

# 応力測定結果に基づく溶接台車の設計

The Designing of Welded Trucks Based on the Results of Stress Measurement

油井 兄朝\* 楠本 韶\*\*  
Shigetomo Yui Shō Kusumoto

## 内 容 梗 概

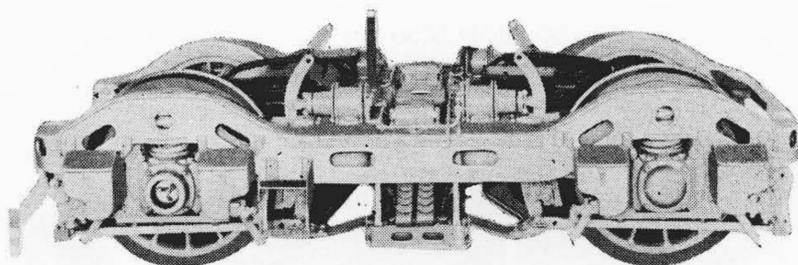
溶接構造台車わくの代表的形状のものにつき、模型および実物による負荷試験を行い、従来の実測結果より求めた多くの推定荷重を負荷した場合の台車わく各部の応力分布を測定し、近似計算式を用いて求めた値と比較した。その結果特殊の応力集中部を除いて実測値に近い計算値が得られること、および特に注意すべき応力集中箇所としてはりの中腹にあけた穴の周辺、補強の周囲などが明らかとなった。さらにこれらの点につき模型実験を試み光弾性実験によりはり中腹部の穴の周辺の応力分布に対する理論計算式を求め得た。また、従来ほとんどなされていなかったはりに対する補強の影響について母材と補強板の板厚の関係も含めて模型実験を行った。

## 1. 緒 言

溶接構造台車わくは車両の軽量化の一端として近来広く実用に供され、その構造も従来の台車そのままをそっくり溶接構造におきかえたものから、完全に新構想によるものに至るまで各種現われている。これら各種の台車わくにつき走行中の応力を測定してみるとその応力分布や発生ひん度は従来行われてきた簡単な荷重推定や応力計算結果と異なった値を示すことがあり、これがしばしばき裂、破損の発生原因となることもある。それは荷重の大きさおよび方向の推定誤り、負荷の応力分布状況、断面急変による応力集中などの推定に根本的問題があり、さらに溶接構造物の施行法、継手検査法、継手形状といった点に共通した原因がみられるようである。台車わくに加わる外力の測定結果は多く得られており、上記諸点につき模型および実物を中心とした局部的解析を行うことにより細部を明らかにすることができると考えられる。われわれは以上の方針のもとに電気機関車用2軸台車わくの応力測定を1/2.5の模型、実車につき行い、その結果より設計製作上特に留意すべき点について言及する。

## 2. 最近の台車わく構造の変化

高速化、軽量化の要求にともない最近の客電車用台車にはほとん



第1図 EH10 台車写真

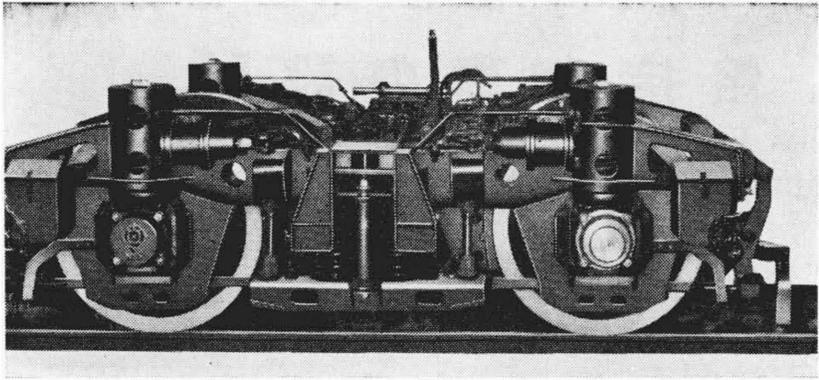
ど溶接構造が採用されており、電気機関車もその例にもれず電気部分と機械部分の重量比が従来の4:6から5:5さらに逆に6:4程度にまで変化している<sup>(1)</sup>。これらはたとえば交流機においては変圧器整流器などの部品の増加により、また直流機およびディーゼル電気機関車でも軽軸重により支線区への入場を容易とし、しかも引張力は従来より大きくするなどの要求から場合によっては客電車以上に考えられることも生じてくる。ここではおもに電気機関車用台車についてのべるが、一般に軽量化の対象としては輪軸、ブレーキ関係は主電動機の特長および保守上の点からこれらに手を加えることはむずかしく、台車わくのみ集中化される傾向にある。ここ数年の2軸台車の変化状況を第1表に示し外形図を第1~4図に示す。本表において台車わく重量の項ではED50、EH10に比してED4521、ED71では実に1/3の値になっている。

第1表 電気機関車用2軸台車の変遷

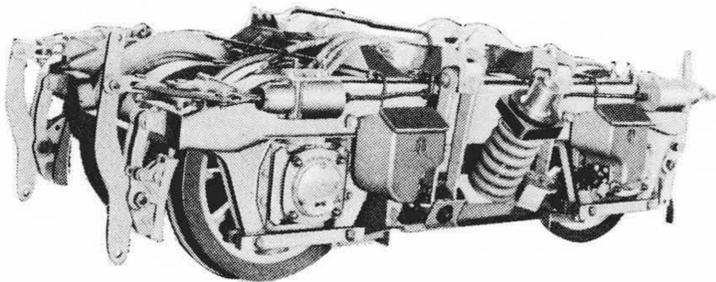
車種別	ED 50	EH 10	ED 4521	ED 5050	DF 50	ED 71 (試作車)
各項						
納入先	秩父鉄道	国鉄	国鉄	東武鉄道	国鉄	国鉄
機関車重量(t)	50	120	60	42	81	64
軸配置	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub> +B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>	B-B	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>	B <sub>0</sub> -B <sub>0</sub>
電気方式	DC1,500V	DC1,500V	AC20,000V	DC1,500V Single Motor 式	ディーゼル電気	AC20,000V
製造初年	1951	1954	1956	1957	1958	1959
車輪径(mm)	1,000	1,250	1,120	1,000	1,000	1,120
固定軸距(mm)	2,500	3,100	2,300	2,080	2,300	2,500
主電動機出力(kW)×個数	200×4	325×8	375×4	330×2	112×6	475×4
台わく構造	厚鋼板組立式	一体鋳鋼	全溶接	全溶接	溶接鋳鋼組合せ	全溶接
台わく重量比(%)	100	93	51	37	52	57
車体支持装置	心皿支持	心皿支持	全側受支持	全側受支持	心皿支持	全側受支持
心皿荷重比(%)	100	94	153	90	143	164
台わく重量 心皿荷重	0.196	0.195	0.066	0.080	0.071	0.068

\* 日立製作所水戸工場

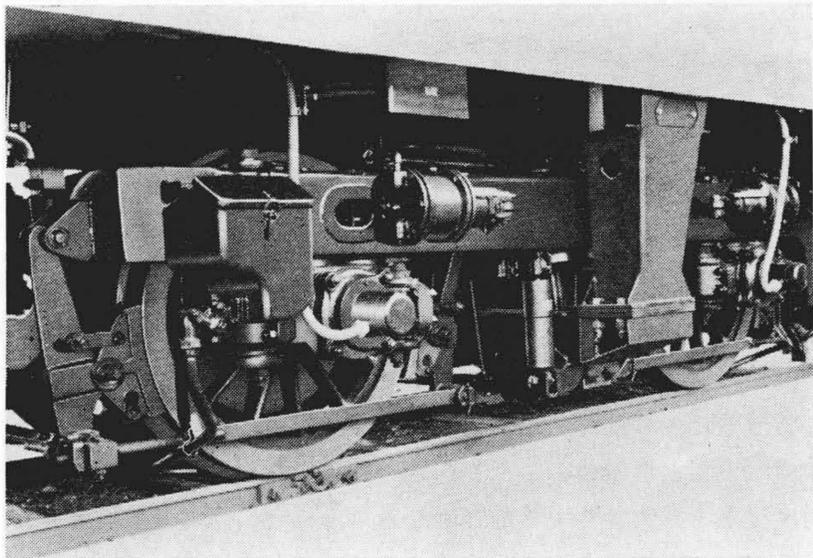
\*\* 日立製作所日立研究所



第2図 ED 4521 台車写真



第3図 ED 5050 台車写真



第4図 ED 71 (試作車) 台車写真

性能上の要求からも台車わく構造は変化し、初期の心皿支持式から最近では全側受支持式に移っており、これは軸重移動を少なくする目的からとられた方式であって<sup>(2)</sup>、第5図にその略図を示す。このためわくに外力の加わる位置が従来とかわり、応力分布について十分調査する必要がある。

