

機関車の車体強度に関する研究

A Study on the Strength of Locomotive Body

小 沢 静 郎* 長 谷 川 二 郎*
Shizuo Ozawa Jirō Hasegawa

内 容 梗 概

最近機関車の車体の軽量化が要求されるようになったことにかんがみ、車体構造および設計法を検討するため、台わくを主要強度部材とする設計法による EF 70, EF 80 形電気機関車の車体について垂直荷重に対する強度解析を行ない、車体強度に対する側構えの寄与を明らかにするとともに台わく中はりの荷重分担は意外に低く、EF 70 では約 87% の荷重を側構えが負担していることを示した。

これらの結果にもとづいて、ED 75 形電気機関車に採用された台わくを軽量化し、側構えを強度部材として柱の剛性を上げ、合理的な部材配置を行なった車体構造について述べる。

1. 緒 言

従来、機関車の設計においては、重量軽減は必ずしも本質的な要求ではなく、ときには各部の強度上の必要を上回る計画重量を与えられることもあり、車体構造ならびにその設計法も効果的な軽量設計に徹したものとは言えなかった。

しかし、最近とくに交流電化の発達にともない、粘着特性の向上と相まって軽量高出力化の傾向がいちじるしくなってきた。

従来の機関車の車体設計法としては、いわゆる側構えの車体強度への寄与を期待しながら、強度計算は台わくのみによって行なうという経験の集積の上に立つ簡便な方法をとることが多く、この計算結果は実状より安全側にあるものと考えられていた。しかしながら強度試験の実績は比較的少なく、車体強度については不明な点が多いため、軽量化の要求とともに、合理的部材配置という見地に立って、車体構造ならびに設計法を再検討する必要性が生じてきたのである。

日立製作所においては、さきに、国鉄納め ED 46 (現 ED 92) 形交直両用電気機関車を試作するにあたり、側構え強度計算法を適用して軽量にして十分な強度を有する車体構造の実現に成功し⁽¹⁾、引き続き各車種の荷重試験を行ない検討を続けていたが、今回、国鉄納め東北線用 ED 75 形交流電気機関車に対しより合理的な軽量構造を提案し採用されるところとなった。

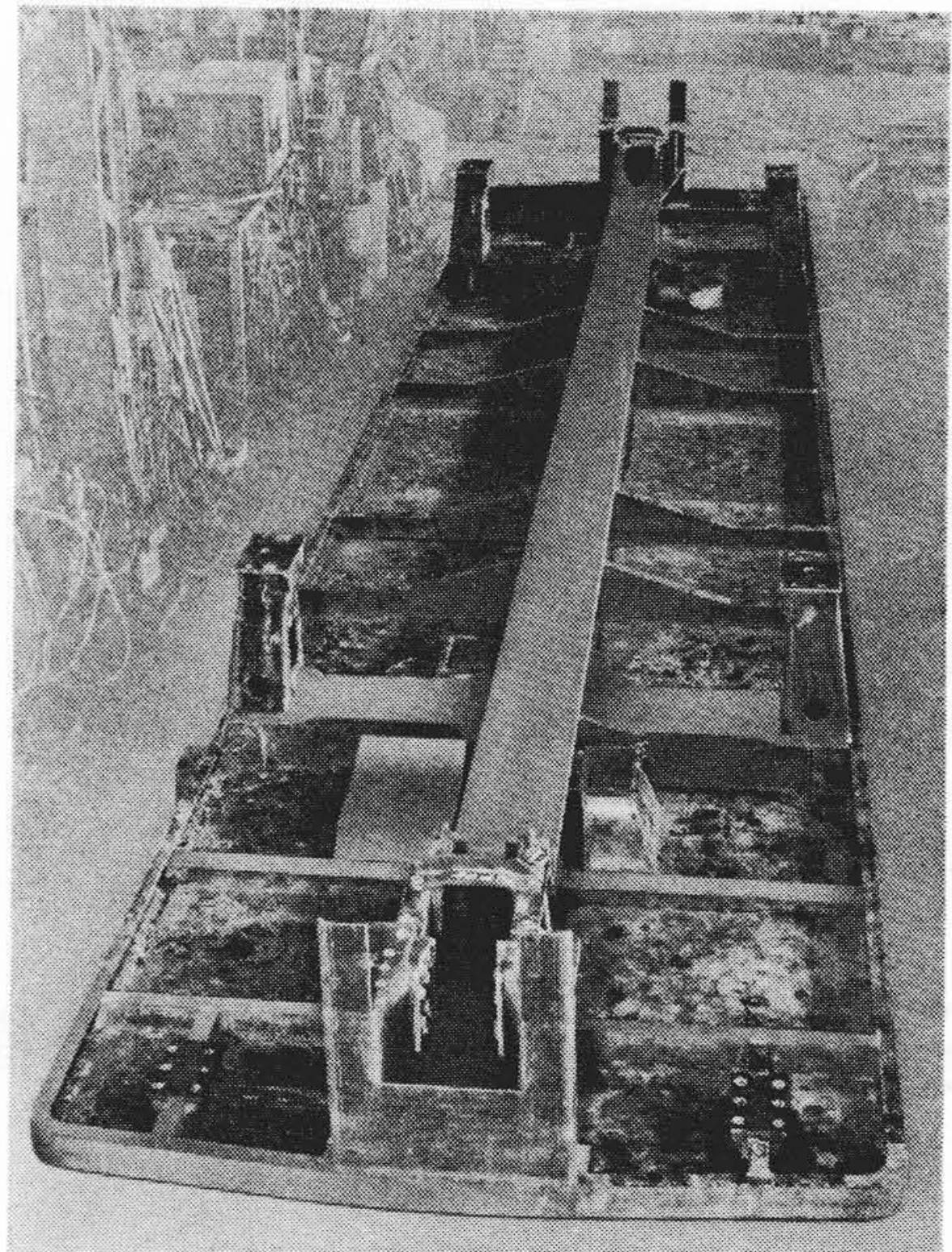
2. 機関車の車体構造とその問題点

大形の電気機関車およびディーゼル機関車の車体は、箱形構造をとることが多く、その鋼体主要部は、柱構え・外板よりなる上部構造ならびに台わくより成立し、これらは溶接組立により一体構造となっている。

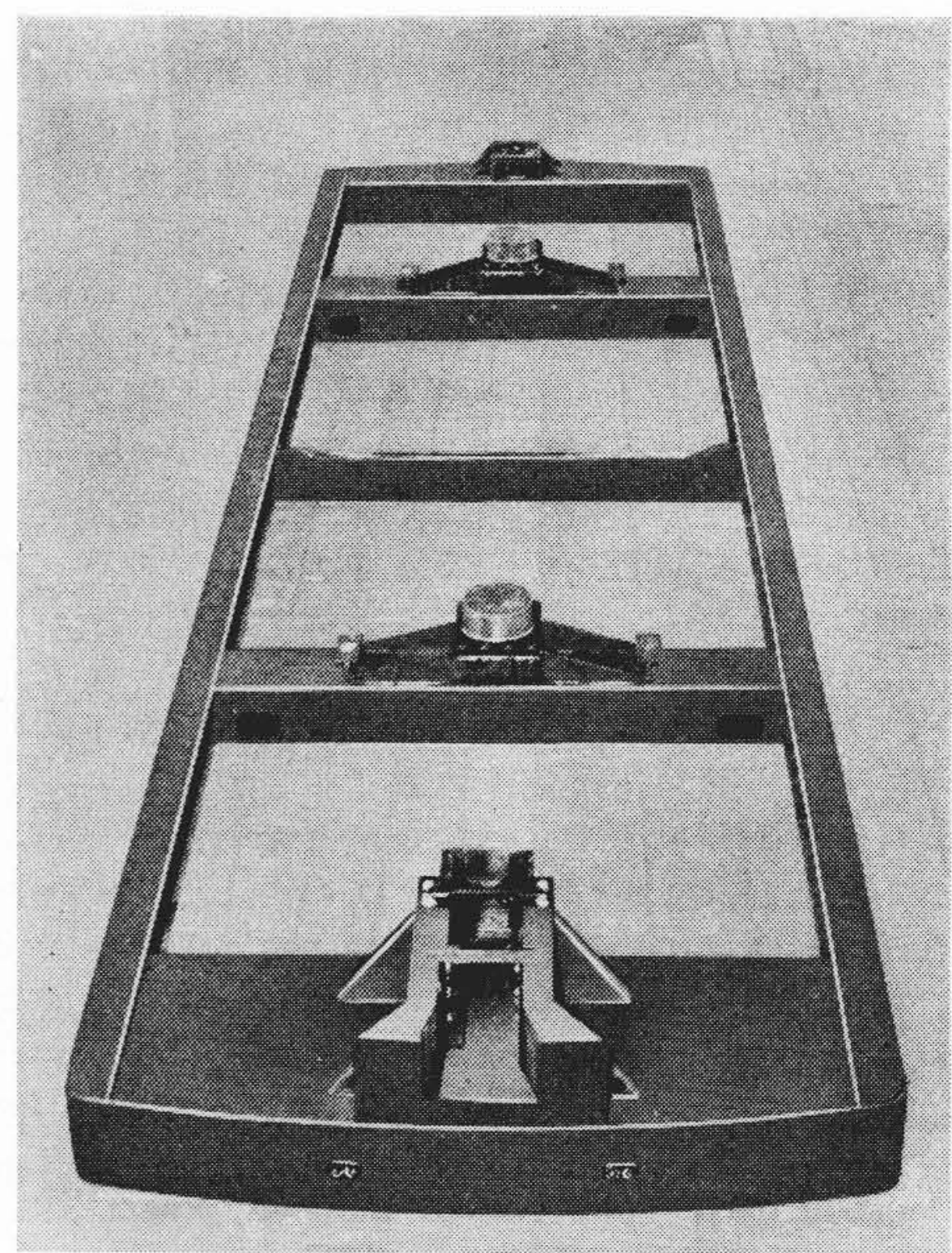
設計にあたり、台わくは主要強度部材として扱われ、これに垂直荷重および車端圧縮荷重を負荷させて、はりとしての計算を行なうので、一般に大形形鋼の中はりまたは側はりをもちものが多く、台わく重量は完成車体の 40~50% を占めている。第 1, 2 図に示すように、台わくの構造を大別すると、中央部に中はりを有するものと側はりを主要部材とするものとがあり、主として台車構造の相違により選択されるが、両者は車端圧縮荷重の側構えへの伝達様式が異なっており、また中はりについては、後述するように側構えとの荷重分担割合の問題がある。

