

ウイリソン連結器の強度

Static Strength of Hitachi Willison Coupler

飯 島 弘* 進 藤 好 文*

内 容 梗 概

ウイリソン連結器は日本の実情に適した小型自動連結器として一部工場、鉱山等の産業車輛に使用されているが、その強度は初期試作時のものに基づいたもので、その後各部に改良を加えている。そこで現在のものについて再検討し併せて基礎資料を得る目的で、 $\frac{3}{4}$ 型および $\frac{1}{2}$ 型両標準形式の静的強度試験を行つた。その結果以下のことが判つた。

$\frac{3}{4}$ 型の破断強度は100tを上廻り、 $\frac{1}{2}$ 型は約30tで連結が外れた。危険断面は頸部の切欠附近で、断面形が箱形であること、および一体鋳鋼で鋳造し表面であることなどを考慮すると、応力集中率は2.3程度と考えねばならない。また荷重の増大により頸部が回転変形を受けて連結が外れる主因をなすが、他の部分は変形しない。

〔I〕 緒 言

産業用小型車輛は従来適当な自動連結器がないためほとんどがピンリンク式連結器を採用しているが、日立製作所ではこの種車輛に最適の小型、軽量にして高性能をもつ自動連結器を提供すべく米国 National Malleable & Steel Casting Co. と技術提携を行い、日立ウイリソン自動連結器の製作を始めて、すでに一部工場、鉱山などの産業車輛に使用されている。

日立ウイリソン自動連結器の標準型式としては大きさにおいて $\frac{3}{4}$ 型、 $\frac{1}{2}$ 型の2種を制定し、装備する車の大きさによつて選定できるようにしているが、その強度は初期試作時における試験強度を標準連結器の強度としている。しかしその後各部に改良を加えた今日では公称強度も検討する必要があるので、これと合せて基礎資料を得る目的で標準型ウイリソン連結器の静的強度試験をおこなつた。以下これの概要を紹介する。