3. 模型台わくの応力測定

ED 4521用台車わくの $\frac{1}{2.5}$ 模型について応力測定を行ったがこれの応力測定状況を第6図に示す。

3.1 台車わくに加わる荷重

実物の台車に加わる荷重は第7図において、

$W_B$ : 車体の1台車重量 {心皿荷重であるが、この場合枕バネ上として揺枕一式の重量も含む} = 17,900 kg

$W_T$ : 台車全重量 = 6,800 kg

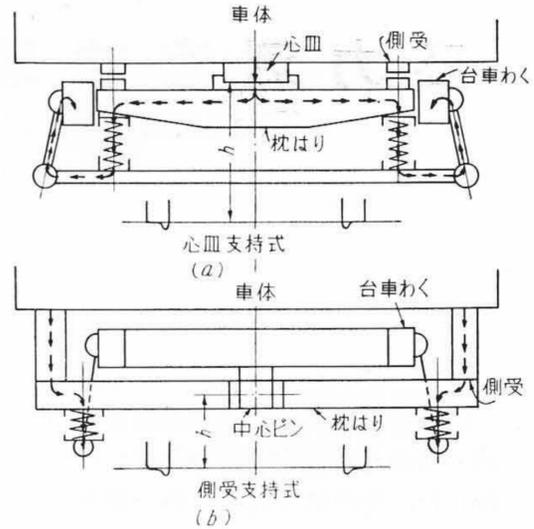
$W_{TA}$ : 台車軸バネ上重量 = 3,500 kg

$W_M$ : 主電動機重量(駆動装置を含む) = 2,760 kg

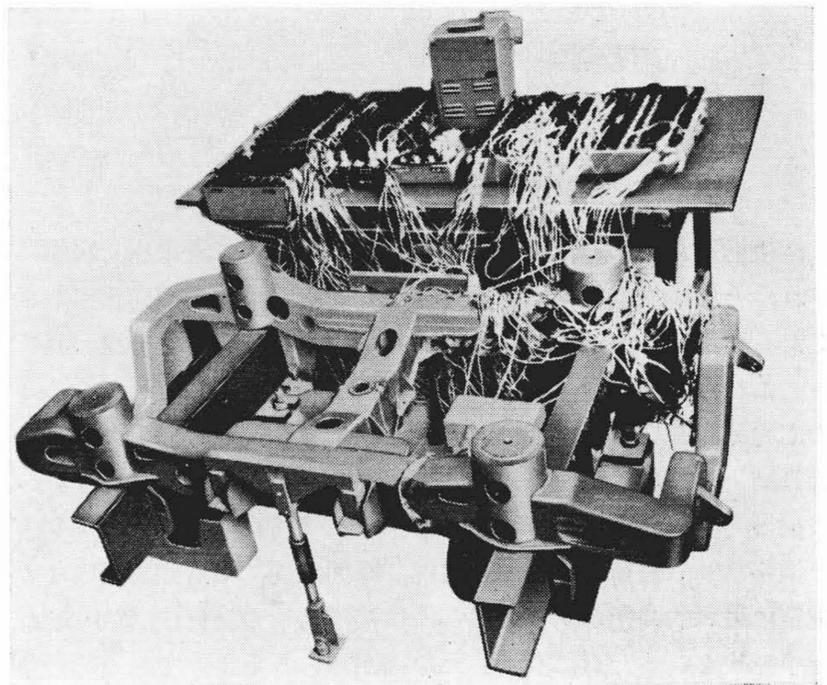
$W_{B'}$ : 上下振動による車体の割増荷重 =  $0.3 W_B$  (上下加速度  $0.3g$ ) = 5,370 kg

$H$ : 車体重心に作用する水平力 =  $0.2 W_B$  (左右加速度  $0.2g$ ) = 3,580 kg

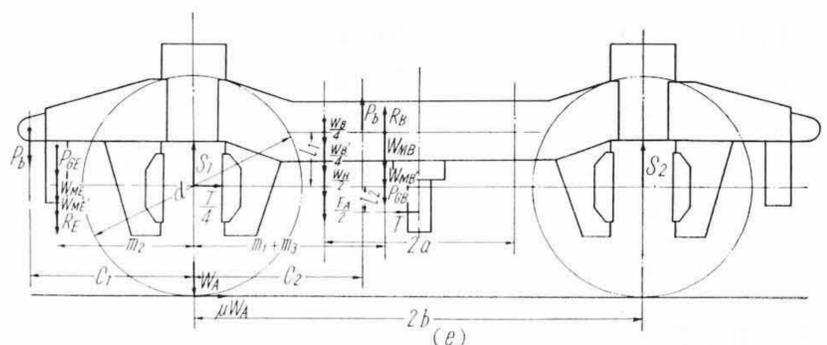
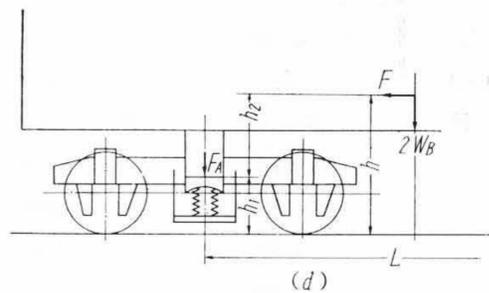
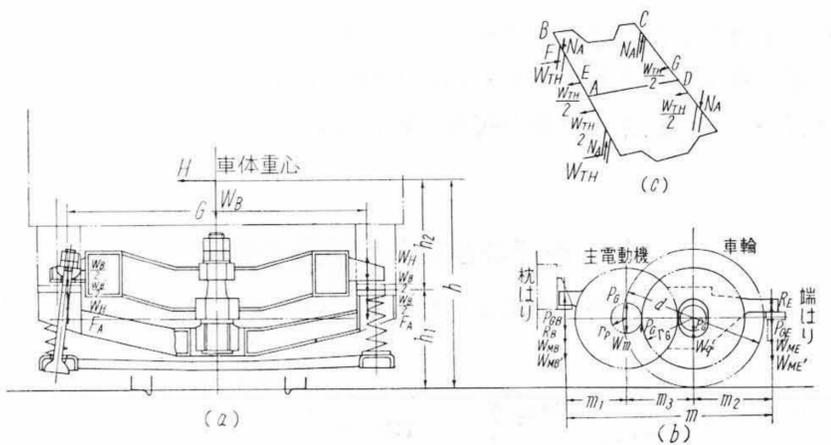
$W_H$ : 水平力によるつりリンク部への割増荷重 =  $H \frac{h-h_1}{G} = 0.2 W_B \frac{h_2}{G} = 3,580 \times \frac{1.05}{1.65} = 2,280$  kg



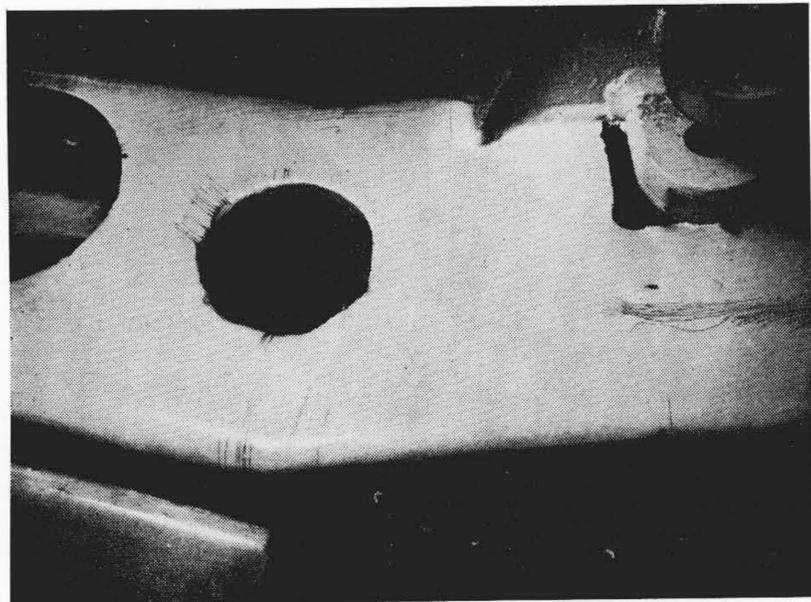
第5図 車体支持方式の比較略図



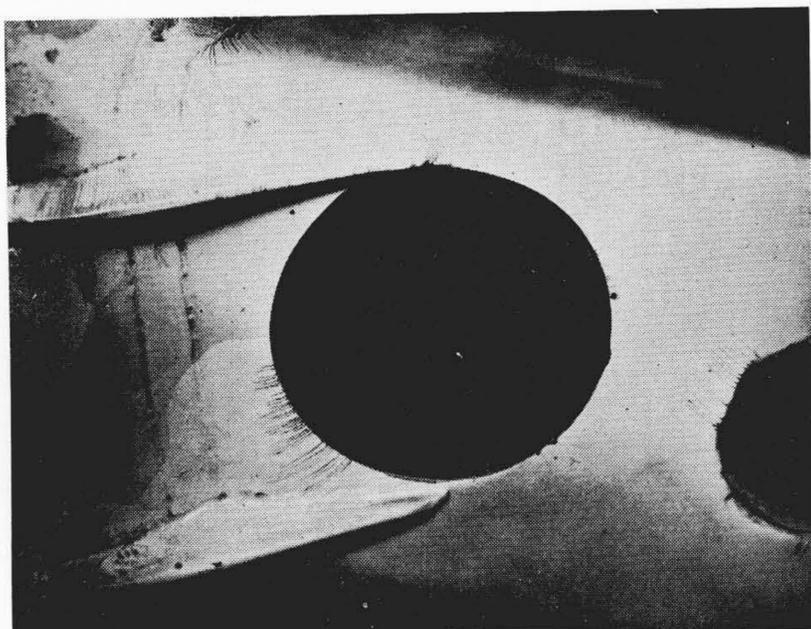
第6図 ED 4521 模型台わく応力測定状況



第7図 台車わくに加わった荷重とその状況



(a)



(b)

第8図 台車わく各部の応力集中状況ひずみ塗料

$F$ : 車体重心に作用する制動推力  $= 0.32 \times 2W_B$  (制動時最大加速度  $0.32g$ )  $= 11,450 \text{ kg}$

$F_A$ : 制動推力による側ばり上への割増荷重  $= \frac{F}{2} \frac{h_2}{L} = 0.32 W_B \frac{h_2}{L} = 5,725 \times \frac{1.05}{7.0} = 860 \text{ kg}$

$P_b$ : 側ばりに加わる制動摩擦反力  $= P_B \mu_s \frac{4.5}{3.5}$  ( $\frac{4.5}{3.5}$  は非常・常用の制動筒圧力比)

$\mu_s$ : 車輪・制輪子間摩擦係数  $= 0.32^{(3)}$  とする

$P_B$ : 制動力  $= W_A \eta \times \frac{1}{4} W_A$ : 軸重  $\div 15,000 \text{ kg}$   $\eta$ : 制動率  $= 0.85$   
 $P_B = 15,000 \times 0.85 \times \frac{1}{4} = 3,180 \text{ kg}$

$P_b = 3,180 \times 0.32 \times \frac{4.5}{3.5} = 1,310 \text{ kg}$

$T$ : 車端衝撃力  $= W_T + 2W_M$  (車端衝撃加速度は  $1g$  と仮定し, 連結器が車体につけている場合)  $= 12,320 \text{ kg}$  (前後荷重により割れの生じた台車もあるが<sup>(4)</sup>絶対値としては上記考えで十分である)

$W_{TH}$ : 車軸に作用する水平力  $= 0.2 \frac{W_A}{2}$  { 左右加速度  $0.2g$  と推定したものだが曲線通過の一般式は  
 $W_{TH} = (W_B + W_T + 2W_M) \left( \frac{v^2}{gR} - \alpha \right)$   $v$  = 列車速度  $= 85 \text{ km/h}$ ,  $R$  = 曲線半径  $= 400 \text{ m}$ ,  $\alpha$  = カントから計算されるレールの傾斜角, カント  $76 \text{ mm}$  とすれば  $W_{TH} = 2,100 \text{ kg}$  実測値<sup>(5)</sup>も大略この範囲にある }  $= 2,690 \text{ kg}$