柱構えは、一般に形鋼および鋼板よりなる骨組構造で、外板とは主として点溶接によって結合され、台わく側はりとともにいわゆる側構えを構成する。側構えが台わくと同時に負荷によって変形し、

* 日立製作所水戸工場



第 1 図 ED 71 形車体台わく



第 2 図 EH 10 形車体台わく

強度に寄与することは容易に推定されるので、これらが車体強度部材としていかに作用するかを確認し、従来の経験的な設計法を発展

させ、より明確にすることはきわめて重要なことであろう。なお、側構えにおいてとくに興味ある問題は、柱部材がその曲げ剛性により、窓の上下の部材間のせん断結合材としていかにきいているかを知ることである。側構えの構造力学的考察により、軽量設計の二、三の車体に懸念されたような側構えの局部的座屈変形の問題も究明され、また車体の曲げ剛性——固有振動数の把握(はあく)も容易になる。

機関車の車体は、側面には出入口や窓のほか、冷却空気取り入れ口、機器取り出し口などの開口部があって構造は複雑な様相を呈しやすく、また屋上にはほとんど全長にわたって取りはずし屋根開口部があってねじり剛性の低下を余儀なくされ、これらは客電車と著しく相違する点として注目される。

ここでは比較的簡単な仮定により、側構えの垂直荷重に対する曲げ強度を解析することを試みた。

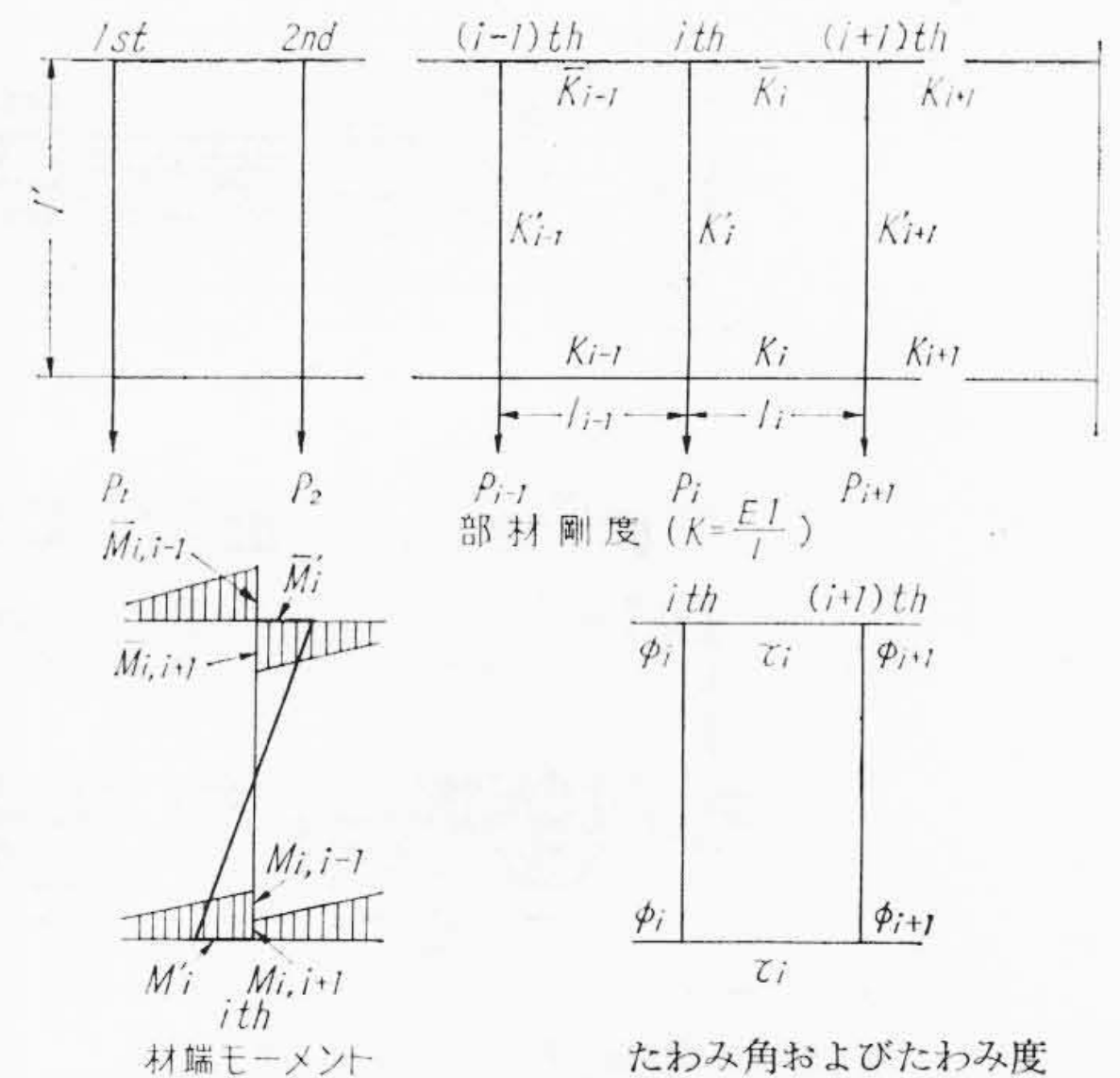
3. 側構え強度計算法

側構えの強度計算法として、開口部が規則的に配列されているものに対しては、これを窓の上下2部材およびこれらを結ぶ柱部材よりなるわく組構造と考え、第3図に示すように、3部材を各中立軸で置き換えたフィレンディール・ラーメンとみなす方法をとることができる。解法としてたわみ角法理論⁽²⁾を適用し、部材の変形量を不静定未知数とすると次の各式が成立する。

材端モーメント

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_{i,i+1} &= \bar{K}_i (2\bar{\varphi}_i + \bar{\varphi}_{i+1} + \mu_i) \\ \bar{M}_i' &= K_i' (2\bar{\varphi}_i + \varphi_i) \\ M_i' &= K_i' (2\varphi_i + \bar{\varphi}_i) \\ M_{i,i+1} &= K_i (2\varphi_i + \varphi_{i+1} + \mu_i) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、各節点のたわみ角を ϕ 、各スパンのたわみ度を τ とすると $\varphi_i = 2\phi_i$ 、 $\mu_i = -6\tau_i$ である。



第3図 側構えのラーメンへの置換へ

節点方程式

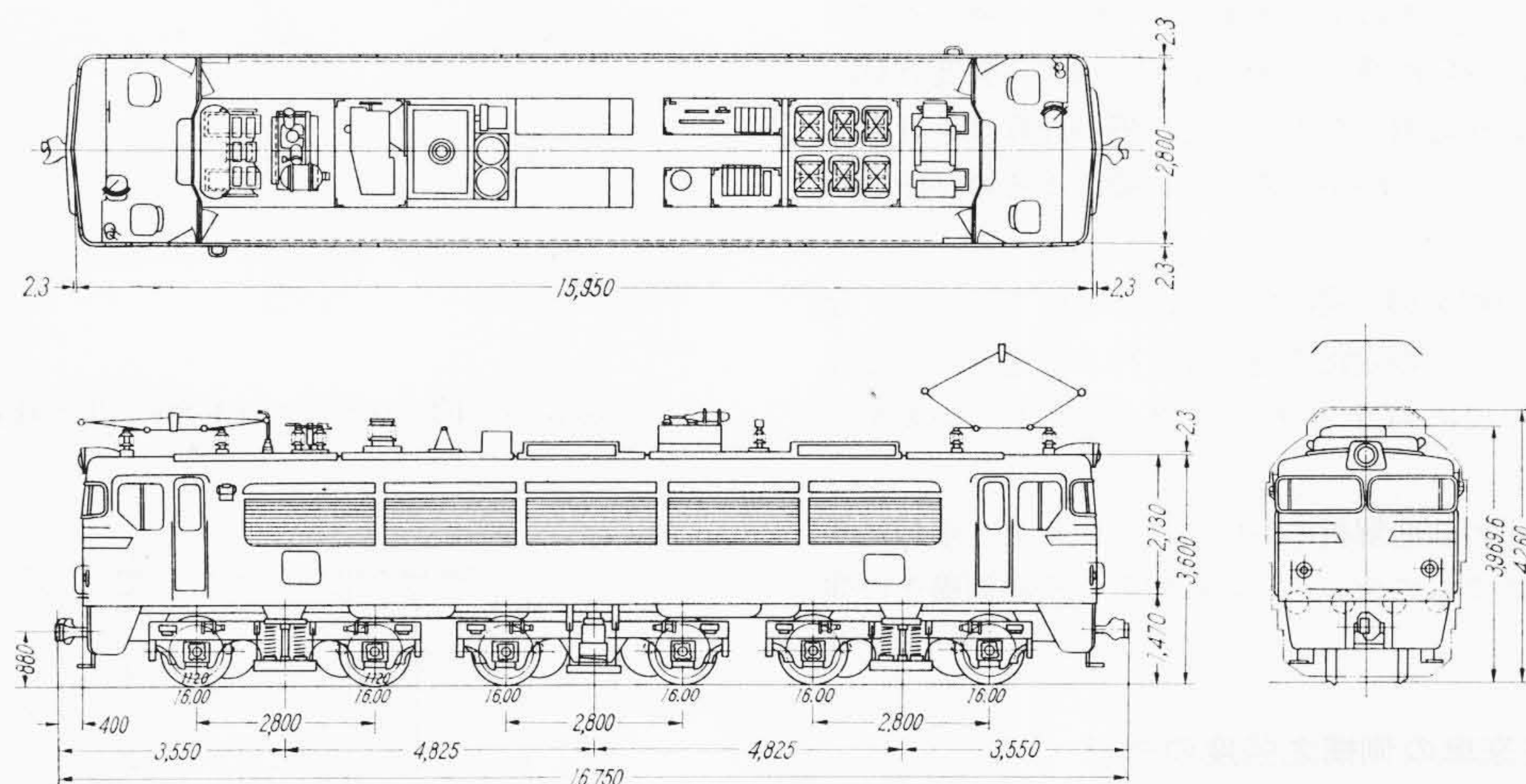
$$\left. \begin{aligned} 2(\bar{K}_i + \bar{K}_{i-1} + K_i') \bar{\varphi}_i + \bar{K}_i \bar{\varphi}_{i+1} + \bar{K}_{i-1} \bar{\varphi}_{i-1} \\ + K_i' \varphi_i + \bar{K}_i \mu_i + \bar{K}_{i-1} \mu_{i-1} = 0 \\ 2(K_i + K_{i-1} + K_i') \varphi_i + K_i \varphi_{i+1} + K_{i-1} \varphi_{i-1} \\ + K_i' \varphi_i + K_i \mu_i + K_{i-1} \mu_{i-1} = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