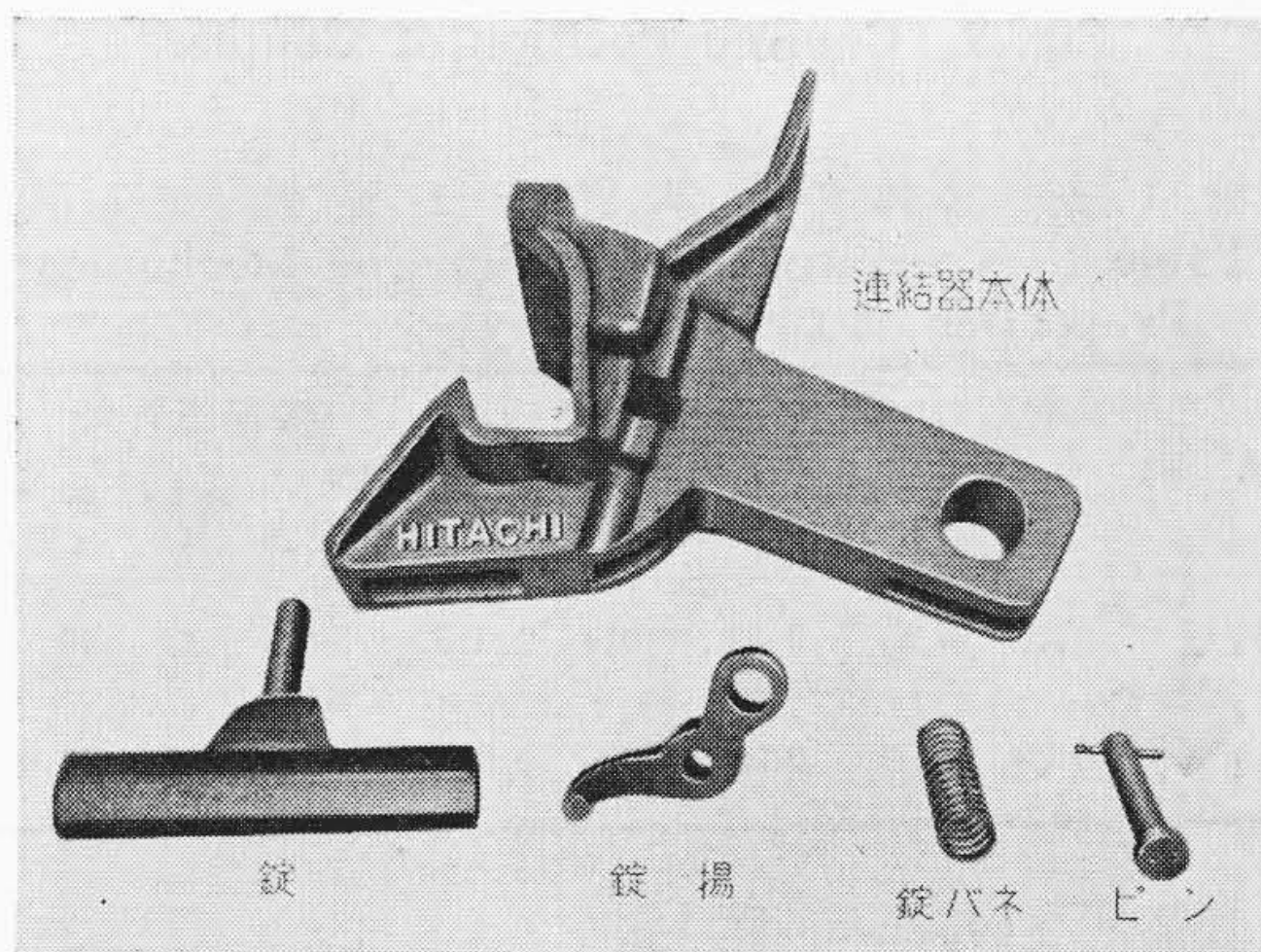
〔II〕 連結器の構造

(1) 構造と作用

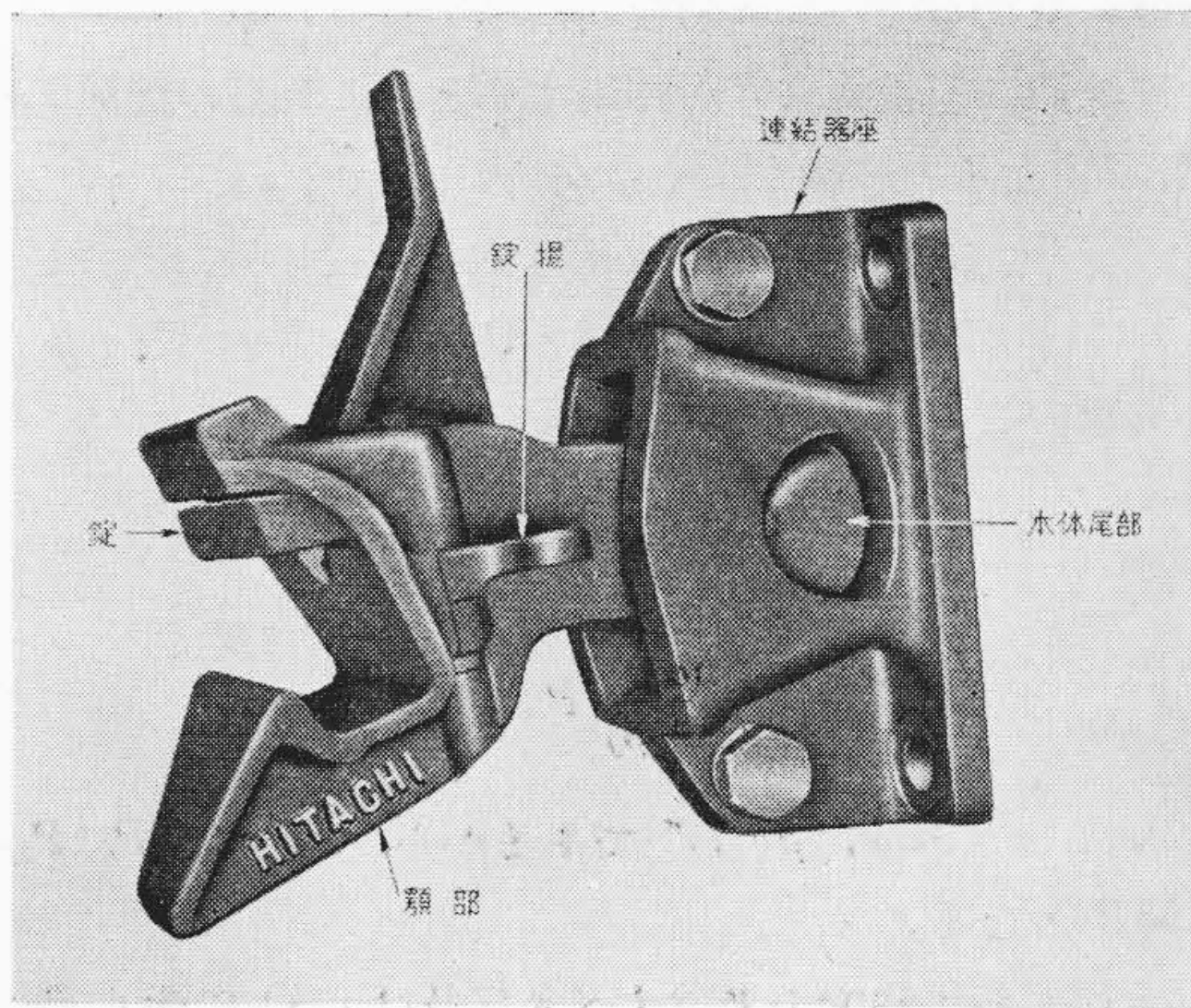
本連結器は $\frac{3}{4}$ 型、 $\frac{1}{2}$ 型の大きさの種別の外に、形状について並形、座付の両者がある。並形連結器は第1図に示す本体、錠、錠バネ、錠揚げおよびピンから構成され、本体の正面両側には本連結器の特徴である翼が張り出して不整な線路や小さい曲線路でも連結が行われるための案内の役目をする。空洞となつていない体内には錠、錠バネおよび錠揚げが入っている。座付連結器は第2図のごとく並形連結器の尾部に取付座を有するものである。

本連結器の噛合は連結器正面中央の凸部が相手方連結器の凹部に嵌り合つて行われる。嵌り合う場合、凸部は互の相手方の錠を押込みながら凹部に入り、完全に入り込むと錠はバネで押出されて元の位置に戻り、噛合が維