$W_{MB}$ : 主電動機重量による枕ばり側に加わる力  $= W_m \frac{m_2 + m_3}{m} + W_q \frac{m_2}{m} = 2,000 \times \frac{0.65 + 0.49}{1.665} + 0.76 \times \frac{0.65}{1.665} = 1,670 \text{ kg}$

$W_{ME}$ : 主電動機重量による端ばり側に加わる力  $= W_m \frac{m_1}{m} + W_q \frac{m_1 + m_3}{m} = 1,090 \text{ kg}$

$R_B = -R_E$ : 主電動機回転反力  $= P_G \frac{r_p}{m} = 0.2 W_A \frac{r_p}{r_G} \frac{d}{m}$   
 $= 0.2 \times 15,000 \times \frac{15}{82} \frac{1,120}{1,665} = 370 \text{ kg}$

$P_G$ : かみ合力  $= 0.4 W_A \frac{d}{2r_G} = 0.2 W_A \frac{d}{r_G}$  (レール車輪間摩擦係数  $0.4$ )  $= 8,200 \text{ kg}$

$P_{GB} \cdot P_{GE}$ : かみ合反力  $= \mp P_G \frac{m_3}{m} = \mp 2,410 \text{ kg}$

$d$ : 車輪径  $= 1,120 \text{ mm}$

$N_A$ : 軸バネのたわみ差から生ずるねじり力  $= 0.3 \frac{W_A' (6)}{4} = 2,000 \text{ kg}$

$W_A'$ : 一台車当り軸バネ上総重量  $= W_B + W_{TA} + W_M = 26,920 \text{ kg}$

$W_{MB}'$ : 主電動機重量の振動荷重による割増荷重(枕ばり側)  $= 0.3 W_{MB} = 500 \text{ kg}$

$W_{ME}'$ : 主電動機重量の振動荷重による割増荷重(端ばり側)  $= 0.3 W_{ME} = 330 \text{ kg}$

模型に加える荷重は応力が実物と等しくなるようにこれらの値の  $6.25$  分の  $1$  とした。

以上の諸荷重が台車わくに作用する箇所および方向は第7図(a)(b)(c)(d)(e)に示すとおりであるがこれらの重複について種々検討する必要がある。

### 3.2 実験方法

供試台わくは SS 41 鋼板 (3.2 mm) 全溶接構造であり, 荷重方法は定盤上に軸バネ筒部 4 箇所の支点をおき, 反力測定用の支柱の上に鋼球を介して台わくを支持し, 各部の荷重はすべてターンバックルを回して加え 4 箇所の支柱にはったひずみゲージによって測定した。この状況も第6図を参照されたい。

### 3.3 ひずみ塗料による応力測定

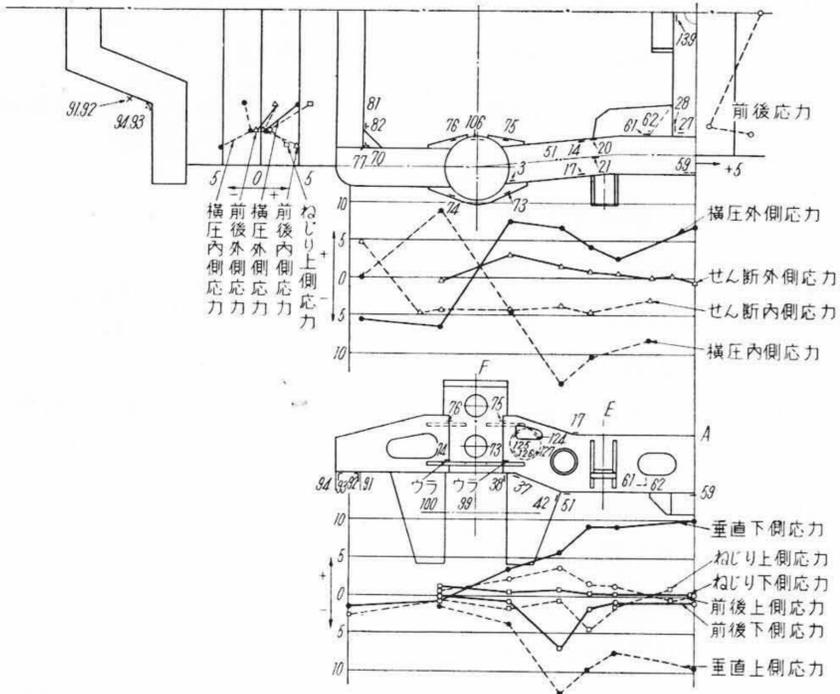
おもに垂直荷重のみを加えて応力集中部を探すことを目的とした。ひずみ塗料は関西ペイント K. K 製ダイラー-B を使い噴霧器による吹付けを行い, 室温  $20^\circ\text{C}$  で約 19 時間自然乾燥後炉に入れて  $75^\circ\text{C}$  で 2 時間加熱, 炉冷後約  $50^\circ\text{C}$  付近から放冷した。荷重試験時の温度は  $20^\circ\text{C}$  であった。塗装部分はわく全体を 4 等分した一部とし第6図左上白色部にその状況がみられる。

第8図は荷重試験の結果ひずみ塗料に発生した割れの状況である。最大ひずみは割れと直角方向に生ずることが知られており<sup>(7)</sup> また割れ発生密度が大きいほどひずみが大きいことを示している。同図(a)は台車わく内側の応力集中状況であり, 右側ブレーキテコつり下げの側ばり中央の密集部は第6図垂直荷重負荷部つりリンク受の腕の一部が側ばりを突抜いて本図の裏側で溶接されている部分であり, 左側は丸孔周囲の応力集中を示す。(b)は同じく台車わく内側を示しており(a)よりさらに軸バネ側に寄った箇所で, リブおよび大丸孔縁に密集している。模型の形状が複雑で乾燥条件を均一にすることが困難なため定量的なひずみ測定はできなかったが, 応力集中の位置と主ひずみの方向を知る目的は十分に達することができた。

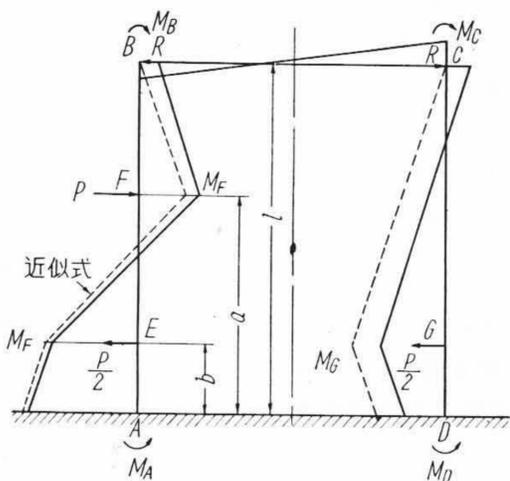
### 3.4 ひずみゲージによる応力測定

ひずみ塗料によって見出された応力集中部の主応力の方向にひずみゲージをはり付けて抵抗線ひずみ計による応力測定を行った。使用したひずみゲージは共和無線 K. K 製 K-22 (ゲージ長さ  $9 \text{ mm}$ ), 新興通信 K. K 製 S-21, S-121, S-131 (ゲージ長さそれぞれ  $8, 4, 3 \text{ mm}$ ), ひずみ計は共和無線 K. K 製 SM-4J 形である。

ゲージはり付け位置は第9図に示すように台車わくの  $1/4$  を対象とし, 146 箇所にわたり詳細に測定した。おもな部分の応力を第2表に示す。本表において前後荷重, ねじり荷重, 車軸水平力, せん断荷重については正逆の荷重状況により各点に二通りの応力値が現われるが, これらのうち積算されて大きい値の側 (たとえば静応力



第 9 図 台車わく応力分布図およびひずみゲージはり付け点  
縦軸は応力 (kg/mm<sup>2</sup>) を示す



第 10 図 台車わくに車軸水平力が加わった場合  
のモーメント分布図

+10kg/mm<sup>2</sup> に対し変動応力 +7 kg/mm<sup>2</sup>, -5 kg/mm<sup>2</sup> のときは +7 kg/mm<sup>2</sup> をとる)のみを記載した。

台車わく各部の応力分布を荷重の種類別にプロットすると第 9 図の線図に示すようである。これらは孔部やリブ取付部などの応力集中の大きい点は別途に考えてプロットしていないが、一般的な傾向はわかる。本構造では特に垂直荷重と横向荷重による応力が大きく、前後、ねじり、せん断の各荷重に対しては特に大きな応力は生じていない。

### 3.5 測定結果の検討

第 2 表の応力値を第 9 図と対照してみると応力値の高いところは ⑭, ⑰ の溶接部, ⑤①, ⑥②などのリブまたは板とはりとの接合部 ⑦③~⑦⑥, ⑨⑥, ⑩⑦などの大径孔部などの応力集中部分である。応力集中のない部分には特に大きな応力はみられない。以下各種の荷重別に測定結果を検討する。

#### 3.5.1 垂直荷重による応力

第 3 表は側はりを F 点で支持し、E 点で荷重をうける単純はりと考えて求めた計算値と実測値との比較である。測定値が計算値より高いのは単なる断面形状から算出した断面係数を使用したための誤差および応力集中の影響によるものと思われる。しかしこれらの影響の少ない部分の応力の分布は第 9 図に示すとおりであって上記の単純はりの応力分布に近い。この外軸バネ筒とはりとの接合部 ③, ③⑦, ⑦⑤などにも第 2 表のように曲げモーメントのわりに大きな応力が生じている。端部にも垂直荷重による応力が現われているが、これは側はり着点の側はり中心からのずれによるねじりモーメントを端部のみで受持ったと考えた場合の

第 2 表 ED 4521 模型台車わくの負荷応力  
(単位 kg/mm<sup>2</sup>)