層方程式

$$\bar{K}_i \bar{\varphi}_i + \bar{K}_i \bar{\varphi}_{i+1} + K_i \varphi_i + K_i \varphi_{i+1} + \frac{2}{3} (\bar{K}_i + K_i) \mu_i = \frac{1}{3} l_i \sum p_i \dots\dots\dots (3)$$

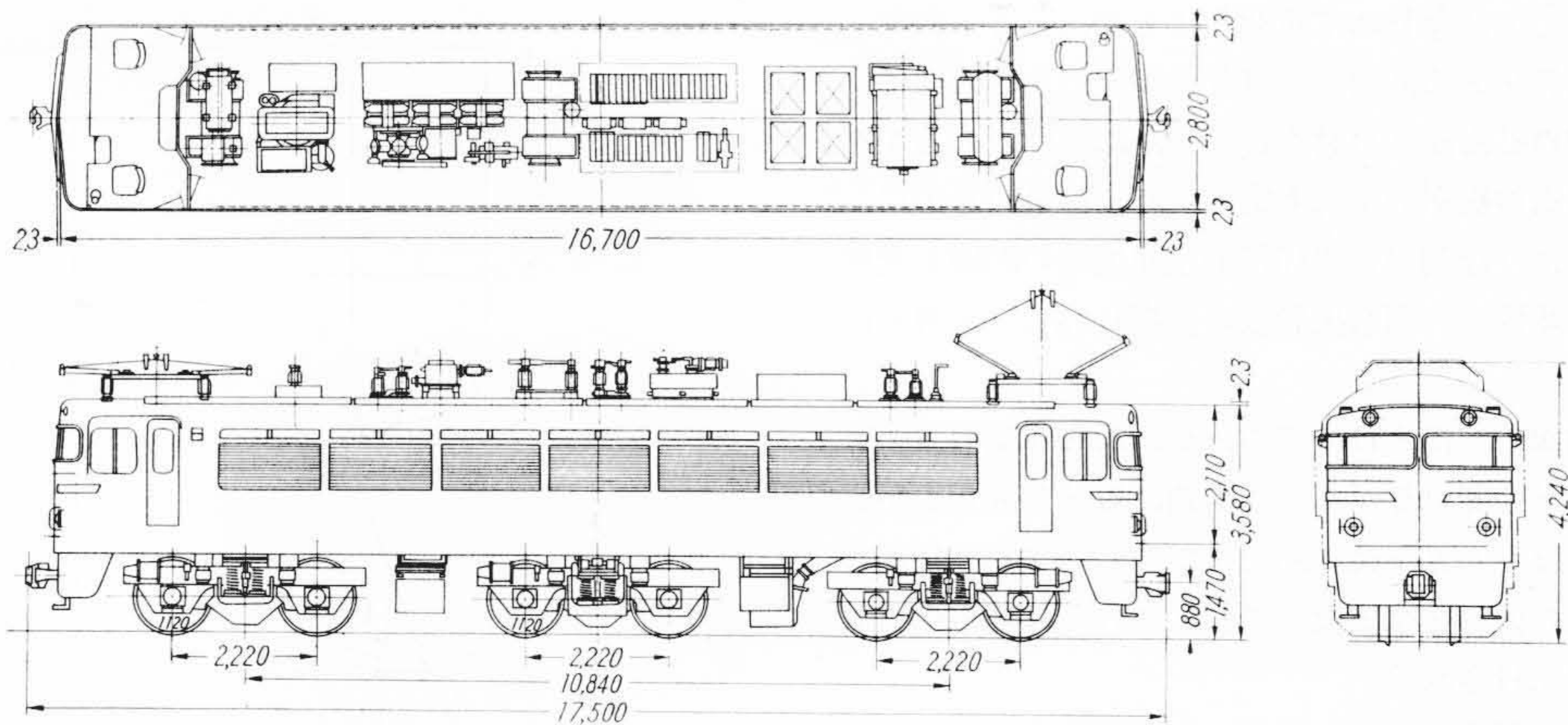
垂直荷重は、下の各節点に集中荷重として負荷されるものとし、中間荷重(まぐらはり支点反力を含む)については、(2)、(3)式の右辺に荷重項を導入すればよい。

第3図の記号に従えば、側構えのある1スパンに対して未知数は、 φ_i 、 $\bar{\varphi}_i$ および μ_i の3個であり、 n スパンを有する側構えは、



機関車重量	運転整備全重量	96.00 t	個	数	240 (5S×12P×4A)
	空車全重量	95.32 t	制御方式	非重連、電圧制御、界磁制御	
電気方式		単相交流 60～20 kV	制御装置	高圧タップ切換器	
機関車容量	連続定格出力(全界磁)	2,250 kW		制御回路電圧	直流 100V
	連続定格引張力(全界磁)	17,700 kg		灯回路電圧	直流 100V
	連続定格速度(全界磁)	45.6 km/h	相変換方式	相変換機(分相起動抵抗)	
	電動機形式	MT 52		電源電圧	単相交流 440V
	電動機個数	6	補機駆動用電動機	方 式 3 相カゴ形誘導電動機	
	最高許容速度	95 km/h		電源電圧	3 相交流 440V
動力伝達装置	1段歯車減速 つけかけ式		列車暖房装置	電気式(主変圧器4次電圧単相交流 1,500V 420 kVA)	
	歯 数 比	17 : 70 = 1 : 4.12	ブレーキ装置	EL14AS 空気ブレーキ	
主変圧器	方 格 容 量	送油風冷式		ネジ手ブレーキ	
	方 格 容 量	連続定格 2,600 kVA	台車形式	両 端 台 車	DT 120
シリコン整流器	方 格 容 量	強制通風、単相ブリッジ結線		中 間 台 車	DT 121
	方 格 容 量	連続定格 2,430 kW 750 V × 3,240 A	製造初年	昭和 36 年	

第4図 EF70形電気機関車



機関車重量	運転整備全重量	96,000 t	制御方式	個重数	252 (9S×7P×4A)
電気方式	空車全重量		制御装置	非重量	抵抗直並列制御弱界磁制御
機関車容量	単相交流 50~20 kV 直流 1,500V		補機回路電圧	電磁空気単位スイッチ式	
	1時間定格出力(全界磁)	1,950 kW	制御回路電圧	直流 100V	
	1時間定格引張り(全界磁)	14,850 kg	灯回路電圧	直流 100V	
	1時間定格速度(全界磁)	46.9 km/h	補機回路電圧	直流 1,500V 単相交流 200V 50~	
	電動機形式	MT53	補機駆動用電動機	交流補機	方式 2相コ形誘導電動機
	電動機個数	3		直流補機	電源電圧 2相交流 100V
動力伝達装置	最高許容速度	105 km/h			方式 直流直巻補極付
	平歯車一段高速歯車連結				電源電圧 直流 1,500V
主変圧器	歯車比	72:20=3.6:1	ブレーキ装置	EL14AS 空気ブレーキ	
	方式	送油風冷式		ネジ手ブレーキ	
シリコン整流器	定格容量	連結定格 2,280 kVA	台車形式	両端台車	DT 127
	方式	強制通風単相ブリッジ結線		中間台車	DT 128
	定格容量	連続定格 2,170 kW	製造初年	昭和 37 年	

第 5 図 EF 80 形 電 気 機 関 車

3n 元の連立一次方程式を解くことにより、強度解析を行なうことができる。一般の車体は前後対称であるから、未知数は約半分に低減できることは言うまでもない。

多元連立一次方程式 $[A][x]=[B]$ の解 $[x]=[A]^{-1}[B]$ を求めるには、右辺の定数項 $[B]$ が変わる場合、個々の方程式を解かず、左辺の係数行列 $[A]$ の逆行列を求めておけばよい。(2),(3)式において、この逆行列をまず求めておくことは、設計上荷重分布の変更に対処することや、ジャッキによる車体持ち上げ位置の強度的検討を行なうに便利であり、さらに車端圧縮荷重に対する強度計算にも、荷重条件の仮定により応用できよう。逆行列の計算は手計算による逐次近似法⁽³⁾によってもよいが、電子計算機によるのが能率的である。

