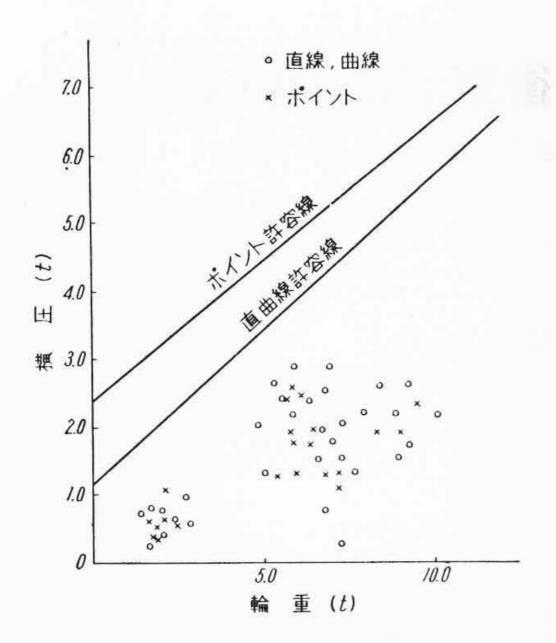
空車時より積車時において上下振動加速度が大きくでていて、オイルダンパのダンピング不足とも考えられるが、いずれにしても、特に大きい値を示さず、一自由度系台車をもつ貨車として順当な特性と考えられる。

3.3 横 圧 関 係

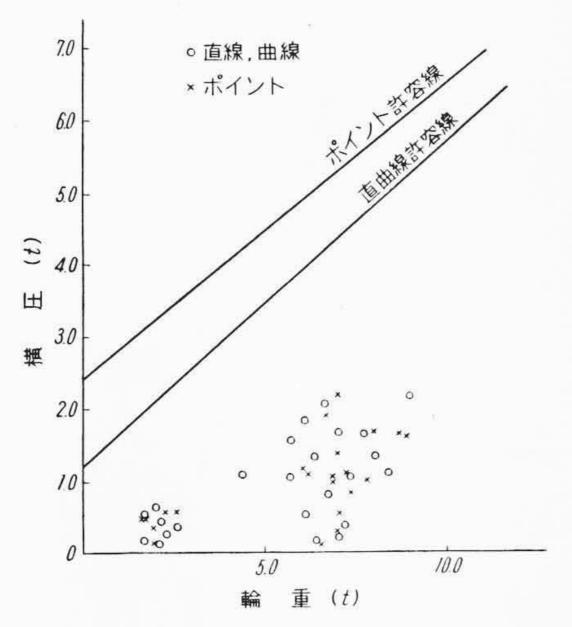
横圧は第2図に示す7軸について測定を行なっているが、結果の一部を第9、10図に示す。第9図は本線試験上り四辻、下松間における4軸台車先頭軸左側車輪、第10図は同じく本線試験下り下松、四辻間における3軸台車先頭軸左側車輪につき、空車および積車における輪重、横圧を表わしたものである。

数字的に各場合についての最大値を求めて見ると**第4表**のようになる。

全試験を通じての脱線係数の最大値は空車8番ポイントにおける 0.67、横圧最大値は積車構内試験における4.0 t であり、これから わかるように横圧絶対値、脱線係数とも非常に小さく、このような 台車形式が予期以上に、横圧低減に役立つことが明らかとなり、今 後の大物車用台車の設計に貴重な指針を与えたものと考える。



第9図 4 軸台車先頭軸横圧



第10図 3 軸台車先頭軸横圧

以上簡単に各種試験結果をまとめたが、単位車長あたりの重量が 大きいことを考慮に入れて、この車両に対して国鉄当局から示され た使用条件は

第4表 脱線係数, 横圧, 輪重最大值

	条件	脱線係数	横圧(t)	輪重 (t)
空車構内試験	300m 曲線 100mS 曲線 8番ポイント	0.51 0.62 0.67	1.22	3.24
空車本線試験		0.53	1.03	2.98
積車構内試験	300m 曲線 100mS 曲線 8番ポイント	0.40 0.59 0.51	4.0	10.1
積車本線試験		0.53	3.15	10.1

- (1) 積載貨物重量が標記荷重のときの橋りょう通過可能線区は 次のとおりである。すなわち、甲線は通過可能、乙線は検討を要 する。丙線および簡易線は原則として通過できない。
 - (2) 積車の場合は臨時列車で45 km/h以下とし,構内は20 km/h以下とする。空車の場合は速度制限はない。
- (3) 個々の軌条および橋りょうを通過できるかどうかは、その 線路状態、橋りょうの負担力、支間などで異なるので、実際の貨 物輸送にあたっては、そのつど橋りょう通過などの安全度を検討 して決定する。

ということである。

4. 結 言

以上,主としてシキ700の設計製作にあたっての問題点と試験結果について述べたが,これを要約すると次のとおりである。

- (1) 積載荷重から軸数 28 軸を必要とするが,軸数の増加および 車長の増大によって課せられる問題点である重量軽減,かたより 量減少,横圧減少に対して,それぞれ適切な対策を立てて,合理 的設計を行なった。
- (2) 試験結果は、ほぼ良好な成績をおさめ、大物車で特に問題となる横圧に対しては、4-4-3-3軸の複式特殊ボギーを採用することにより、予期以上の好成績を収めることができた。

本車両の製作にあたって,各方面でご指導いただいた国鉄関係当 局に厚くお礼申しあげるとともに,特に短期間の試験遂行にあたっ て,特別のご配慮をいただいた鉄道技術研究所の諸氏に厚く感謝の 意を表する。

昭和37年3月発行済

交換機特集号目次

日立評論 別冊第 46 号

- 自動交換 40 年の経験とその展開
- PBX 自動交換機のすう勢と日立 AX-3 形クロスバ交 換機
- A X-3 形 ク ロ ス バ 交 換 機 用 中 継 台
- C21 形 自 動 交 換 機
- •調 35 号 ク ロ ス バ 小 自 動 交 換 装 置
- 電子交換機――主として時分割方式のものについて――東京急行電鉄株式会社自由ケ丘交換所電子交換装置の概要について
- 東京急行電鉄株式会社自由ケ丘交換所電子交換装置の加

入者交換機LSについて

- ・東京急行電鉄株式会社自由ケ丘交換所電子交換装置の時 分割全電子中継交換機について
- ・細心ケーブル用局間中継機器
- ト ー ン リ ン ガ 式 自 動 連 接 線 装 置
- ・構内交換機付帯装置および宅内装置
- ・ワイヤスプリングリレーの動的特性について・ワイヤスプリングリレーの自動生産設備
- ・有極リレー接点に関する考察
- ・ 何 極 り レ ー 按 点 に 因 り る ろ 宗・ ブ レ ー ク 接 点 を 有 す る リ ー ド リ レ ー

発 行 所 日 立 評 論 社 取 次 店 株式会社 オーム社 書 店 東京都千代田区丸の内1丁目4番地振 替 ロ 座 東京71824番東京都千代田区神田錦町3丁目1番地振 替 ロ 座 東京20018番