ゲージ番号	荷重種別	負荷応力 (単位 kg/mm <sup>2</sup> )					
		垂直荷重	主電動機によるもの	前後荷重	ねじり荷重	車軸水平力	せん断荷重
3	静応力	-2.5	0.6	-1.5	-0.4	-2.1	-1.6
	動応力	-1.9	+0.2				
14	静応力	-11.7	-0.8				
	動応力	-8.7	-0.2	-1.3	-0.9	-14.0	-4.0
17	静応力	-7.6	-0.1				
	動応力	-5.7	0	-2.7	-0.2	-2.2	-2.0
20	静応力	-9.5	2.4				
	動応力	-7.2	0.7	-1.9	-1.8	-10.4	-4.5
21	静応力	-7.3	0				
	動応力	-5.4	0	-1.2	-1.9	-	-0.4
37	静応力	2.6	0.1				
	動応力	1.9	0	0.7	0.5	-	0.3
38	静応力	-0.1	0				
	動応力	0	0	0.4	0.1	-	0.2
42	静応力	-0.8	-1.0				
	動応力	-0.6	-0.3	-4.6	-2.0	-0.7	0
51	静応力	4.3	-1.2				
	動応力	3.2	-0.3	3.2	0.9	0	0.4
59	静応力	7.7	-0.5				
	動応力	5.8	-0.2	0.7	0.2	5.5	-0.6
61	静応力	5.7	1.6				
	動応力	4.3	+0.4	7.0	1.3	2.5	2.2
62	静応力	1.4	0.9				
	動応力	1.1	0.2	2.9	1.4	0.7	2.2
73	静応力	-2.5	0.7				
	動応力	-1.9	0.2	2.4	3.0	6.1	3.0
75	静応力	-2.3	0.1				
	動応力	-1.7	0	-1.0	-0.9	-3.8	-4.6
76	静応力	1.1	0.8				
	動応力	0.8	0.2	-0.3	-1.6	-0.7	-4.2
90	静応力	-1.1	0.7				
	動応力	-0.8	0.2	0.7	3.7	4.6	3.5
91	静応力	-2.9	3.9				
	動応力	-2.1	1.1	-0.3	-6.9	-3.5	-3.6
94	静応力	-3.3	4.1				
	動応力	-2.4	1.1	0	2.5	3.7	2.0
99	静応力	1.3	-1.9				
	動応力	1.0	-0.5	2.1	0.5	3.8	3.0
100	静応力	2.4	1.4				
	動応力	1.8	0.4	2.6	3.4	6.2	-2.2
106	静応力	2.5	-2.0				
	動応力	1.9	-0.6	3.2	-1.1	1.1	1.9
124	静応力	5.0	0.4				
	動応力	3.6	0.1	0.4	1.4	5.0	2.7
125	静応力	-4.1	-0.2				
	動応力	-3.0	-0.1	-0.3	-2.0	-4.1	-2.3
126	静応力	7.1	0.4				
	動応力	5.3	0.1	2.7	2.5	-0.2	-0.3
127	静応力	-4.5	-1.3				
	動応力	-3.4	-0.4	-0.9	-2.0	-7.9	-1.0

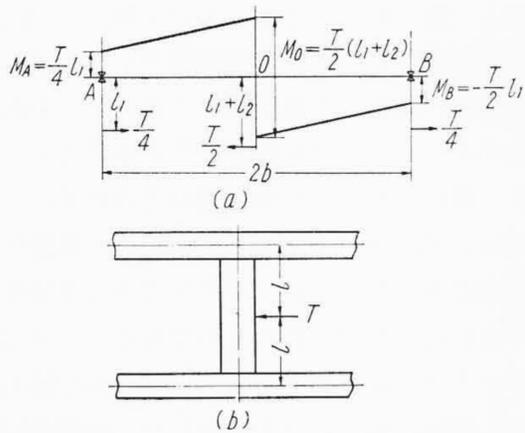
端ばりの曲げ応力の計算値  $\sigma = -3.0 \text{ kg/mm}^2$  に近く、⑨, ④でそれぞれ -2.9, -3.3kg/mm<sup>2</sup> である。なお、主電動機荷重による応力は一般に小さいが⑨, ④には第 2 表のようなかなり大きな応力が生じる。しかし前と符号が逆のために二つの荷重が同時にかけた場合の応力は非常に小さくなる。本構造でも見られるように一般に端ばりの形状は真直なはりとはならず、はなはだしい曲りばりを形成することが多い (たとえば本体連結器との当りを避けるため) ので⑨, ④付近のような屈曲部は応力集中を考慮して設計する必要がある。なお垂直荷重による枕ばり部の応力は大きくなかった。

#### 3.5.2 車軸水平力による応力

台車わくに働く車軸水平力およびこれに伴って各はりに加わる力およびモーメントは第 10 図のようになる。同図の P は第 7 図

第3表 垂直荷重による側ばり各部の応力  
( $\frac{W_B}{4} = 716 \text{ kg}$  のときの値)

ゲージ番号	応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	
	計算値	実測値
14	-3.4	-11.7
17	-3.4	-7.6
20	-3.8	-9.5
51	3.4	4.3
59	4.3	7.7
61	4.3	5.7



第11図 台車わくに前後荷重の加わった場合のモーメント

(c)に示す車軸水平力  $W_{TH}$  であってこれに対する反力が E, G 点に  $\frac{P}{2}$  ずつ加わるものとする。第10図において B, C 点をすべり節と考え、両点に生ずる内力を R とすれば, AB および DC はりのたわみによる B, C 点の変位が等しいことから

$$\frac{Pa^3}{3EI} \left\{ 1 + \frac{2(l-a)}{a} \right\} - \frac{Rl^3}{3EI} = \frac{Rl^3}{3EI}$$

これから

$$R = \frac{1}{2} \left( \frac{a}{l} \right)^2 \left( 2 - \frac{a}{l} \right) P \dots\dots\dots (1)$$

$a=460 \text{ mm}$ ,  $l=730 \text{ mm}$  とすれば  $R=0.272 P$

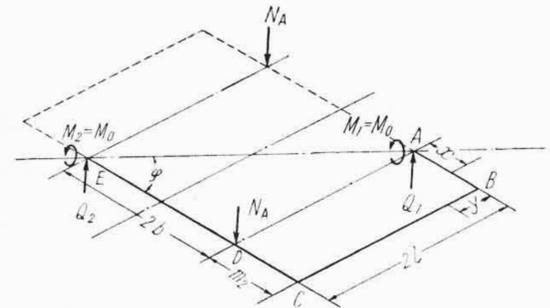
$P=431 \text{ kg}$  として曲げモーメントの分布を求めると第10図の点線のようになる。なお同図の実線は B, C 点を剛節と考えて計算した結果である。

実測した応力の分布は第9図に示すとおりであって大体の傾向は第10図の曲げモーメントの分布に近い形をしている。ただしはりの構造が複雑で各所に応力集中部が存在すること, および水平力が側ばり中心線ではなく軸箱中心線に作用するために生ずるねじりの影響もあって計算応力値と実測値との間にかんがりの差がみられる場合があり, 今後さらに計算方法の検討が必要である。

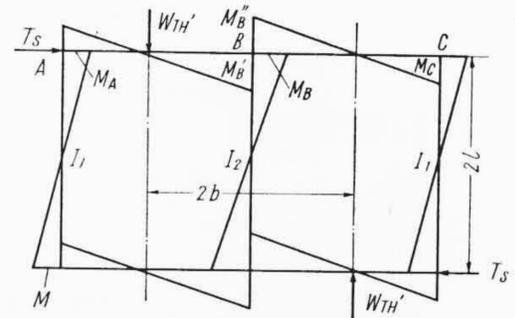
3.5.3 前後荷重による応力

前後荷重による応力は一般に小さいが軸箱守つけ根付近のゲージ ④, ⑤ リブつけ根の応力集中部で ⑥, ⑦ 心皿部の (129) に大きく現われている。

負荷状況は第11図(a)に示すとおりであり, 中心ピン部に T が作用することにより各軸箱守当り  $\frac{T}{4}$  の反力が生じこれらの力による垂直面内(紙面内)での曲げモーメントの分布は同図中の線図のようになる。軸箱守を片持ばりと考えて水平力  $\frac{T}{4}$  による曲げ応力を計算すると ⑧⑨ でそれぞれ  $0.6 \text{ kg/mm}^2 - 2.1 \text{ kg/mm}^2$  となり第2表の実測値と特に ⑨ でくい違っている。実際には前後の軸箱守の先端は軸箱守控によって互に固定されるので応力はさらに減少するものと思われる。側ばりには垂直面内の曲げのほか, 同図(b)からわかるように, T による水平面内の曲げが加わるのでたとえばリブつけ根 ⑩ には  $7.0 \text{ kg/mm}^2$  の大きな応力が生ずる。そのほか軸箱守つけ根の ⑪ にも  $3.2 \text{ kg/mm}^2$  の応力が生じている



第12図 台車わくにねじり荷重が加わった場合のモーメント



第13図 台車わくにせん断荷重が加わった場合のモーメント

が全般的に見て軸箱守つけ根付近以外では応力が大きいところはいずれもほかの荷重に対しても共通して応力が集中するような部分である。④⑤部は逆向に負荷されれば同程度の正応力が生ずるので軸箱守控に締しろを与えて軸箱守つけ根にあらかじめ圧縮応力が生ずるように組立てる方法がとられるが, 3軸台車の場合には特にこの点に注意する必要がある。

3.5.4 ねじり荷重による応力

ねじり荷重による実測応力の高い点は ⑩⑪ などの端ばりつけ根および屈曲部あるいは ⑬ ⑭ などリブおよびそのつけ根の部分である。

いま第12図に示すように台わくの半分 A~E までの力の釣合を考えると,  $N_A$  によって A, E 各断面に加わるせん断力  $Q_1, Q_2$  および曲げモーメント  $M_1, M_2$  は

$$Q_1 = N_A \cos^2 \varphi, \quad Q_2 = N_A \sin^2 \varphi \dots\dots\dots (2)$$

$$M_1 = M_2 = M_0 = b \sin \varphi N_A \dots\dots\dots (3)$$

$$AB \text{ 間の曲げモーメント } M_{AB} = M_0 \sin \varphi - Q_1 x \dots\dots (4)$$

$$B \text{ 点の曲げモーメント } M_B = M_0 \sin \varphi - Q_1 m_2 \\ = (b \sin^2 \varphi - m \cos^2 \varphi) N_A \dots\dots\dots (5)$$