* 日立製作所笠戸工場



第1図 並形連結器とその構成品
Fig. 1. Standard Coupler Disassembled in Parts

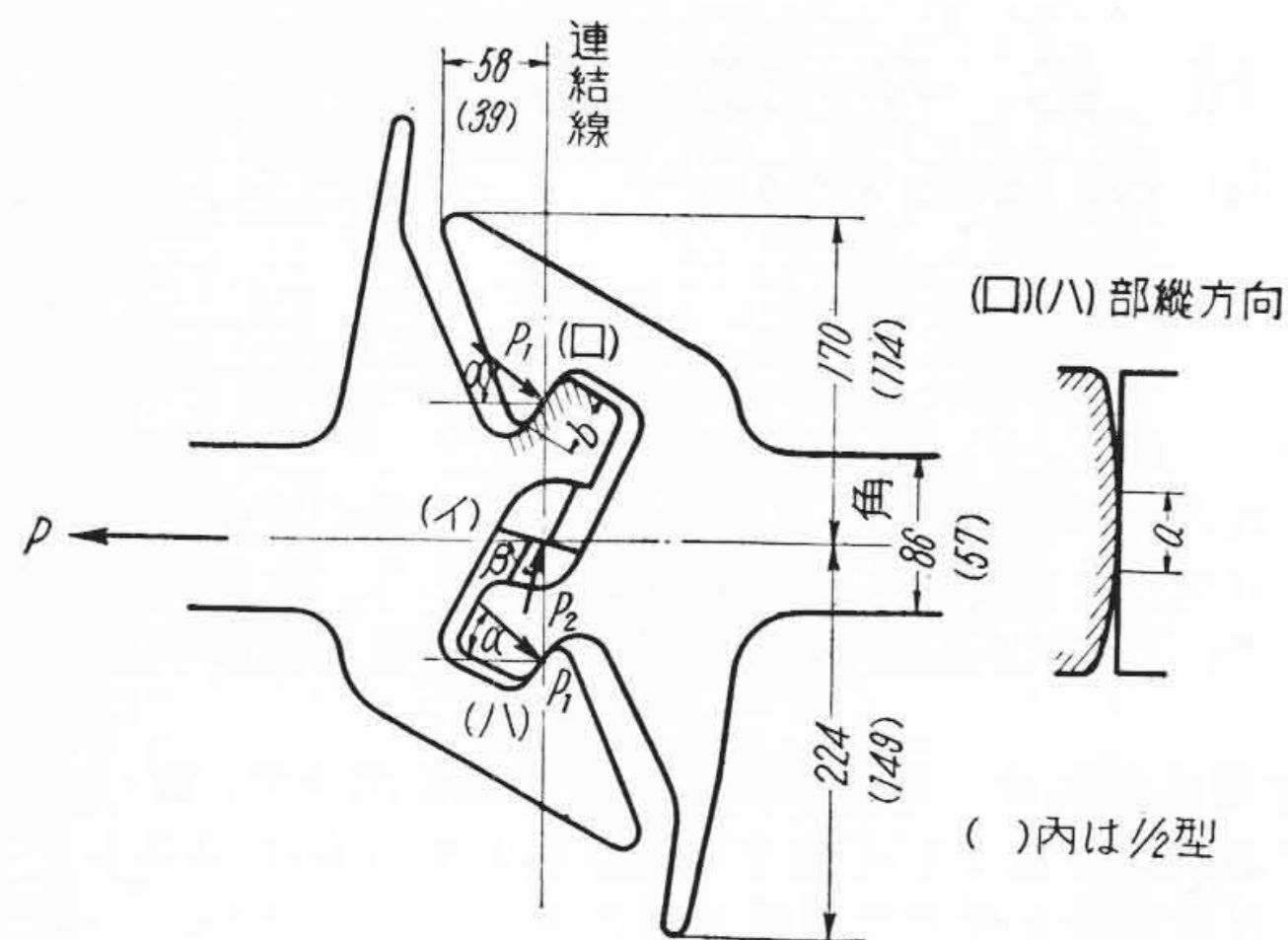


第2図 座付連結器
Fig. 2. Coupler with Seat

持される。

$\frac{3}{4}$ 型と $\frac{1}{2}$ 型の相異は後者の形状寸法が前者の約 $\frac{2}{3}$ に縮小されただけである。また本体の材質は一体鋳鋼 SC 47で、供試品の化学成分と機械的性質は第1表のごとくである。

(2) 連結面の接触状況



第3図 連結器の接触状況
Fig. 3. Coupled Position of Coupler

第1表 本体の化学成分と機械的性質
Table 1. Chemical Composition and Mechanical Properties of Coupler Body

種 別	化 学 成 分 (%)					機 械 的 性 質		
	C	Mn	Si	P	S	抗張力 (kg/mm ²)	伸 び (%)	絞 り (%)
3/4 型	0.26	0.67	0.32	0.014	0.015	50	32	49
1/2 型	0.23	0.73	0.34	0.026	0.011	48	30	43.9

連結状態では相互に第3図の(イ), (ロ), (ハ) 3箇所所で接触する。(イ)部の錠側面では縦横方向共に一様な平面接触であるが, (ロ), (ハ)部では縦方向にa, 横方向にbなる幅の部分的な面接触をしている。

連結器に引張荷重Pが作用すると, これらの接触面に P_1 , P_2 なる力が働く。その均合の式

$$\left. \begin{aligned} 2P_1 \cos \alpha + P_2 \cos \beta &= P \\ 2P_1 \sin \alpha - P_2 \sin \beta &= 0 \end{aligned} \right\}$$

から次のごとく求められる。

$$P_1 = \frac{\sin \beta}{2 \sin(\alpha + \beta)} P$$

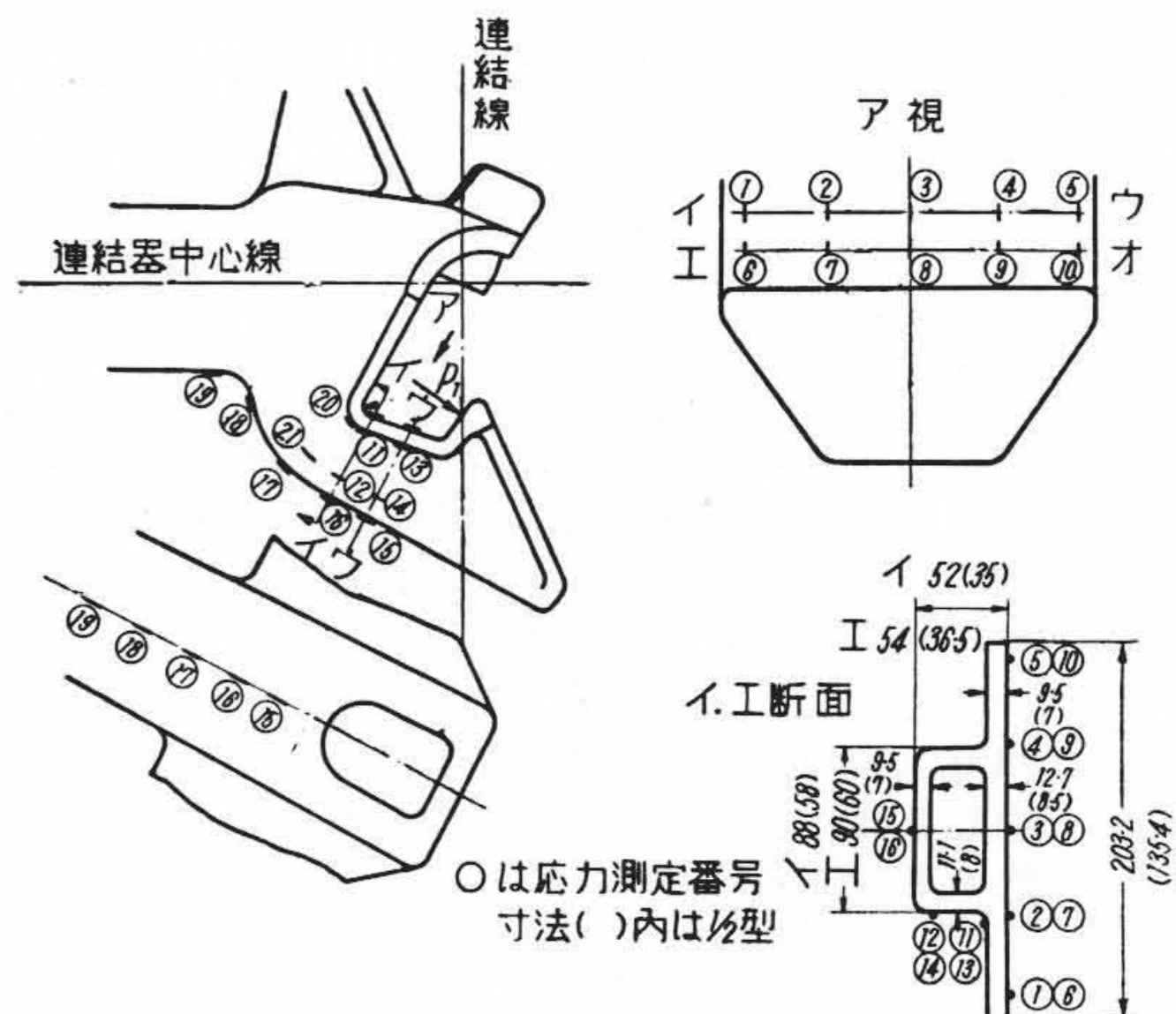
$$P_2 = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} P$$