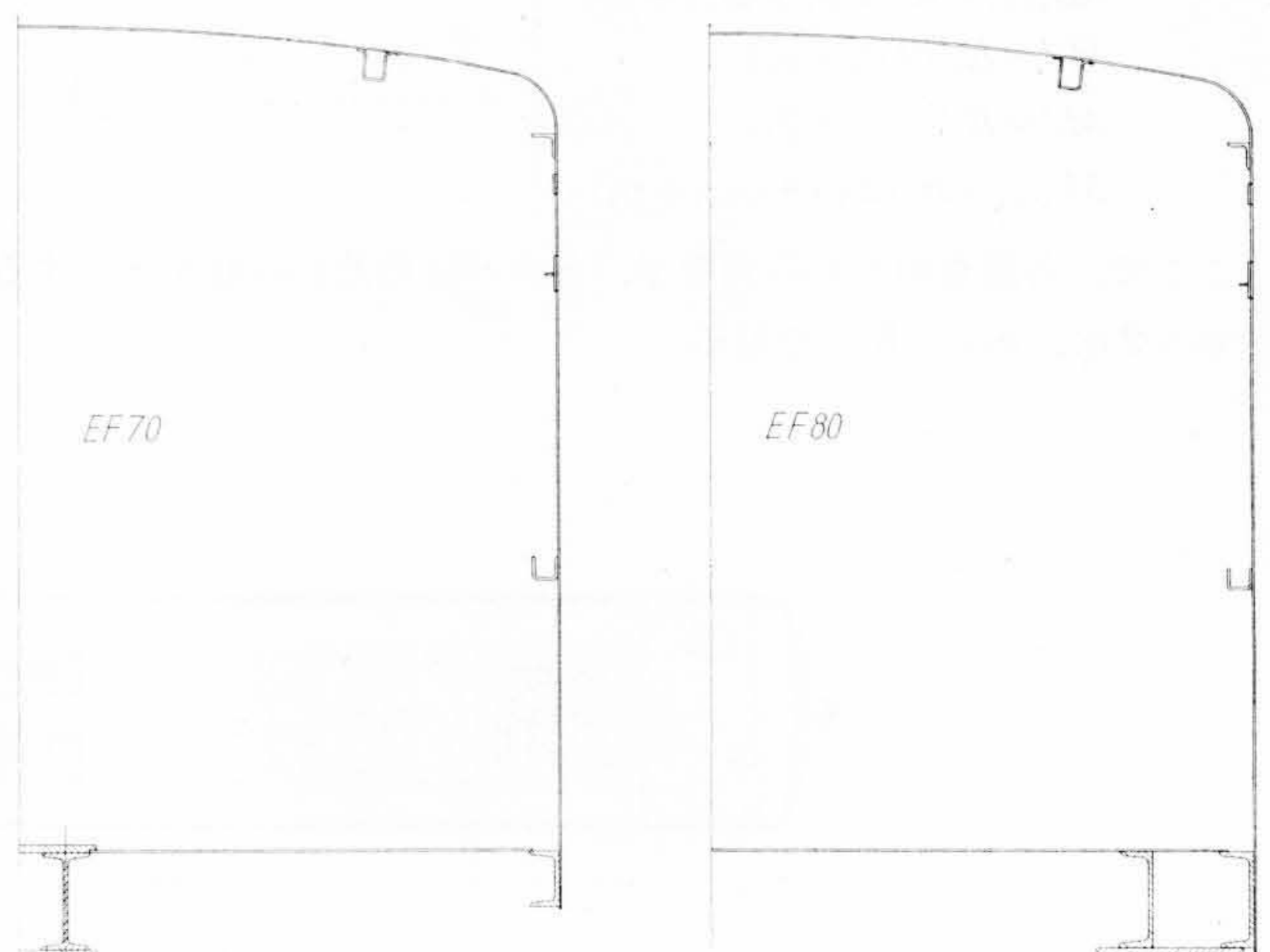
求めた(2),(3)式の解を(1)式に代入し、部材のモーメント分布を計算するが、モーメントの変化の急激な支持点付近の部材の外板については、せん断座屈に対するチェックをしておく必要がある。

なお次に述べる在来車の強度解析においては、便宜上「重ねはりによる逐次近似法⁽⁴⁾」によってラーメンの近似解を求め側構えの強度計算を行なった。

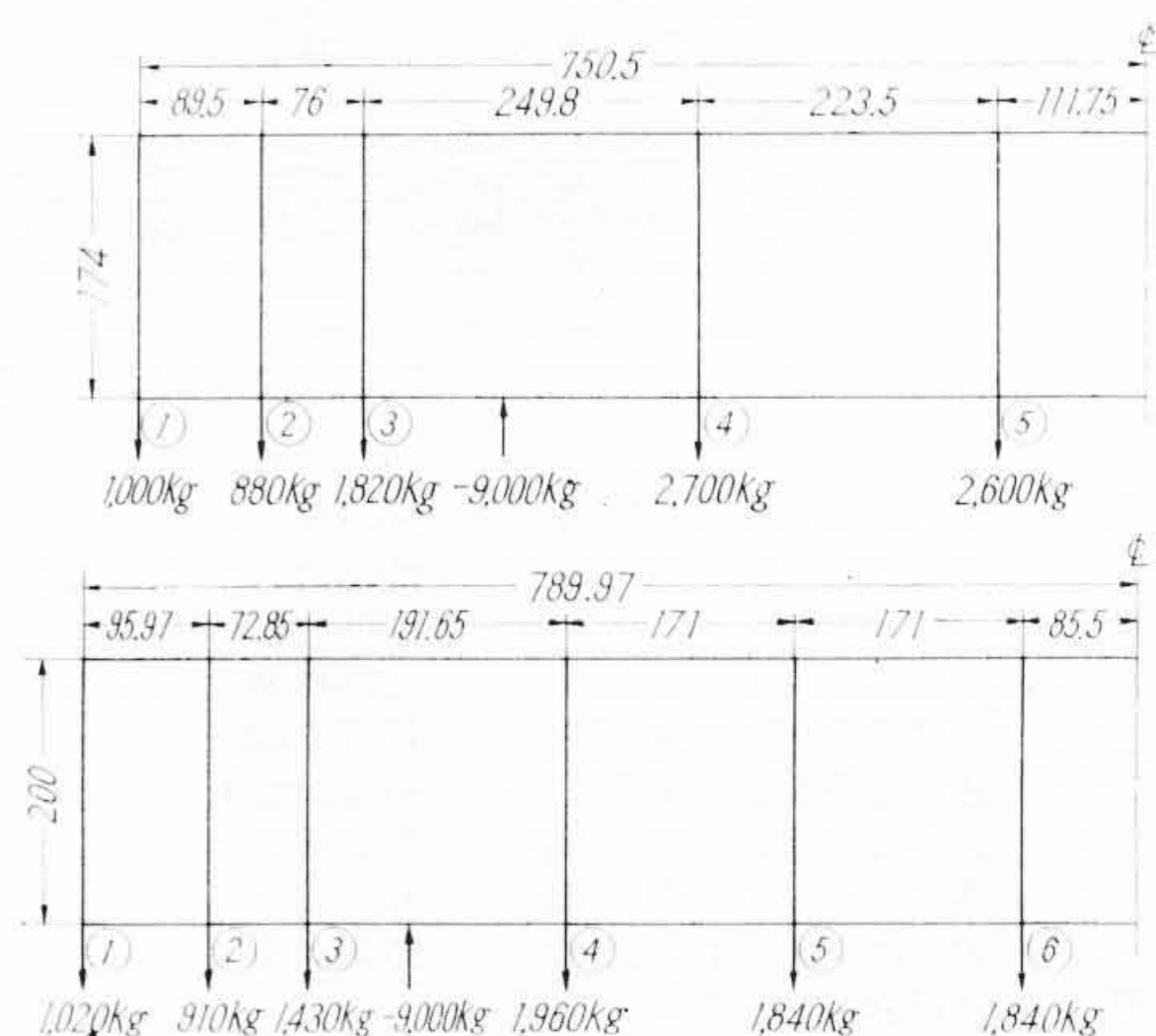
4. 在来車の側構え強度の検討

在来の設計法による車体の側構え強度を検討するため、第 4 図に示す EF 70 形および第 5 図に示す EF 80 形電気機関車の車体に対して、垂直荷重試験および解析を行なった。第 6 図に示すように、EF 70 はいわゆる中はりを有する台わく構造であり、EF 80 は、側構えの一部とみなされる側はりが主要強度部材となっている構造である。

両車種とも車輪配列は B₀-B₀-B₀ および B-B-B であって車体は 3 点支持されるが、ここでは、現車の強度確認よりむしろ台わくのみの計算と実際の各部応力の相違の確認を目的としたので、両端台車の側受位置での 2 点支持とし、便宜的に両車種とも 36 t の荷重を床上に等分布させ、荷重試験結果と計算値の比較を行なった。EF 80