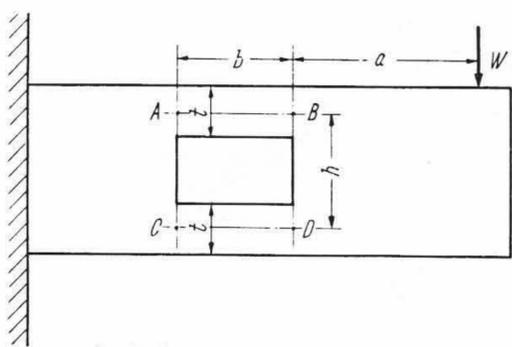
$$BC \text{ 間の曲げモーメント } M_{BC} = M_0 \cos \varphi - Q_1 y \\ = (b \sin \varphi - y \cos \varphi) N_A \cos \varphi \dots\dots\dots (6)$$

となる。なお  $M_1, M_2$  の軸は AE 方向である。

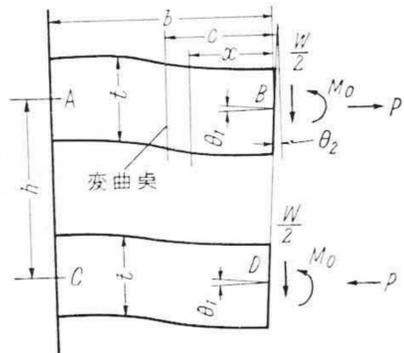
$N_A=320 \text{ kg}$  (実際の  $2,000 \text{ kg}$  に相当),  $b=460 \text{ mm}$   $m_2=272 \text{ mm}$   $\varphi=35.6$  度として B 点付近の応力を求めると,  $4.3 \text{ kg/mm}^2$  であり ⑩ は曲りばりによる応力増加を考えると計算値と大略一致するようである。⑬⑭ の計算値は  $1.5 \text{ kg/mm}^2$  以下でありかなりの差がある。しかしねじり荷重で最も問題となるのは端ばりでありこの部の応力が明りょうに現われ, ほぼ算式との差も小さく一応定量的な値はつかみえた。

3.5.5 せん断荷重による応力

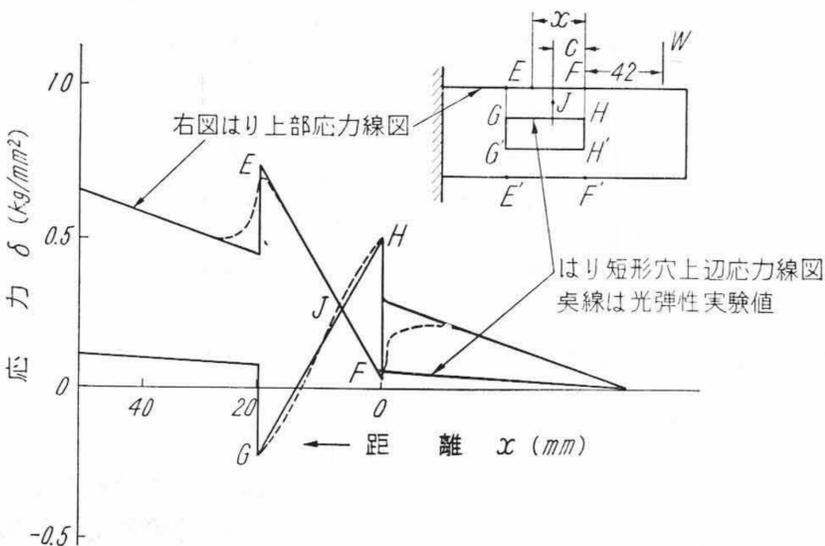
台車の曲線通過時に生ずる力として軸箱などに第13図に示すモーメントが作用するが, これにより台車わく内にこのモーメントに釣合うためのせん断力が生ずる。この力は横圧<sup>(8)</sup>から容易に推定される。本実験ではこれを  $350 \text{ kg}$  (実物換算  $2,200 \text{ kg}$ ) とした。⑭ ⑯ ⑰ ⑱ ⑲ など比較的大きな応力が生じている。第13図のモーメント  $M_A, M_B, M_C$  を求めると



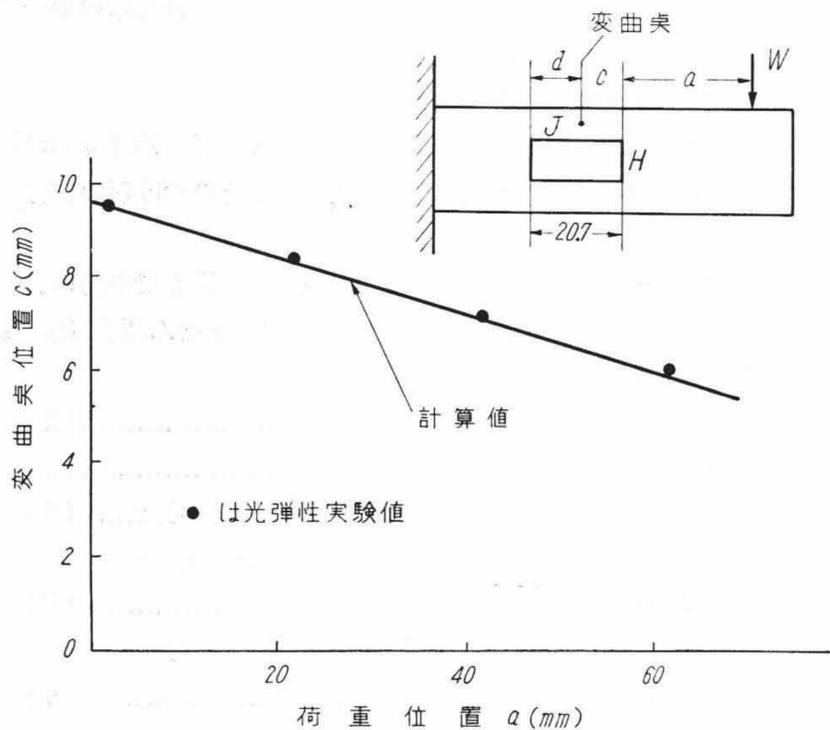
第 14 図 長方形穴を有する片持梁の負荷状況



第 15 図 長方形穴周辺の力の釣合状況



第 16 図 長方形穴周辺応力線図



第 17 図 荷重点位置の変化に対する変曲点位置の変化 (光弾性実験)

$$M_A = \frac{I_1}{(2I_1 + I_2)} \times l T_s = -M_C \dots (7)$$

$$M_B = \frac{I_2}{(2I_1 + I_2)} l T_s \dots (8)$$

$$M_{B'} = -b \left\{ 1 - \frac{b^2}{2a^2} \left( 1 + \frac{3a}{2b} \right) \right\} \frac{l}{b} F_4 \dots (9)$$

$$M_{B''} = \left[ -b \left\{ 1 - \frac{b^2}{2a^2} \left( 1 + \frac{3a}{2b} \right) \right\} \frac{l}{b} + \frac{I_2}{(2I_1 + I_2)} \right] F_4 \dots (10)$$

実験の場合の負荷方向は端ばりつけ根の角を斜めに引張っているため上記諸式とはやや異なった結果をうるが、 $M_A, M_B$ に近い値が得られるはずであるから、これによる応力を求めると<sup>⑩</sup>付近が  $1.5 \text{ kg/mm}^2$  <sup>⑭</sup><sup>⑳</sup>付近で  $2.0 \text{ kg/mm}^2$  と実測値の半分以下である。以上各種の荷重に対する台車わく各部の応力分布について詳細

に見てきたが、側ばりに対しては垂直荷重によるものが一番大きい応力値を示し、前後荷重、ねじり荷重による値は少なく特殊点、たとえば軸箱などつけ根、横ばりと側ばりとのリブ、端ばりつけ根のあたりを注意すれば一応問題ない。横圧、せん断力に対しては本台わくは計算値の 2~3 倍程度の応力値を示した箇所もあり、これらの箇所については応力負担に対して一体断面として作用しない場合および偏心荷重による応力増加の影響などを加味する必要がある。

### 3.6 穴のあるはりの曲げ応力

台車わくには一般に荷重点となる部分は腕、ひじなどが多く、またわく自体も H 形 B 形などの T 字 L 字形継手が存在するためこれらの断面急変部の応力の集中は予想以上に大きいことがある。各種の切欠きの応力集中についてはほかの文献<sup>⑨</sup>にゆずるとして、ここでは台車わくによく用いられるはり中腹部の穴の効果について述べる。

本台わくにおいては軸バネ筒部とその近傍に数箇所の穴を有し、しかもこの穴には玉ぶちがない。これらはみな重量軽減および制動機構の取付けのためにあけられたものである。このような穴のあるはりが曲げをうける場合の応力を知るために第 14 図のような長方形穴のある板の曲げ応力を検討した。同図の AB および CD 第 15 図のように A, C で固定されたはりと考え、BD 端に働く曲げモーメントを  $M_0$ 、引張および圧縮力を  $P$ 、せん断力を  $\frac{W}{2}$  とする。B, D におけるはりのたわみ角  $\theta_1$  が  $P$  による AB, CD の伸縮によって生ずる BD の傾斜角  $\theta_2$  に等しいと考えれば  $P$  および  $M_0$  は次式によって求められる。

$$P = \frac{(2a+b)fh}{2(4I'+fh^2)} W \dots (11)$$

$$M_0 = \frac{bfh^2 - 8aI}{4(4I'+fh^2)} W \dots (12)$$

ここで  $f$  ははり AB, CD 各々の断面積、 $I'$  は同じく各断面の断面二次モーメントである。したがって第 15 図  $x$  断面において各はりに加わる曲げモーメント  $M$  は

$$M = M_0 - \frac{W}{2} x \dots (13)$$

$x$  における各断面上の応力は  $P, M$  から計算できる。第 16 図は第 14 図において  $a=42 \text{ mm}, b=20 \text{ mm}, t=4.9 \text{ mm}$  とした場合の応力の計算値と光弾性実験値であって局所的な応力集中を除けば両者はよく一致している。第 16 図の応力分布からすぐわかるように各はりには曲げ応力が 0 になる点 (J 点) がありその左右で曲りの向きが逆になっている。この変曲点 J の位置 C は (13) 式で  $M=0$  とおくことによりただちに求められ、次のようになる。