こゝに $\alpha = 34.5^\circ$, $\beta = 77^\circ$ であるから, $P_1 = 0.61P$, $P_2 = 1.55P$ となる。

本体頭部で強度上考慮すべき部分は(ハ)に働く P_1 の作用をうける顎部断面であつて, 以下に記する応力計算値は P_1 による曲げ応力と, 断面に垂直な P_1 成分による応力との和として求めてある。

〔III〕 実 験 方 法

3/4型座付, 並形各1組, 1/2型並形2組合計8箇の連結器を用い, 本体頭部の強度検討を主とした。これらを連結した1組の両端に, 偏心荷重のかゝらぬよう球面座を



第4図 応力測定位置
Fig. 4. Positions of Stress Measurement

有する金具を取付け, 100 t アムスラー試験機によつて引張荷重を加えた。

第4図に示す頭部21点, 第10図(次頁参照)の座6点の応力を標点距離9 mm (3/4型) および 3 mm (1/2型)の抵抗線歪計によつて測定した。先づ最大荷重を3/4型で20 t, 1/2型で12 tとして加荷, 減荷を行つて応力分布を求め, さらに荷重を漸増して破壊試験を行つた。

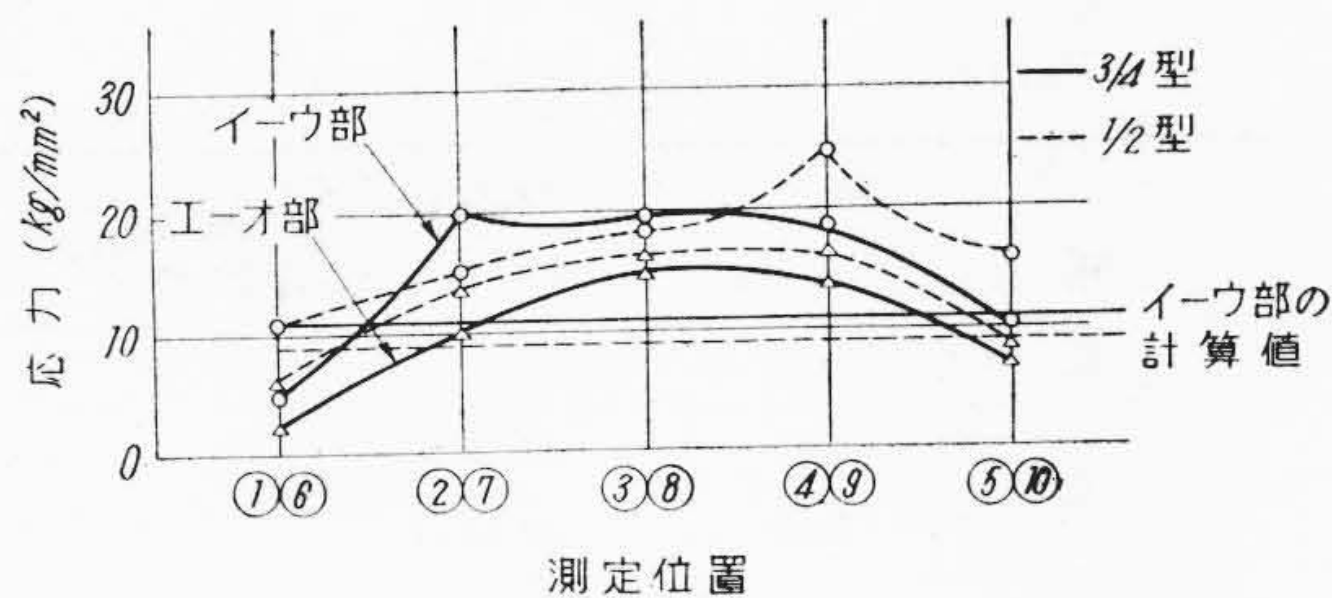
〔IV〕 応 力 分 布

(1) 断面の応力分布

本体の最大応力は第4図のイ, エ断面上部③, ⑧などに生じた。この附近の幅に沿つた応力の分布は第5図のごとくである。応力測定値は3/4型は20 t 荷重時, 1/2型はこれに相当する9 tに換算した値で示してある。この図から判るように, 応力は幅に沿つて一様でなく中央附近が大きく端に向つて低下している。このことは, この部の断面が第4図に示すごとく, 箱形に比較的幅の広いフランジがついているため, これが縦方向の曲げモーメントを受けると断面内の二次的な曲げ変形を生じて断面が一体として抵抗しないものと考えられる。

幅中央における応力の, 計算値に対する集中程度は第2表のごとくであつて, 平均して $\alpha = 1.78$ となつている。イーウ断面の方が大きいのは切欠Rの影響が入っているためと思われる。

またイーウ断面の切欠R面の鑄放しによる表面仕上り程度, 肉厚公差, R寸法公差などの不同によつて局部的な応力集中がありうる。第5図の3/4型②, 1/2型④の測定位置にこの影響とみられる異常応力が生じており, その大きさは応力分布から推定していずれも $\alpha' = 1.3$ となつている。したがつて頭部の危険断面イーウ表面には



第5図 上面の巾に沿った応力分布
Fig. 5. Stress Distribution Along the Width of Upper Surface

第2表 上面の応力集中
Table 2. Stress Concentration Factor

断面	3/4 型	1/2 型	平均 (a)
エーオ	1.52	1.85	1.69
イーウ	1.73	2.00	1.87
			1.78

$\alpha\alpha' = 2.3$ 程度の応力集中が生ずる可能性があるともみべきで、特にR部表面の仕上り程度、寸法公差に注意する必要がある。

第6図にウおよびイ断面の応力分布を示す。上面の応力は前述のごとく計算より大きく、下面は逆に小さくなっている。断面が箱形であるために曲げに対して一体として抵抗せず、中立軸は計算上の位置よりフランジ側に偏っている。特にイ断面は切欠Rの影響も重なって、応力分布は計算値とかなり異なる。

(2) 頭部周縁の応力分布

頭部周縁の応力分布を求めるために、荷重条件を実物と同様にして光弾性実験を行つた。第7図は引張荷重 30 kg における縞模様で、応力解析の結果第8図のごとき数値を得た。第9図は第4図の各点の測定結果であつて、これを第8図と比較すると応力分布の傾向はほぼ近似している。光弾性実験によるイ断面R切欠による形状係数は 1.33 であるが、実物はこの模型と異なつて断面が箱形であるため、切欠による応力集中はこれより小さいものと推定される。