第 6 図 EF 70 および EF 80 車体の機械室断面形状



第 7 図 EF 70 および EF 80 車体の側構えラーメンの構成

については、重ねはり法による側構え強度計算の結果を示し、EF 70 については、側構えと中はりの協同作用の確認を主眼とし、台わく

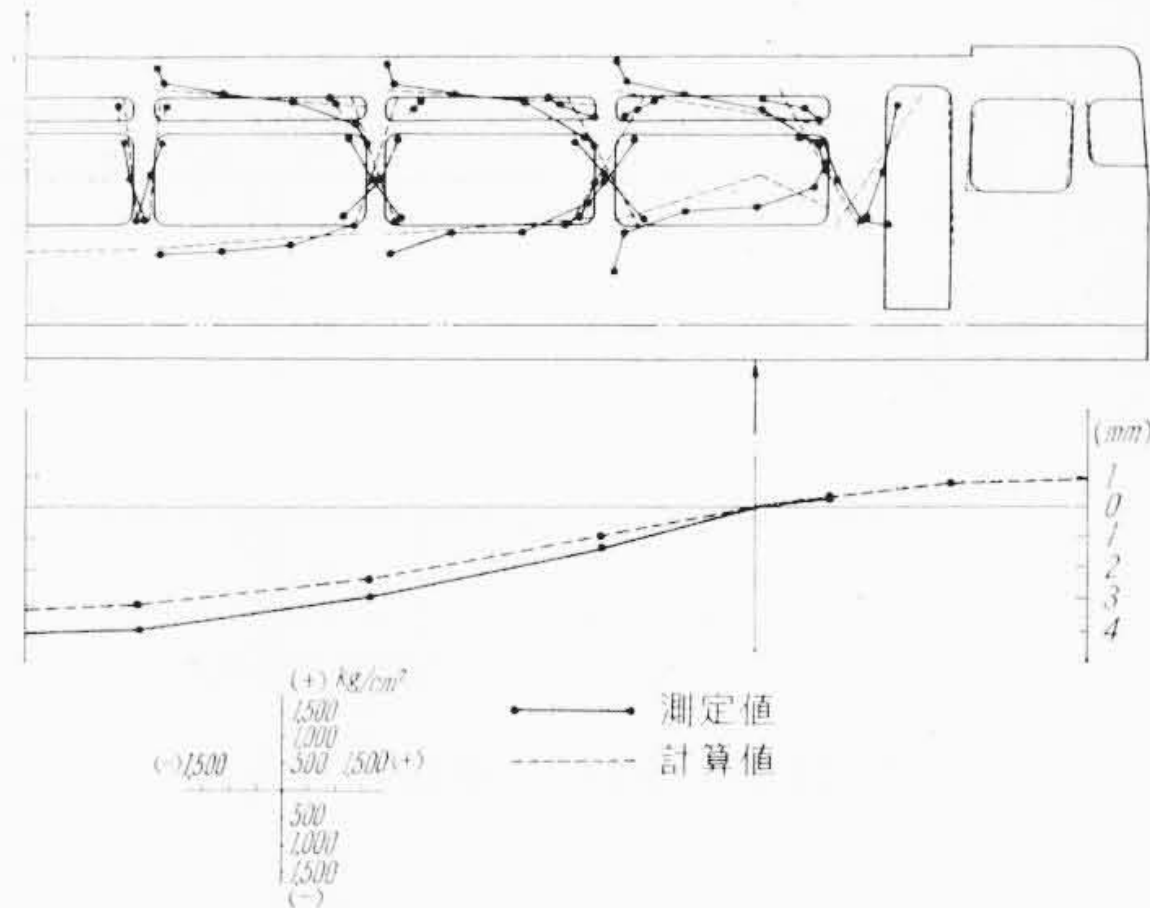
第1表 EF 70 および EF 80 車体の部材特性値

車種 節点番号	EF 70					EF 80					
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
I	8,150	2,590	5,570	5,570	5,570	8,930	2,590	5,570	5,570	5,570	5,570
(K)	(191)	(71.6)	(46.8)	(52.4)	(104.8)	(195)	(74.6)	(61)	(68.4)	(68.4)	(137)
I'	75	95	8,450	278	278	75	95	5,680	278	278	278
(K')	(0.905)	(1.145)	(102)	(3.38)	(3.38)	(0.785)	(0.997)	(59.5)	(2.91)	(2.91)	(2.91)
I	87,800	3,070	56,940	56,940	56,940	255,900	30,600	123,000	123,000	123,000	123,000
(K)	(2,060)	(85.3)	(478)	(535)	(1,070)	(5,600)	(882)	(1,350)	(1,510)	(1,510)	(3,020)

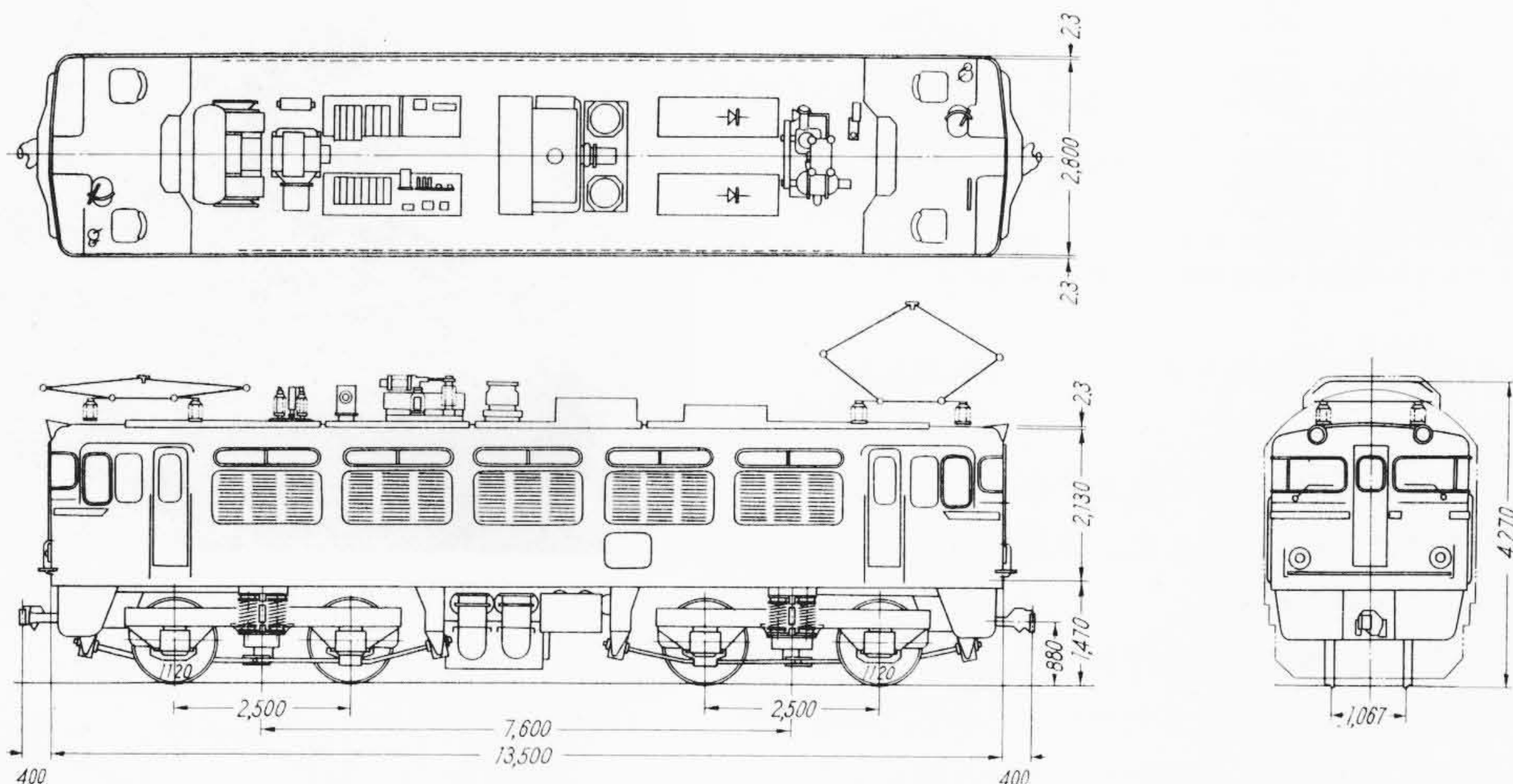
ここに I, I, I' : 上下および柱部材断面二次モーメント (cm^4)
 K, K, K' : 上下および柱部材の部材剛度 ($\times 10^6 \text{kg} \cdot \text{cm}$)

第2表 EF 70 車体の垂直荷重に対する中はりと側構えの荷重分担比

	測 定 点	中梁たわみ量 (mm)	側構えたわみ量 (mm)	荷重分担率 () 内は %
たわみ量より算出	車 体 中 央	3.50	3.05	1 (13) : 6.7 (87)
		中 梁 計 算 値 (kg/cm^2)	中 梁 測 定 値 (kg/cm^2)	
中梁応力より算出	車 体 中 央	910	130	1 (12.5) : 7 (87.5)



第8図 EF 80 車体の応力分布およびたわみ曲線



機関車重量	運転整備重量	67.2 t	制 御 方 式	個
	空 車 重 量	66.48 t		重連 永久並列接続変圧器 2 次電圧
電 気 方 式	単相交流 50~ 20 k V		制 御 装 置	磁気増幅器による連続制御
機関車容量	1 時間定格出力(全界磁)	1,900 kW		低圧タップ切換器, 磁器増幅器
	1 時間定格引張力(全界磁)	14,100 kg	制 御 回 路 電 圧	直流 100 V
	1 時間定格速度(全界磁)	49.1 km/h	灯 回 路 電 圧	直流 100 V および 24 V
	電 動 機 形 式	MT 52	相 変 換 方 式	相変換機 (分相抵抗起動)
	電 動 機 個 数	4	電 源 電 圧	単相交流 400 V
動力伝達方式	最大許容運転速度	100 km/h	方 式	三相カゴ形誘導電動機
	平歯車 1 段減速つりかけ式		電 源	三相交流 400 V
主 変 圧 器	歯 車 比	16 : 71 = 1 : 4.44	列車暖房方式	電気式 (主変圧器 4 次電圧, 単相交流 1,470 V 380 k V A)
	方 式	外鉄油入密封送油風冷形	ブレーキ装置	EL14AS 空気ブレーキ (つりあい管式)
整 流 器	定 格 容 量	連続定格 2,330 k V A		ネジ手ブレーキ
	形 式	風冷式シリコン整流器	台 車 形 式	DT 129 A DT 129 B
	定 格 容 量	連続定格 1,938 kW 2,040 A	製 造 初 年	昭和 38 年

第9図 ED 75 形 電 気 機 関 車

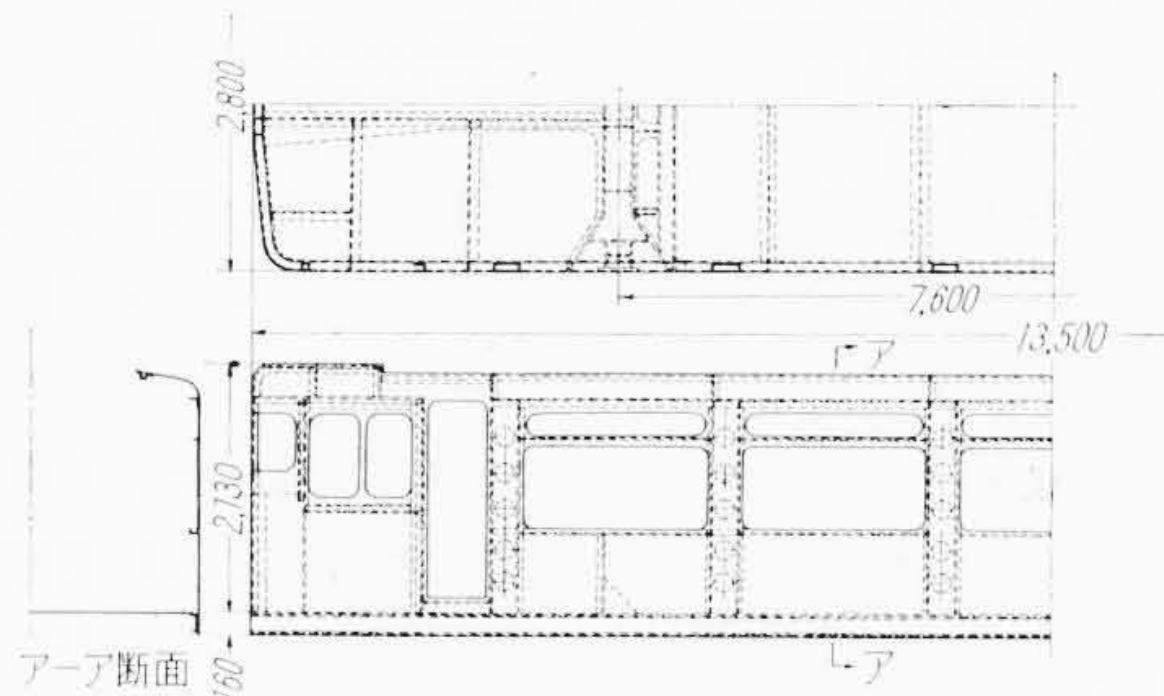
中はりのみの強度計算結果を示した。両車種の車体側構えのラーメンの構成を第7図および第1表に示す。