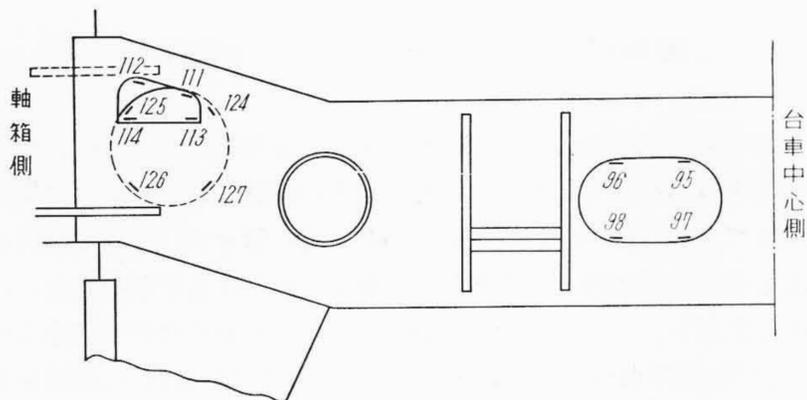
$$C = \frac{bfh^2 - 8aI}{2(4I'+fh^2)} \dots (14)$$

第 17 図は荷重点位置  $a$  と  $c$  との関係であって計算値と光弾性実験値とはよく一致している。同図において変曲点 J より右側では J に上向きに加わるせん断力による曲げモーメントのために H に大きな引張応力が生じている。この応力は C が大きいほど大きく、すみ肉部の応力集中を考慮すれば、場合によっては、平面部である E 点よりも応力が大きくなるおそれがある。このようなせん断力による曲げ応力は  $a$  が大きくなると、曲げモーメント  $W(a+x)$  による応力にくらべて小さくなり、純曲げモーメントの場合にはまったくなくなる。

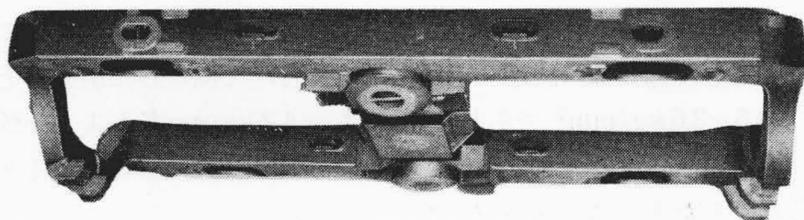
以上の考え方は、数値的なことは別として、長方形以外の穴についても同様であって、荷重試験の結果には上にのべた傾向がよく現われている。たとえば垂直荷重の場合に第 18 図に示す側ばりの穴縁の応力は第 4 表のとおりであって、支持点に近くせん断力の影響の大きな (111)~(114) および (124)~(127) と純曲げモーメントが加わる (95)~(98) とでは前記のような応力分布の差が明りょうにみとめられる。

第4表 垂直荷重による穴縁の応力測定値 (kg/mm<sup>2</sup>)

ゲージ番号	応力	ゲージ番号	応力
95	-1.7	113	-6.4
96	-2.1	114	5.5
97	3.5	124	5.0
98	1.9	125	-4.1
111	4.7	126	7.1
112	-1.7	127	-4.5



第18図 側ばり穴あき部の応力測定箇所



第19図 ED形台車わく

4. 実物台わくの応力測定

溶接台車わくの応力測定は新設計品に対してそのつど実物測定を行い、応力の分布状況危険断面などの確認に供してきたが、今回は代表的な構造としてED 71形(試作車)の台車わくおよび補強はりの模型につき実測結果をのべる。(ED 71形量産車の台車は試作車の場合と異なる。本文でED 71形とあるは全て試作車の台車を示す)。

ED 71形台車は先に第4図にその外形を示したが、台車わくそのものの外形を第19図に示す。本台わくはED 60形の台車わくと外形はほとんど同じであり、ED 60形台車わくの応力測定結果より重量軽減、応力均等化をねらって板厚9mmを6mmに変更し局部補強を加えたものである。材質はFAP 45(自動車用鋼板)を使用している。

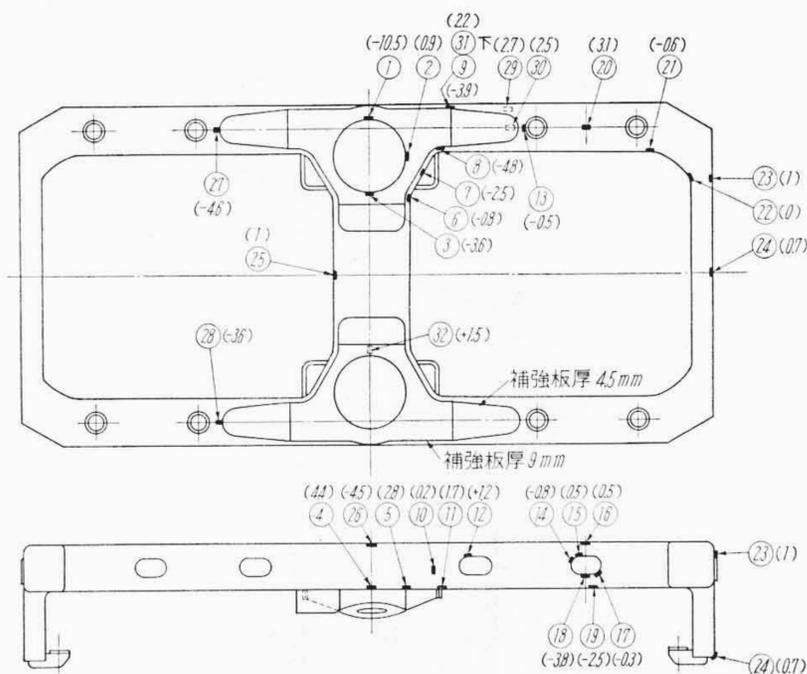
4.1 応力測定結果

本台車の構造は全側受支持方式であり第5図(b)に示す順序で負荷される。ED 4521の場合の第7図(a)においてつりリンク負荷部が第19図の側ばり中央の枕バネ筒に当りこの周辺を9mm鋼板を一様に当て、補強している。負荷状況はボルトとターンバックルによる方法でED 4521の模型実験と大略同程度の荷重の種類を負荷している。

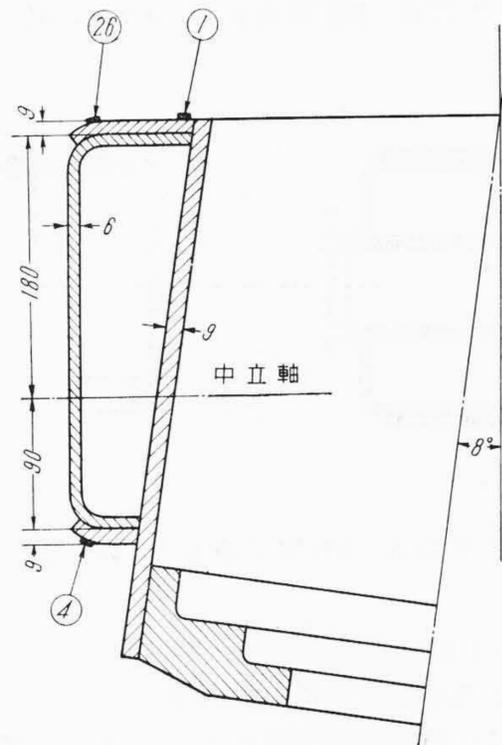
荷重の種類と大きさは前述のED 4521の場合の記号をかりると下記のようなものである。

$$\begin{aligned}
 W_B &= 19,000 \text{ kg} & P_b &= 800 \text{ kg} & W_{TH} &= 2,800 \text{ kg} \\
 N_A &= 1,000 \text{ kg} & W_{ME} + W_{ME}' + P_{GE} - R_E &= 1,200 \text{ kg} \\
 T &= 3,500 \text{ kg (定格引張力)} & W_{ME} + W_{ME}' - P_{GE} + R_E &= -1,600 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

応力測定は抵抗線ひずみ計によったものであり前述の模型とほぼ同様の計器類を使用した。測定結果の主要部分応力値を第20図中に記入してある。本測定ではED 4521模型において見られた応力



第20図 ED 71形台車わく応力測定位置

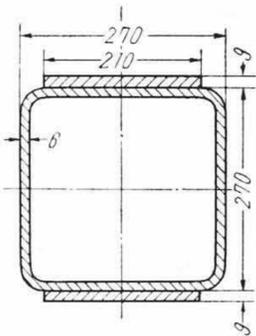
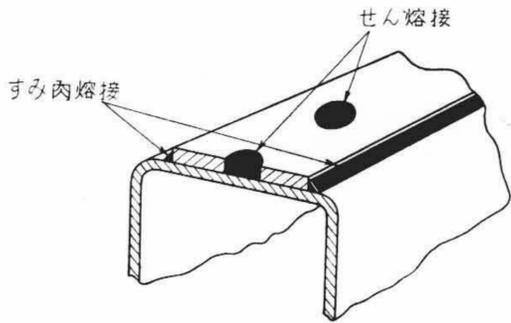


第21図 ED 71台車わく中央バネ筒拡大図

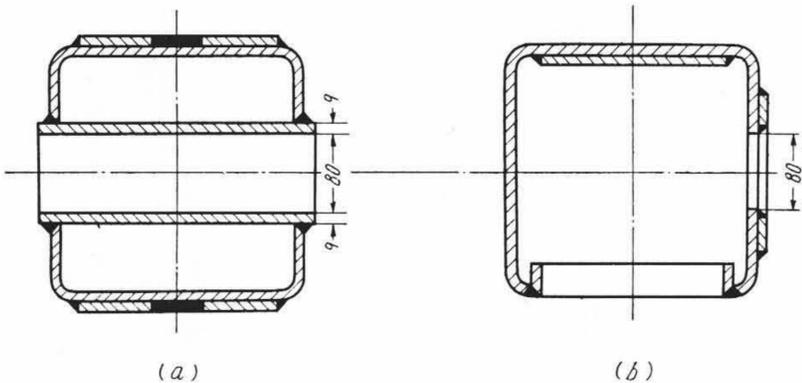
集中の傾向を十分考慮して穴部、端ばりつけ根、中央の枕バネ筒周辺などを入念に測定したが、外形がきわめて単純な形状でありまた問題となる軸箱守がなく側ばりに対する横ばり、端ばりの取付部などもED 4521に比して応力集中の少ない形をとってあるため中央部を除いてほとんど計算値に近い応力分布が見られた。最大応力値は①-10.5 kg/mm<sup>2</sup>である。筒の周辺の上を②, ③下を④, ⑤の各点につき調べるとそれぞれ +0.9, -3.6, +4.5, +1.5 kg/mm<sup>2</sup>であり側ばり外側部が大きく、横ばり側に近づくに従って応力が下がっている。バネ筒を中心に補強をあててあるが補強板上、溶接継手ビード上、はり本体につき②, ③, ④, ⑤の各点の測定値をみると、-4.6, -3.6, +2.7, +2.5 kg/mm<sup>2</sup>とほぼ予想どおりの傾向がみられる。端ばりつけ根⑥, ⑦, ⑧はねじった場合にも⑥で最大3 kg/mm<sup>2</sup>程度を示したのみでいずれもこれ以下の値であった。横ばりと側ばりのつけ根⑥⑦⑧は-0.8, -2.5, -4.8 kg/mm<sup>2</sup>と曲げモーメントの大きくなる順に応力も増加しているが応力集中は見られない。前述した側ばり側面の穴の周辺における応力はあまり現われず⑨は1.2 kg/mm<sup>2</sup>, ⑩, ⑪にそれぞれ -3.8, -2.5 kg/mm<sup>2</sup>がみられる程度である。