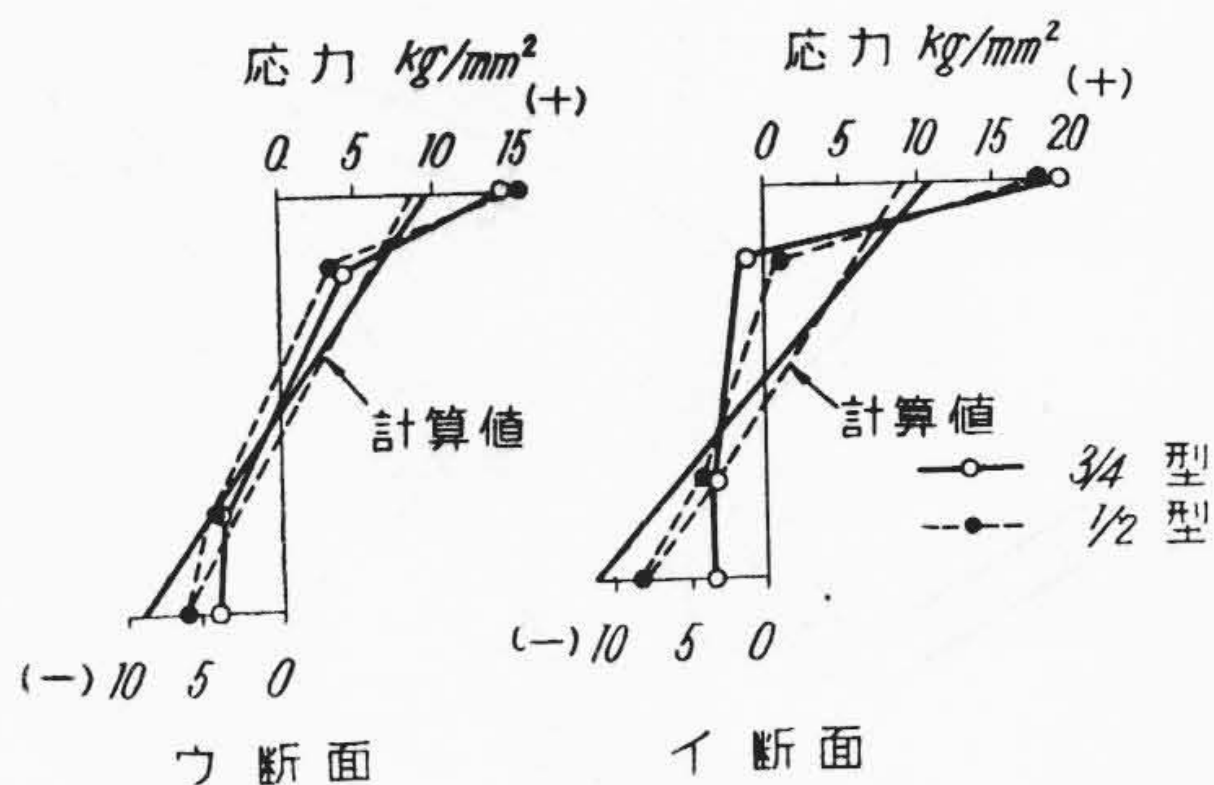
以上の応力分布からすると、イ断面の切欠附近以外の場所の応力はかなり低く、強度的にはほとんど問題にならないことが判る。

(3) 座の応力

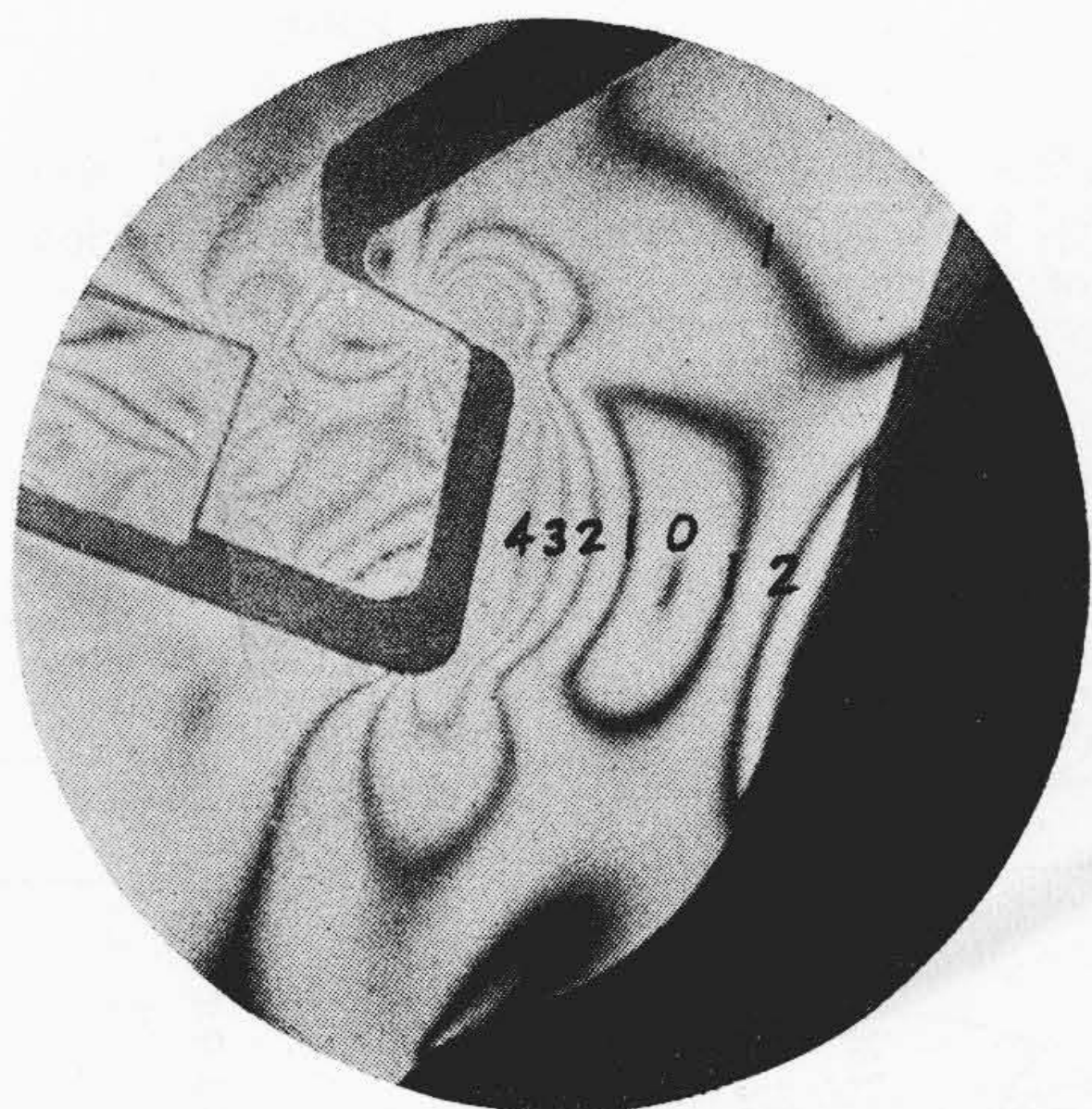
第10図(次頁参照)に3/4型連結器座の 20 t 荷重時における応力測定値を示す。いずれも本体頭部の値より小さく、眼孔をもつた環状体としての計算値に近いが、その解析は略す。