EF 80 の側構え応力分布およびたわみを第8図に示す。

EF 70 については、第2表に測定結果にもとづく側構えと中はりの荷重分担比のみを示すが、側構えの応力分布の傾向は EF 80 と全く同様であった。

これらの結果を検討して次のことが明らかになった。

- (1) EF 80 の側構え応力分布およびたわみはほぼ計算値に近似しており、側構えの車体強度部材としての効果が確認された。
- (2) 側構えの応力は概して低いが、支点付近の窓隅部にかなり高い値を示し、柱部材の断面選定の重要なことを示している。とくに両車種とも、柱の剛度が小さいため上部材への荷重伝達が十分でないと考えられる。
- (3) EF 70 の側構えと中はりの荷重分担比を求めると、約 87% が側構えの負担となっている。この割合は、客電車で求められた数値⁽⁵⁾⁽⁶⁾と大略近似しており、中はりの車体強度への寄与は意外に小さい。

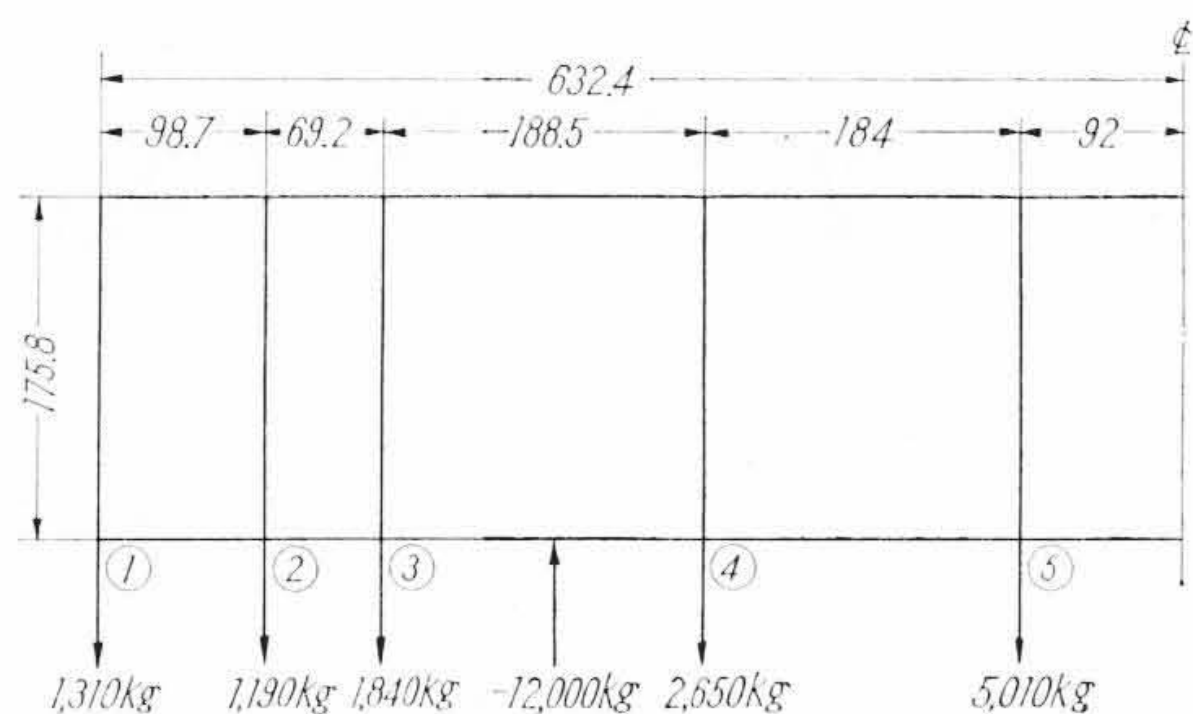


第10図 ED 75 車 体 構 造

5. ED 75 形電気機関車の車体構造

5.1 設 計

本機関車は、仙山線の交流電化以来、集積されてきた国鉄における交流電気機関車の製作ならびに運転実績を総合した今後の標準形式とみなされるものである。この機関車の車体に対して、在来車の強度解析結果にもとづいてより合理的な軽量構造を実現することを試みた。第9図に本機関車の外形および仕様を示し、第10図に車



第 11 図 ED 75 車体側構えラーメンの構成

第 3 表 ED 75 車体の部材特性値

節点番号	①	②	③	④	⑤
$\bar{I}$ (K)	5,170 (109.8)	5,430 (165)	5,170 (57.2)	5,170 (58.1)	5,170 (116.2)
I' (K')	54 (0.637)	249 (2.97)	2,890 (34.5)	2,130 (25.4)	2,130 (25.4)
I (K)	93,680 (1,995)	4,800 (145.6)	53,070 (589)	53,070 (596)	53,070 (1,192)

ここに $\bar{I}$, I , I' : 上下および柱部材断面二次モーメント (cm^4)
 K , K , K' : 上下および柱部材の部材剛度 ($\times 10^6 \text{ kg}\cdot\text{cm}$)

体構造を示す。従来の車体に比べ、特長とするところは次のとおりである。

- (1) 台わく中よりは、連結器取り付けのためのまくらはり前部のみとし車体中央ではこれを廃止した。車端衝撃はまくらはりを経て側構えに伝達される。
- (2) まくらはり車端圧縮荷重により曲げおよびねじりを受けるから、水平方向に十分な強度をもたせた（しかし、主電動機たわみ風道による寸法上の拘束から、十分な幅が与えられず、第 10 図に示すような特殊な形状となった）。まくらはり直後の床板は、圧縮荷重による座屈防止に留意してある。
- (3) 柱部材の曲げ剛性は車体強度に大きな影響をもち、軽量化のためには、曲げ剛性を上げることが望ましい⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾。このため、柱の幅をできるだけ大きくして「 Γ 」形断面とし、中立軸付近に丸穴を抜き、曲げ部材として有効な形状とした。
- (4) 出入口部分は車端圧縮にそなえ、部材断面を吟味し、剛性の保持に努めた。
- (5) 柱部材と開口部寸法の割り付けは、空気取入れ口の配置と外観などから拘束はあるが、極力合理化した。

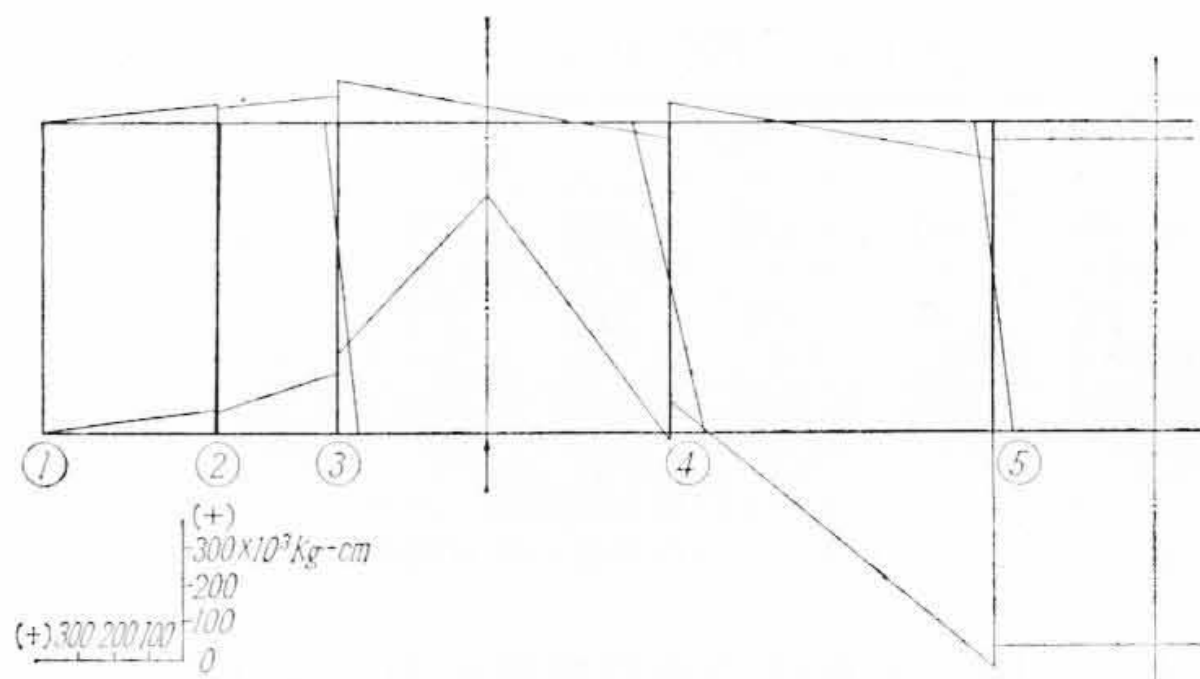
側構えのラーメンの構成は第 11 図および第 3 表に示すとおりで、前述のたわみ角法理論によってこれを解き、逆行列を求めるのに電子計算機を利用した。第 12 図に得られたモーメント線図を示す。