4.2 測定値と計算値の比較

本台車わくでは第20図①, ②, ③周辺が計算による推定がむずかしい部分である。一般台車わくでもはりの中央に大きな穴をあけ枕

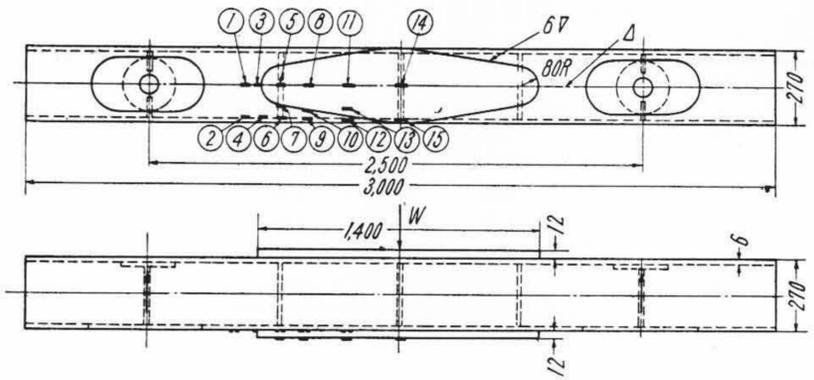


第 22 図 ED 71 台車わく補強部詳細



第 23 図 ED 71 台車わく穴あき部

バネそのほかを收容した構造をとるものが多いので、代表部分として計算してみる。①の断面を拡大すると第 21 図のようになり側ばり外側最小断面につき断面係数を算出すると圧縮側(上側) $Z_c=622\text{cm}^3$  引張側(下側) $Z_t=1,010\text{cm}^3$  であり、この部の垂直荷重  $W_B$  のみによる曲げモーメントは  $M_{WB}=5.94 \times 10^5 \text{ kg cm}$ 。T 字形横ばり部とは剛性は異なるが、この部で 50% を背負うとすれば  $\sigma_{c①}=\alpha M_{WB} \times 0.5/Z_c=\alpha \times 4.8 \text{ kg/mm}^2$   $\alpha$  は形状係数で有孔板の引張りと考えれば大略 2 であるから  $\sigma_{c①}=2 \times 4.8=9.6 \text{ kg/mm}^2$  ( $-10.5$ )。  $\sigma_{c②}$  は  $\alpha=1$  とすれば  $4.8 \text{ kg/mm}^2$  ( $-4.5$ )。  $\sigma_{c③}$  は  $2.4 \text{ kg/mm}^2$  ( $4.4$ ) である。  $\sigma_{c④}$  については残りの横ばり部断面係数で計算すれば応力集中を考えて  $-3 \text{ kg/mm}^2$  と推定できる。②の応力は円周方向にはったため大きく現われなかったものとみられる。次に丸穴周辺に加わる垂直荷重による穴周辺の板の曲げ応力を計算する。この部分を外径  $2a$  自由支持、内径  $2b$  周辺固定で内周に荷重  $P$  が加わる環状板とみなすと最大応力は  $r=b$  に生じ  $\sigma_{r\max} \mp \beta_9 \frac{P}{h^2}$   $\beta_9=0.4 \left( \frac{b}{a}=0.67 \text{ として} \right)$   $P=4,750 \text{ kg}$   $h=15 \text{ mm}$   $\sigma_{r\max}=\mp 8.44 \text{ kg/mm}^2$   $\sigma_t$  は  $0.3\sigma_r$  程度である。また外径  $2a$  を周辺固定支持し内径負荷、集中荷重は同様とすると  $r=b$  にて  $\sigma_{r\max}=\mp \beta_{10} \frac{P}{h^2}$   $\beta_{10}=0.21 \left( \frac{b}{a}=0.67 \text{ として} \right)$   $\sigma_{r\max}=4.43 \text{ kg/mm}^2$ 。  $r=a$  においては  $\sigma_{ra}=\pm \beta_{10}' \frac{P}{h^2}$   $\beta_{10}'=0.19$  で応力絶対値は大略等しいが、符号が逆で本実測結果とは合致しない。これはひずみが一方向(円周方向)しか測定してないのでこの点は考慮に入れるべきである。②③の応力は①よりかなり小さいが、円板としての曲げによる応力は①に近いと思われるので、この差はおもにはりの曲げモーメントおよび断面係数の差によるものであろう。したがって応力



第 24 図 補強板を溶接したはりの実験状況

計算に当っては構造物としてのモーメント分布を推定して総合断面で計算されるべきであろう。ただし以上の略算はいずれも応力集中を考えてない点に不備があるが、かなり近い値を示している事実をみるときれいな溶接ビード面仕上が施工されればあまり影響ないのかもしれない。この点について調べてみると本わくの中央部分は  $6 \text{ mm}$ ,  $270 \times 270 \text{ mm}$  の主わくに  $9 \text{ mm}$  をベタはりしており、周囲をすみ肉、中央部を栓溶接している。⑧⑨断面は第 22 図に示すようで  $Z_{⑧⑨}=950 \text{ cm}^3$ ,  $M_{⑧⑨}=3.8 \times 10^5 \text{ kg cm}$ ,  $\sigma_{⑧⑨}=4.0 \text{ kg/mm}^2$ 。実測値はビード面上でそれぞれ  $-4.8, -3.9 \text{ kg/mm}^2$ , ⑩, ⑪も上記同様の計算から  $3.0 \text{ kg/mm}^2$  に対し実測値はそれぞれ  $2.7, 2.5 \text{ kg/mm}^2$  である。⑫⑬は補強板の終端ビード面にはり付けて測定したがそれぞれ  $-4.6-3.6 \text{ kg/mm}^2$  であり計算では  $-4.2 \text{ kg/mm}^2$  とよく一致した値を示している。上記計算は各断面に対して補強板を主わくと一体物とした場合の断面係数を用いており、これは当然のことながら  $6 \text{ mm}$  程度の薄板で  $270$  角のわくに  $9 \text{ mm}$  および  $4.5 \text{ mm}$  を第 23 図のような溶接法で付加したはりは、鋳物で一体化したものとまったく同様の応力分布を示すことが確認できた。特に⑧, ⑨, ⑫, ⑬などのビード上の応力も集中的な値を示しておらずすみ肉の段差を研削するほどの念入加工の必要はないと考えられる。しかし補強と本体との板厚差がこれ以上となると溶接施工上にも、形の上にも注意すべき事項が生じてくるがこれについては別の実験結果でのべることにする。

次に ED 4521 模型で予想外の応力値を示した穴の周辺につき調べてみると⑭の実測応力は  $+1.2 \text{ kg/mm}^2$  でこの部は第 23 図(a)に示す断面のように  $9 \text{ mm}$  の楕円形茶筒が溶接されている。前述(13)式を用いて計算すると⑭部応力は  $1.3 \text{ kg/mm}^2$  である。また第 24 図(b)は⑯, ⑰部の断面でありそれぞれ  $-3.8, -2.5 \text{ kg/mm}^2$  を示しているが、上記計算法による応力は  $-4.0 \text{ kg/mm}^2$  である。今回の台わくは穴の周囲が十分補強されているため応力値は低く計算値ともよく一致している。

以上おもに垂直荷重に対する応力値の大きい点につき検討したが、そのほかの荷重に対する応力は小さく、ねじりによる端ばり、側ばり穴あき部縁の応力も  $3 \text{ kg/mm}^2$  以下で前述諸計算方式によった値と大略一致する。本実験では横荷重が加えられていないが推定は容易であろう。

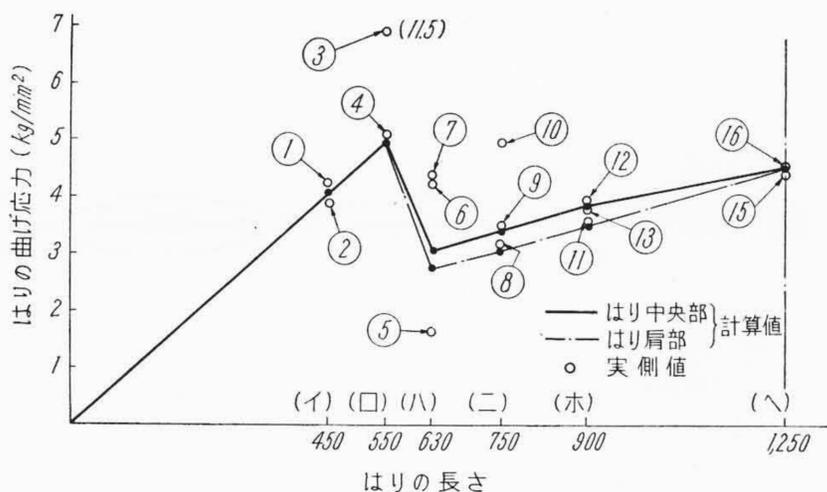
### 4.3 補強はりの実験結果

台車わくは重量軽減の要求から薄板( $4.5 \sim 6 \text{ mm}$ )をおもに使用する傾向にあるが、曲げモーメントの変化に応じた補強を施した場合の応力分布をつかんでおく必要がある。ED 71 台車わくの側ばり応力分布は補強部周辺に特に集中化の傾向は見られなかったが、補強の影響をさらに確認する意味で第 25 図に示すような実物大の側ばり  $6 \text{ mm} 270 \times 270 \text{ mm}$  について支点間  $2,500 \text{ mm}$  で中央集中荷重による曲げ試験を行いはりの応力分布を測定した。はりは中央部上下に  $25 \text{ mm}$  板を全周すみ肉溶接、中央部 5 箇所栓溶接して補強されている。はりの中央部をブロックでささえ支点部に  $2'' \phi$  ボルトにより