[V] 破壊強度

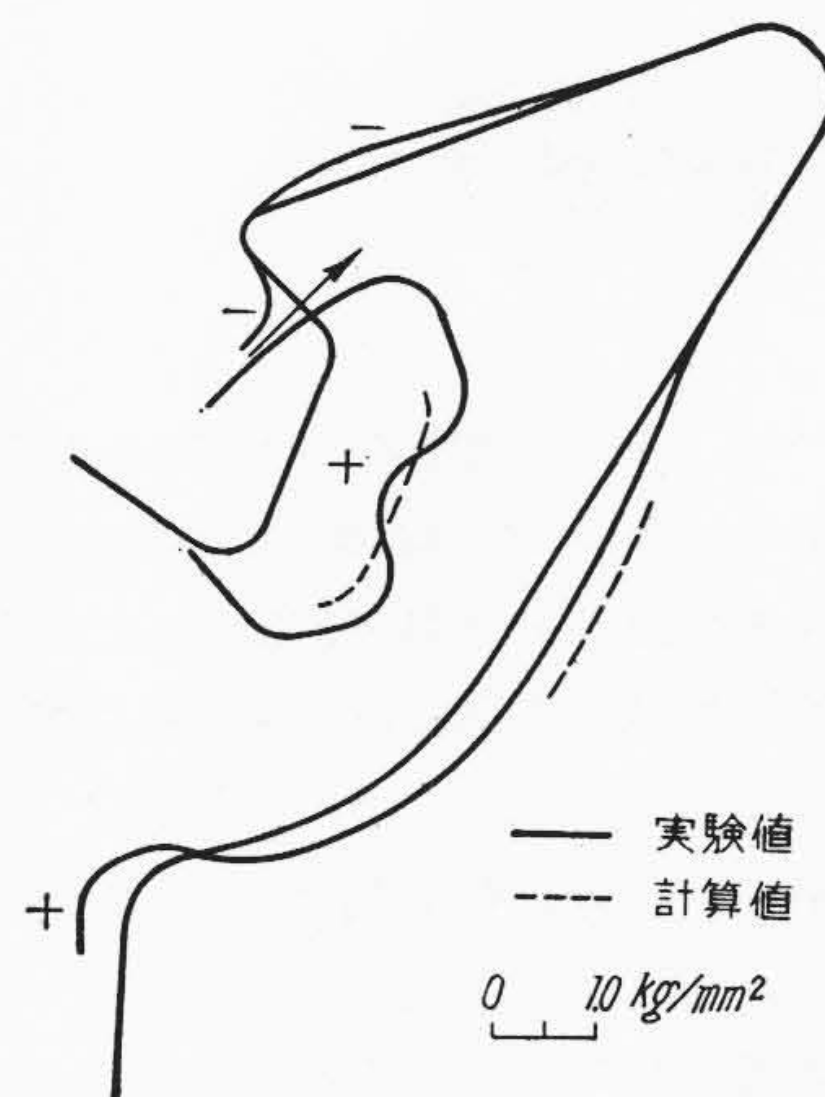
実験結果を第3表(次頁参照)に示す。A-1 は本体尾



第6図 断面の応力分布
Fig. 6. Stress Distribution of Sections



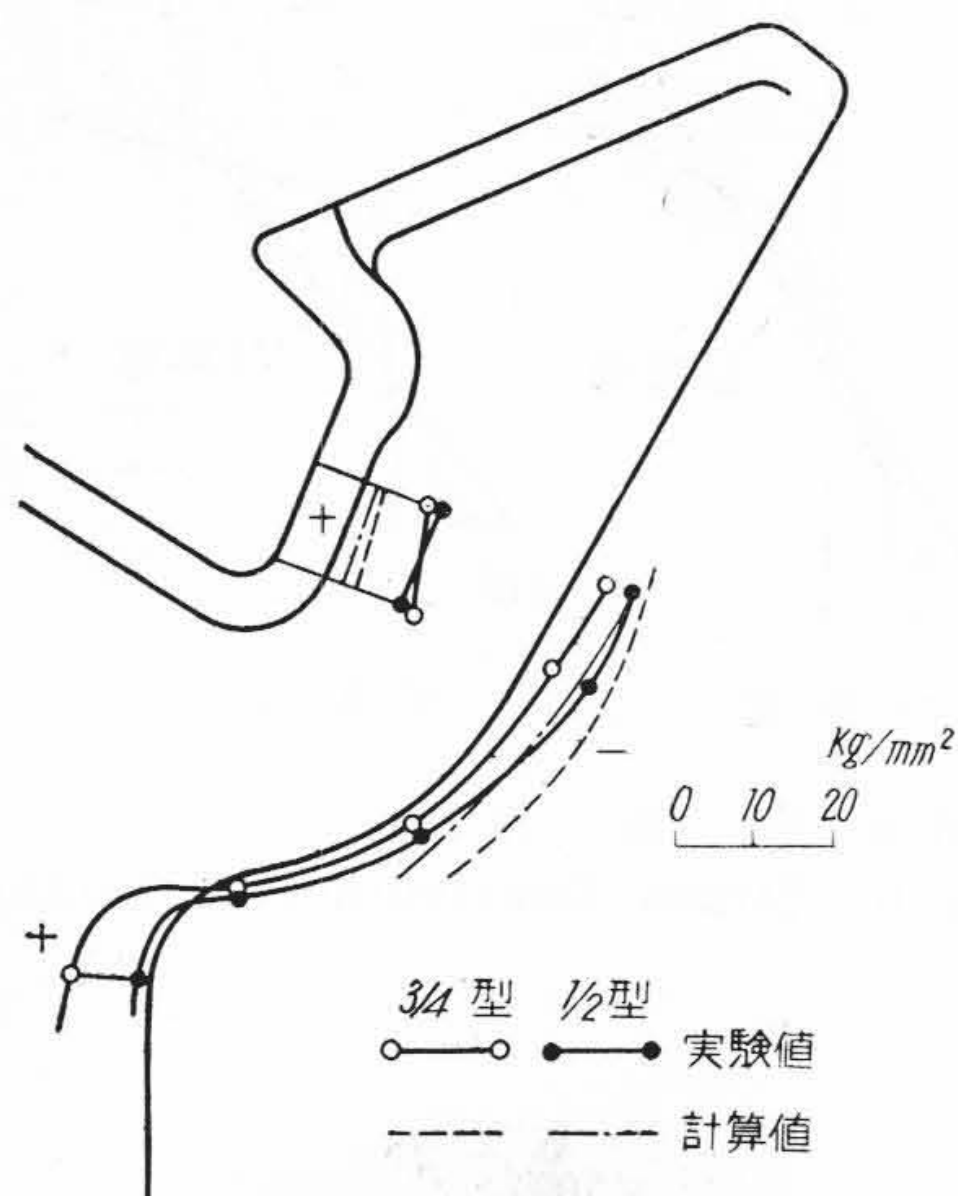
第7図 光弾性縞写真
Fig. 7. Photograph of Isochromatic Fringe