5.2 検 討

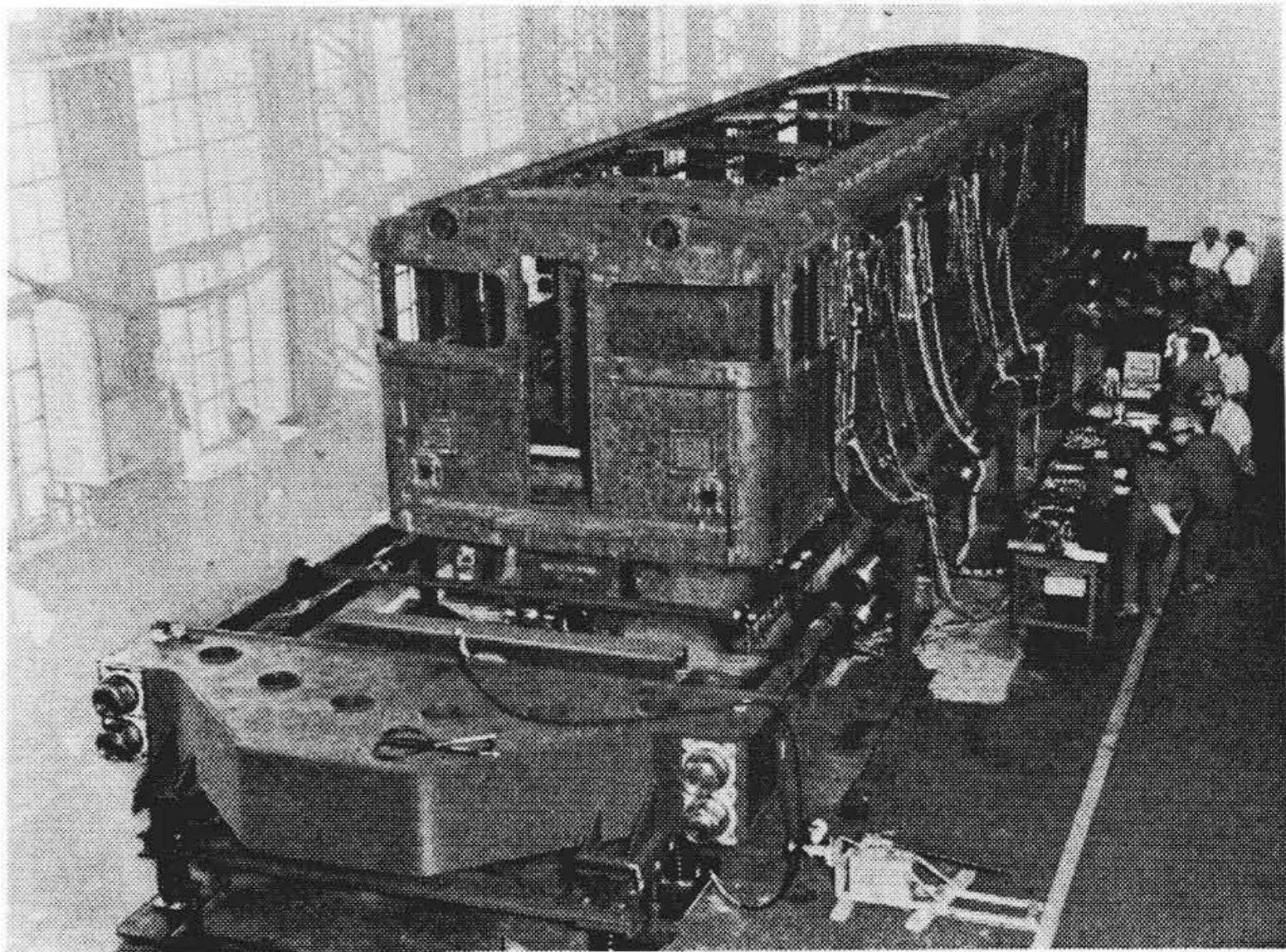
本機関車は量産に先行して試作車が製作された。試作車の車体は、鋼体完成時垂直荷重ならびに車端圧縮荷重について強度試験が行なわれた。

第 14 図は垂直荷重に対する側構えの応力およびたわみ測定値を示すが、比較的高い応力を示す窓部分について計算値と比較するとほぼ近似の傾向を示した。このほか台わくなどの応力は一般に低く、車体は十分な強度をもつことがわかった。たわみ測定値は、計算との近似度がやや悪く大きな値を示したが、曲げ剛性については比較の資料が少なく、今後の検討を要する問題であろう。

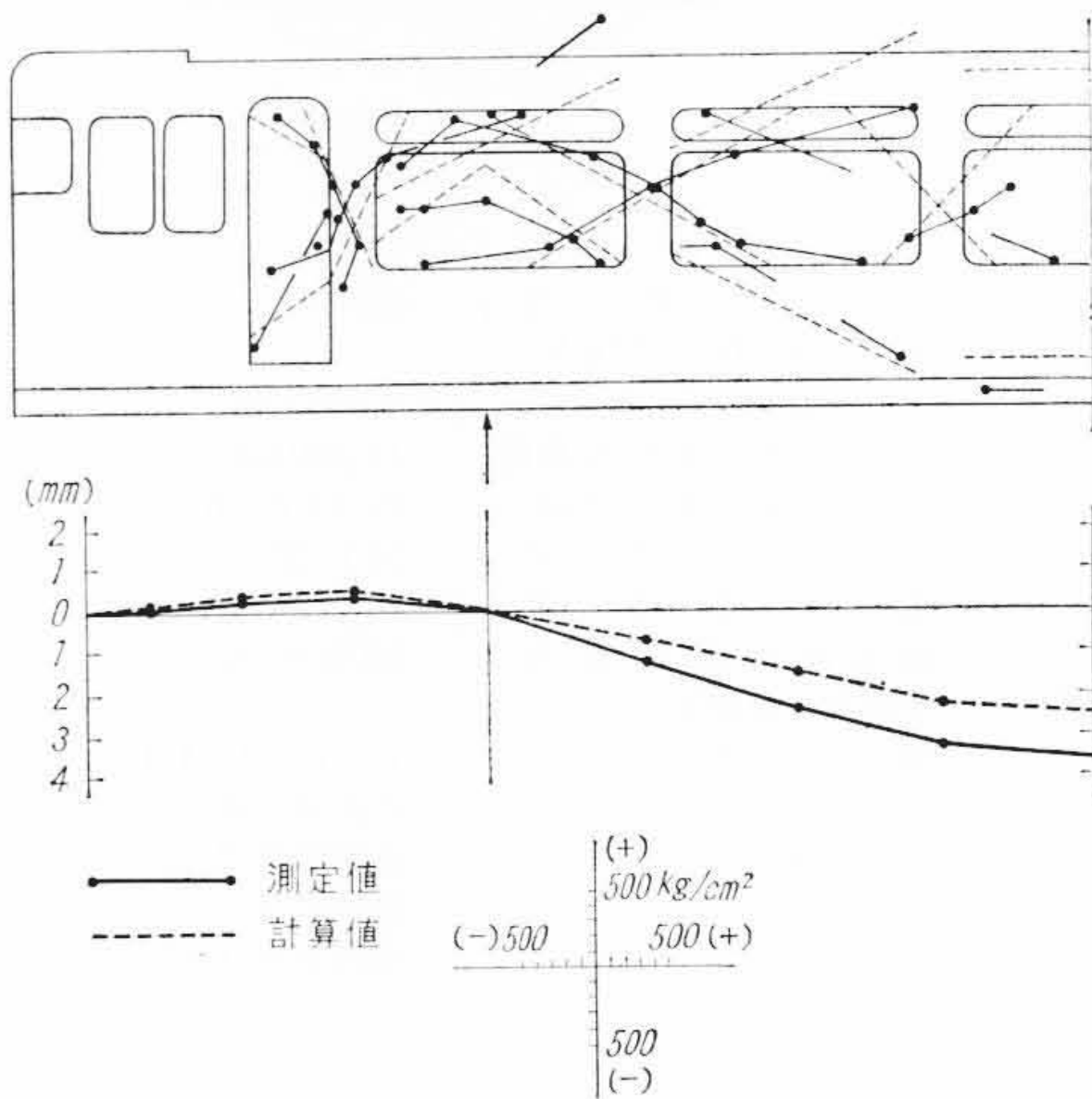
在来の車体に比べ柱の剛性を極力大きくしたが、曲げモーメント分布から判断するとなおこれを増大させることが望ましい。側構えの寸法割り付けは、種々の拘束があり強度のみから決定できないが、柱の剛性を増し上下部材の軸力で構成される内部モーメントを大き



第 12 図 ED 75 車体モーメント線図



第 13 図 ED 75 形車体荷重試験状況



第 14 図 ED 75 車体の応力分布およびたわみ曲線

第 4 表 機関車車体重量比較表

車 種	EF70	EF80	ED710	ED75
車 体 長 さ (m)	15,950	16,700	13,600	13,500
車 体 全 重 量 (t)	19,930	21,000	13,640	14,500
車 体 台 わ く (t)	9,740	11,060	5,530	5,140
車体全重量/全長 (t/m)	1.25	1.26	1.00	1.07
台わく/全重量×100 (%)	49	52	40.5	35.6

くして、より効率的な構造とする余地がある。

なお車端圧縮荷重(80 t)に対しても、この車体の特長である中よりはりを廃止した構造の強度を確認することができた。

本構関車の車体重量を在来の車種と比較すると、第 4 表に示すとおりとなる。車体全重量は、類似車種の ED 71 よりやや大きいにもかかわらず、台わくはいちじるしく軽量化され、部材配置を合理化することにより他の部分に比較的余裕のある設計重量を与えることができた。なお試験結果より、量産車についてはさらに重量軽減を図り得る見通しを得た。

6. 結 言

従来の設計法による車体の強度解析を行ない、側構えの強度部材としての効果を確認し、柱の剛性を上げてより合理的な構造とすべきこと、台わく中よりは荷重分担割合が予想外に低いことを述べ、その結果にもとづいて ED 75 形電気機関車の車体に対し、台わくを軽量化し側構えを強度部材として部材配置の合理化を行なった構造を採用しほぼ所期の成果を得た。荷重試験の結果、垂直荷重に対してはかなり計算値に近い傾向を得たが、応力、たわみとも計算精度の向上のためなお検討を要するであろう。一方、車端衝撃に対する強度計算法は、いまだ確立されていない現状なので今後この究明を行なってゆく予定であり、機会を得て別に報告したいと考える。

本車体の試作および荷重試験は、今後の構関車の車体設計に有力な資料を提供するものと考えてるが、今回得られた多くの示唆を生かし、今後より合理化された構造の実現に努力したい。

終わりに、ED 75 形電気機関車の車体設計ならびに荷重試験について、ご指導、ご立会いただいた日本国有鉄道技術研究所車両構造研究室伊東技師、臨時車両設計事務所景山技師はじめ関係各位に深じんなる謝意を表するとともに日ごろ種々ご指導を受けている日立製作所笠戸工場飯島課長にお礼を申上げる次第である。