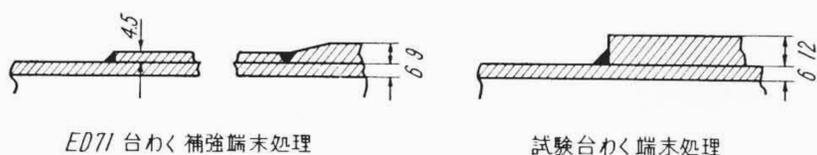
第5表 溶接継手の疲れ限度

試験片の種類		4.5 mm 完全突合せ			16/12 mm 完全突合せ		16/12 mm 正面すみ肉	
		直角ビード	平行ビード	摘要	直角ビード	摘要	直角ビード	
S S 41	$\sigma_w$	13	14	シエック疲れ試験機両振平面曲げ 表ユニオンメルト 裏手溶接	10.4	ローゼンハウゼン試験機引圧 16 mm 厚	7.0	ローゼンハウゼン試験機引圧 16 mm 厚
	母材の $\sigma_w$ 継手の $\sigma_B$	14 42	14 42		— 44.7		— 41.5	
高張力鋼	$\sigma_w$	14	21	試験機同上 12 mm 厚	12.5	試験機同上 12 mm 厚	8.0	試験同上 12 mm 厚
	母材の $\sigma_w$ 継手の $\sigma_B$	21 54	21 54		— 54.8		— 41.5	

$\sigma_w$ : 疲れ限度  $\text{kg/mm}^2$        $\sigma_B$ : 抗張力  $\text{kg/mm}^2$



第25図 補強ばりの応力分布図



第26図 補強板と主わくの端部処理状況

最大 5 t づつを加えて測定した。なおはりの組立に際し支点間に 5 箇所竹の節をそう入した。両支点に 5 t づつを加えた場合のはりの中央および肩の部分の計算応力値、実測値を打点したものが第 25 図である。計算ははりの各断面を補強もろとも一体物として応力を算出しており、したがって(ハ)(ニ)(ホ)の各断面のはり中央部と肩部の差は中立軸からの距離に比例しており 2 本の線に分れている。各断面につき応力値の実測、計算比較を行うと、(イ)(ヘ)断面の応力は計算値との差は少なく、特に(ヘ)においては補強板が完全溶接により一体物として働いていることを示している。応力集中の最も大きな点は(ロ)断面③であり、③の裏側にはったゲージでは明確な値が得られず③の 11.5  $\text{kg/mm}^2$  の絶対値も大略の傾向を示している。④には全く影響は現われておらず計算値と大略等しい。しかし(ハ)断面は 12 mm 厚板中央部の⑤は計算値の 1/2 程度しか現われず、肩部の⑥ビード上の⑦は 1.3~1.4 倍の値を示している。これははり本体の 2 倍の厚さの補強の影響が大きく現われており、伸びはすべて薄板側に現われ厚板はこれに引張られていくらか伸びているということで、たとえば前回の ED 71 台車わくの同一箇所⑳㉑㉒㉓においては補強板と主わくとの伸びの差はほとんど見られなかったが、補強板が 4.5 mm→12 mm となったための影響と推定される。(ニ)(ホ)断面については応力はほとんど均一化されており中央部と肩部での応力差も誤差程度と考えられ、補強板が一体物として完全に働いているものと推定される。ビード面上の⑩はやや飛び離れているが、応力集中を考えれば当然と見られる。全般的に見て 6 mm 板のわくに 12 mm の補強板をあてることは、その端部処理のいかんによっては大きな応力集中が生じるとともに補強板が有効に働かないことを意味している。これは ED 71 の端部処理と本実験のそれとを拡大図示すれば第 27 図のようで、常識的な差が

そのまま確認できたといえる。

われわれは疲れ安全率の一般式として次式を使用している。

$$f = 1 / \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_T} + \frac{\sigma_r}{\sigma_w} \right) \dots \dots \dots (14)$$

$f$ : 疲れ安全率     $\sigma_m$ : 平均応力     $\sigma_r$ : 応力振幅  
 $\sigma_T$ : 真破断応力     $\sigma_w$ : 両振疲れ限度

$\sigma_m$  の計算は容易であるが、 $\sigma_r$  はすべての変動応力の最大をすべて加算するかどうかは疑問の点がある。たとえば側ばりについて計算すると ED 71 の場合では  $\frac{\sigma_r}{\sigma_m} = 1.2 \sim 1.4$  の範囲にあり、 $\sigma_r + \sigma_m$  は降伏点に近づく。一方走行試験の実測結果<sup>(10)</sup> からみると  $\frac{\sigma_r}{\sigma_m} < 1$  であるが一応変動応力の総計そのものをういたほうが安全であろう。したがって発生ひん度を別に考えれば設計上の目安としての許容応力は  $\sigma_m + \sigma_r$  が降伏点以下ならば安全であるとすることも可能であろう。 $\sigma_w$  の値は最近 SS 41 および高張力鋼の各種溶接継手につき疲れ限度が発表されており<sup>(11)(12)(13)(14)</sup>、これらはそのまま適用できる値として十分参考になる。第 5 表にその値を示す。この場合われわれの注意すべきことは継手の等級であり X 線検査の JIS 1 級にすべての継手を管理することによりこれらの疲れ限度が得られることであり、このためには溶接施行および局部の非破壊検査の容易性に重点をおくべきである。第 5 表の値は試験片はすべて黒皮のままであり、ビード面は 4.5 mm の突合わせは溶接のまま、16, 12 mm は余盛を研削仕上している。台車わくではビードを研削加工しないものが多いが、溶接のままと仕上の差はそれほど大きくないようであり、むしろ余盛の形状による応力集中のための疲れ限度低下について十分注意する必要がある。

### 5. 結 言

溶接台車わくの応力測定結果を中心に特に留意すべき点、応力計算に必要な荷重およびモーメントの推定法、形状および補強による応力集中につき述べてきたが大略次のことがいえる。

- (1) 今回取扱った端梁付の台車わくでは応力集中部分を除いて前述の計算結果による応力分布と大略一致する。
- (2) ねじり、せん断荷重による応力は注目すべき応力値を示さず、特に端ばり、横ばりなどのつけ根の応力も比較的小さい。
- (3) 応力集中は三角リブつけ根の母材側に大きな応力値が確認された。軸箱守外側つけ根は予想どおり応力大である。
- (4) 側ばり中腹の穴周辺の応力分布ははり全体のせん断力を考えに入れた計算法とよく一致し、十分注意する必要がある。
- (5) 補強板と主わくの板厚差によって応力分布は大きく左右され、厚板補強はあまり意味がない。
- (6) 突合わせ溶接部が不完全な場合はその近傍に段付切欠程度の大きい応力集中が生じることがある。

終りに本測定ならびに調査に際しご援助をいただいた日立製作所水戸工場、日立研究所関係各位に厚く感謝の意を表すものである。

参考文献

- (1) 平田：日立評論 40,1329 (昭 33-11)
- (2) 高橋：日立評論 41,668 (昭 34-5)
- (3) たとえば後藤：電気鉄道に関する専門講習会論文集 61 (昭 33-2)
- (4) 中村ほか：機械学会誌 61-478-1367 (昭 33-11)
- (5) 中村,小西：材料試験 第7巻 第55号 190
- (6) 中村,小西：鉄道技術研究所依頼試験報告 7-14 (昭 31-3)
- (7) たとえば西原ほか：機械学会誌 53-380-340 (昭 25-9)
- (8) 最近の機関車横圧測定例は 小西：機械学会論文集 25-151, 221 (昭 34-3)
- (9) たとえば 石橋：金属の疲労と破壊の防止 39 (昭 29-12)
- (10) 種々ある
  - ①鉄道技術研究所客車研究室“DT-20台車走行中応力測定試験報告”鉄道技術研究所依頼試験報告 6-94 (昭 30-10)
  - ②鉄道技術研究所, 汽車会社 KSK 技報 4,2 (昭 30-4)
  - ③鉄道技術研究所客貨車研究室“キハ 42500 形ディーゼル動車台車の応力測定”鉄道技術研究所中間報告 6-60 (昭 27-1)
- (11) 上田ほか：機械学会論文集 24-147-804 (昭 33-11)
- (12) 小西：材料試験 2-3-40 (昭 28-1)
- (13) 小西：材料試験 5-28-33 (昭 31-1)
- (14) 小西：材料試験 (昭 32-12)



新案の紹介



実用新案第 467031 号  
実用新案第 472042 号

和田正脩・小林長平  
安藤文蔵

X線断層撮影装置

実用新案第 472042 号は油圧機構と X線管に連動する電気接点の組合わせにより断層撮影装置の操作を自動化しボタンを押すだけで楽に操作できるようにしたもので、第1図は油圧回路、第2図は電気回路を示す。

その動作を簡単に説明すると、準備ボタン19を押すことにより電磁弁10が開いて油ポンプ8からの圧油をシリンダ6に送りパネ5に抗してX線管3を準備位置Aに移動させる。A位置に達すると第3図に示すカムスイッチの接点22が開いて電磁弁10を閉じX線管の移動を止める。つぎに撮影ボタン20を押すと、ブッキー始動コイル17が動作し、ついで電磁弁11が開くためシリンダ6内の油は徐々に流出し、X線管はパネの力で反対方向に移動し、その途中からカムスイッチの接点21が閉じて電磁開閉器16を付勢しX線管に高圧を印加する。同時にリレー18が動作して回路を保持し、X線管がB位置に達したとき接点21が開いて撮影を終了する。

撮影時の管球移動角度は接点21, 22の位置をずらして調整し、移動速度は流量調整弁12によって調整する。

実用新案第 467031 号は上記装置を普通のブッキー撮影にも使えるようにしたもので、切換スイッチ27をB側に倒すと、これに連動して接点 28, 29, 30 が開きブッキー撮影用回路に切換わる。

この状態で準備ボタン19を押すと、X線管が中央位置0まで移動したときカムスイッチの接点23が開いて電磁弁10を閉じX線管を停止させる。つぎに撮影ボタン20を押すと、タイマー接点31が閉じている間だけX線が発生しX線管を中央位置に固定したままでブッキー撮影を容易に行うことができる (坂本)