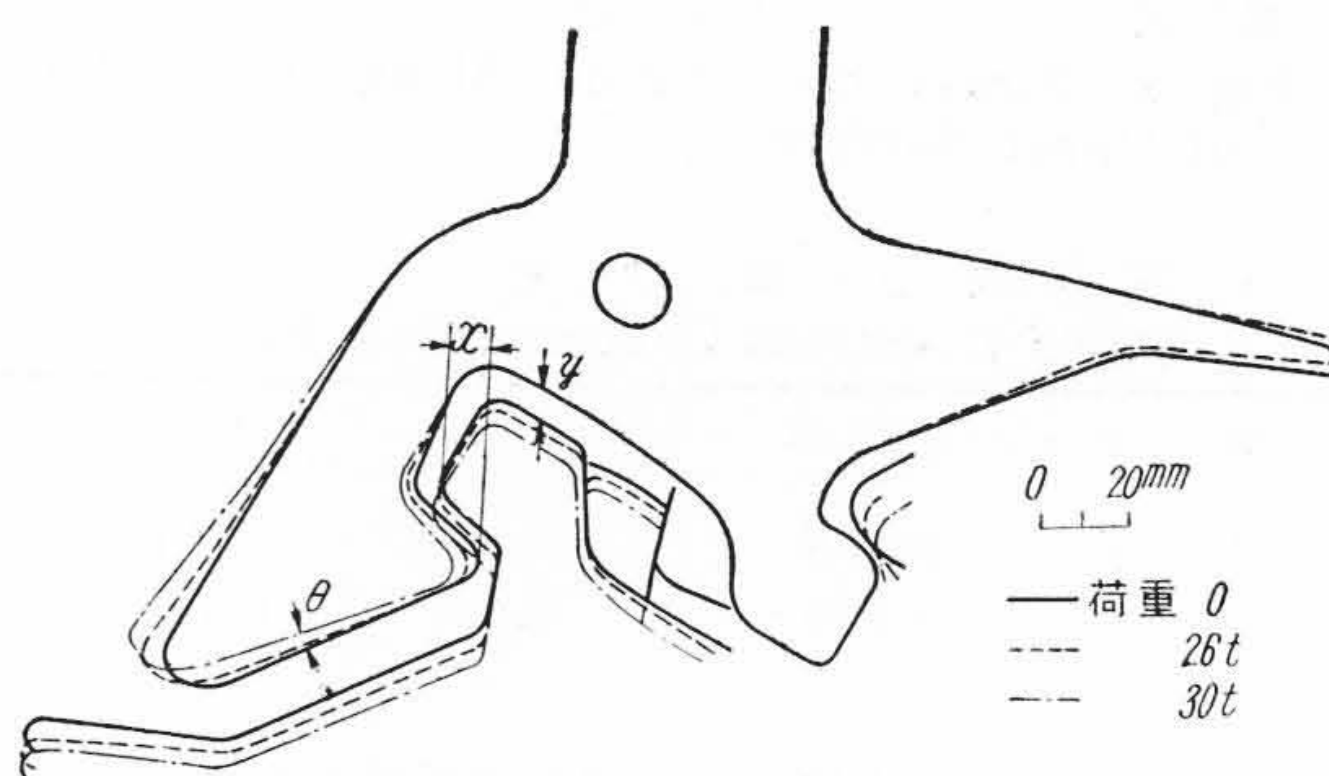
第8図 周縁の応力分布 (光弾性実験)
Fig. 8. Circumferential Stress Distribution Calculated from Photo-Elastic Experiment