参 考 文 献

- (1) 高橋ほか：日立評論 41, 345 (昭 35-3)
- (2) 鷹部屋：不静定応力理論とその応用 (昭 17, フルス社)
- (3) S. J. Mcminn: Matrices for Structural Analysis (1962, E. & F. N. Spon. Ltd)
- (4) 飯島ほか：機械学会第 34 期通常総会講演会前刷 (第 3 室) 61 (昭 32-4)
- (5) 林, 赤坂：機論集(第 1 部) 23, 127, 219 (昭 32-3)
- (6) 鈴木：機学誌 35, 177, 29 (昭 7-1)
- (7) 飯島：日立評論 39, 721 (昭 32-6)
- (8) 飯島：日立評論 40, 1204 (昭 33-10)
- (9) 飯島：日立評論 42, 1185 (昭 35-11)



特許第 404901

特 許 の 紹 介



仲 野 善 一

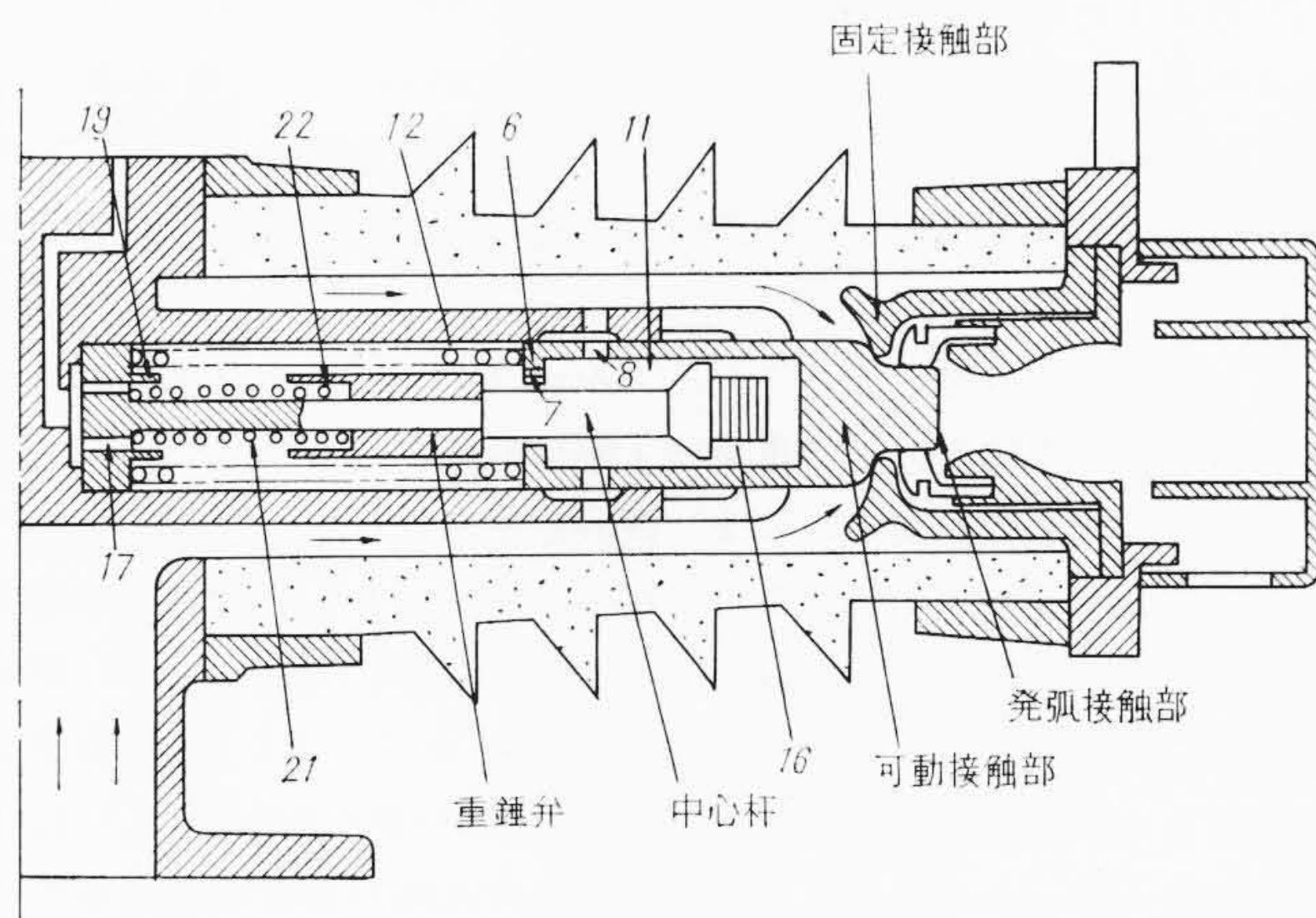
空 気 遮 断 器

この発明は空気遮断器の遮断部の構造に関するもので、図に示すように、中空可動接触部の案内筒内の可動接触部の背後の室内に重錘弁を設けて、開路運動の終衝程における衝撃を緩和し、またその遮断時に消費される圧縮空気の量を節減しようとするものである。

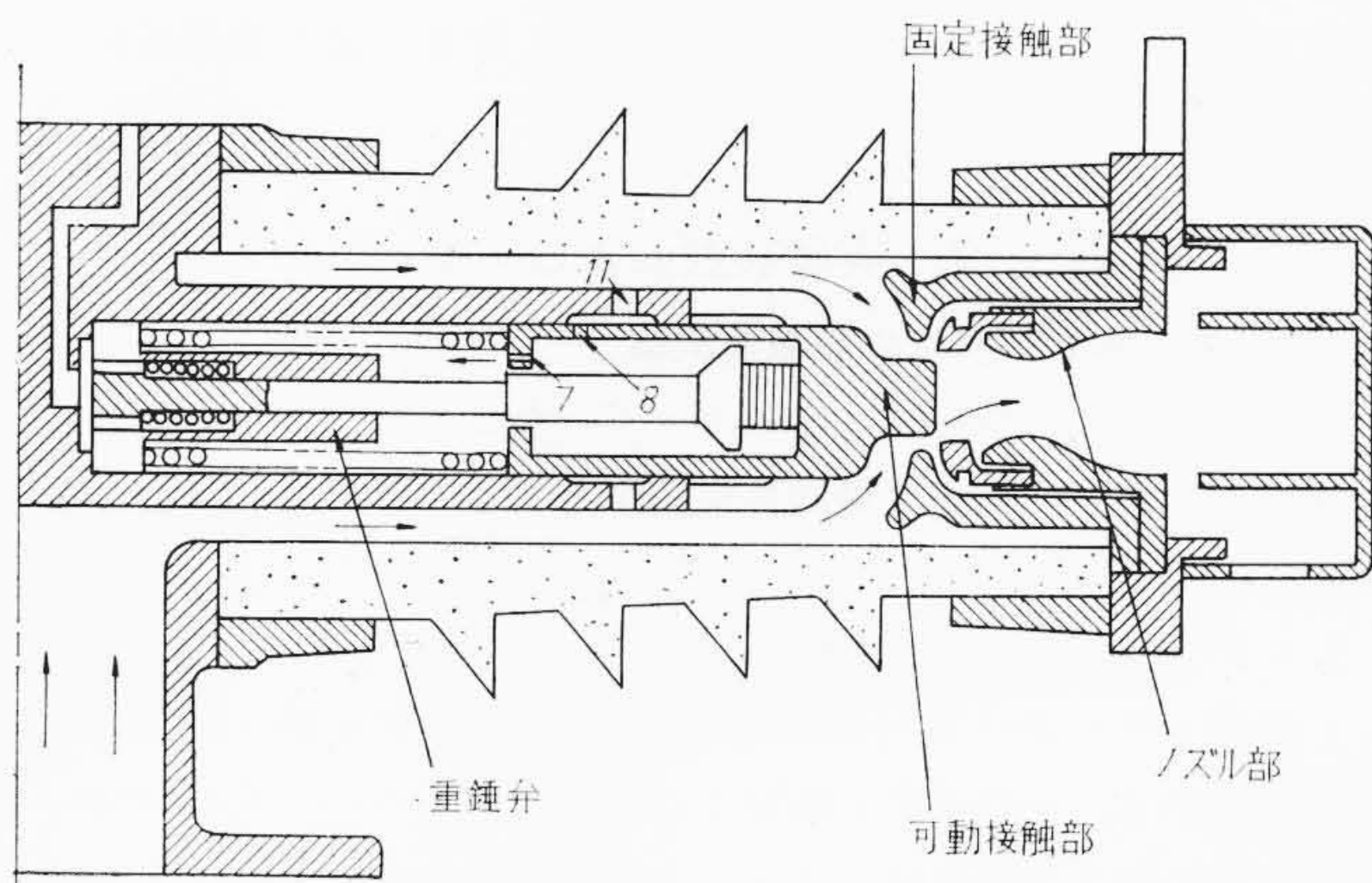
図面によってこの発明を説明すると、第 1 図はその閉路状態を示しているが、開路指令に応動して矢印で示すように遮断室に圧縮空気が流入すると、まずこの圧縮空気は通気孔 8, 11 を通して可動接触部の中空室内に流入し、可動接触部のフランジ部 6 を左方に押圧し可動接触部を急速に左方に移動して、固定接触部、補助発弧接触部の順に接触を開き、発弧接触部と可動接触部の先端との間に発生したアークはノズル内に吹き込まれて消弧される。

この間可動接触部は左方に高速で移動を続け、その終衝程においてフランジ 6 が重錘弁と衝突し、可動接触部の運動勢力は重錘弁に伝えられ、バネ 12 およびクッション 16 の作用と相俟って急減する。一方、重錘弁は中心杆の小径部をバネ 21 の力に抗して左方に移動し始め、第 2 図に示すようにフランジに設けた通気孔 7 より流入する圧縮空気の作用と相俟って弁部 22 を弁座 19 に圧接して排気孔 17 を閉じる。通気孔 7 からの圧縮空気の流入が続くとフランジ 6 の左方の室内の圧力が漸増し、一定の圧力に達するとバネ 12 の力によって可動接触部は右方に移動し、固定接触部に接触し、遮断室内の空気のノズル側への流れを遮断し、遮断器は再閉路する。なおこの場合、可動接触部が右方に移動を始めると、圧縮空気の供給は停止され、重錘弁もバネ 21 の力によって第 1 図の状態に復する。

このように空気遮断器の遮断部を構成することによって先に述べた目的を達成する空気遮断器が得られる。(小 島)



第 1 図



第 2 図