第3表 破壊強度
Table 3. Breaking-Test Results

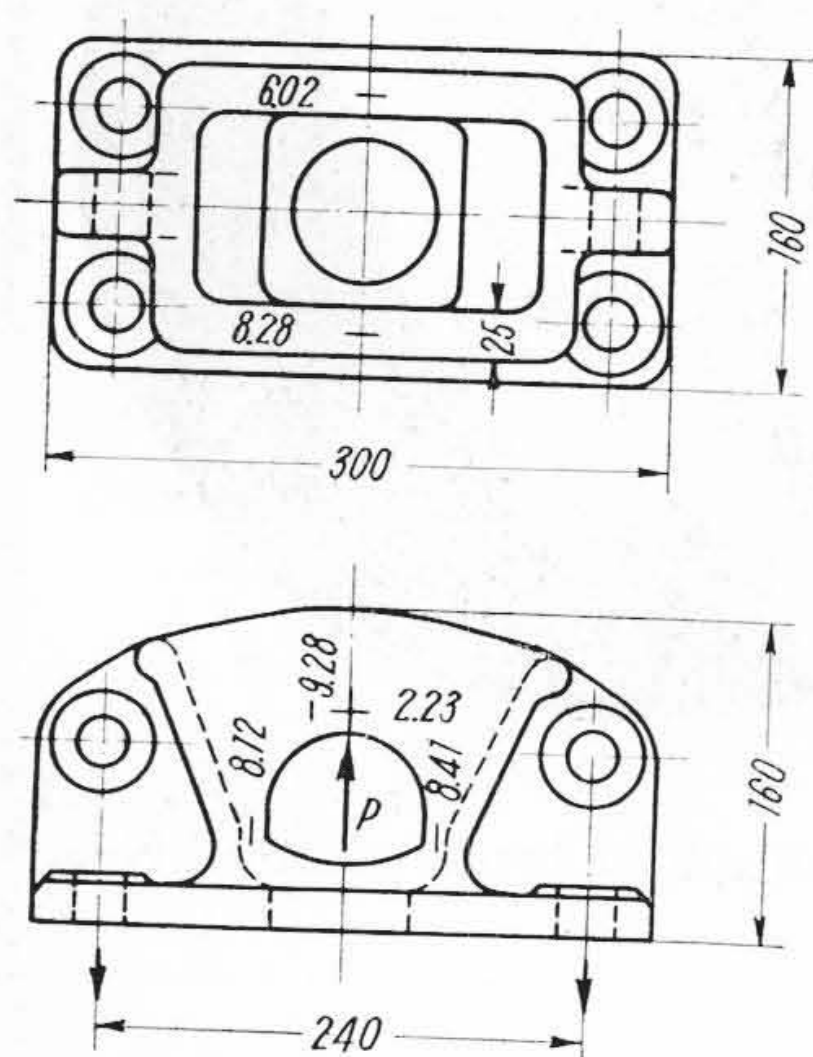
型	式	試験番号	最大荷重 t	備考
3/4 型	座付	A-1	62	本体尾部破断
	並形	A-2	>100	異状なし
1/2 型	並形	B-1	27	噛合外れ
		B-2	32.5	



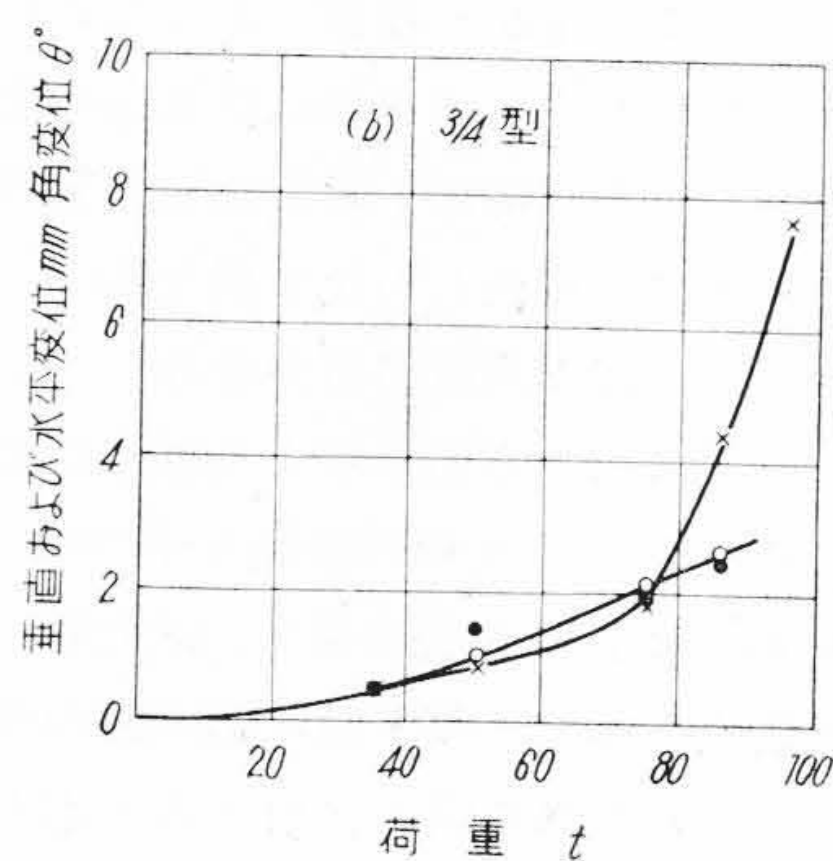
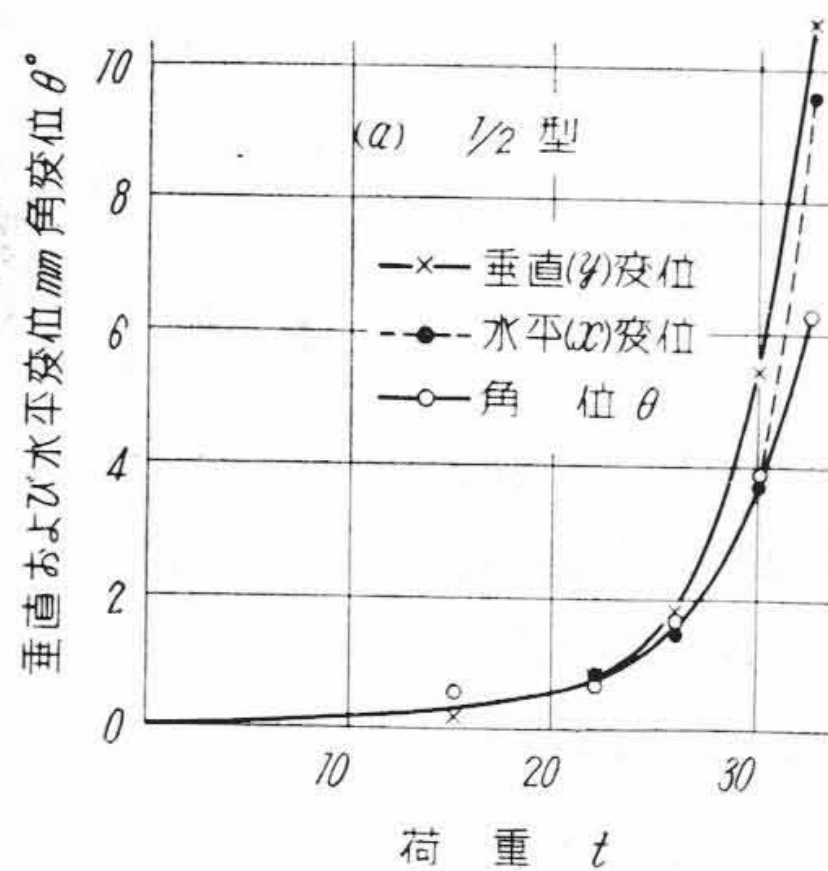
第9図 周縁の応力分布 (実物)
Fig. 9. Circumferential Stress Distribution of Coupler



第11図 頭部の変形 (1/2 型)
Fig. 11. Deformation of Coupler Head (1/2 Size Coupler)



第10図 座の応力 (kg/mm²)
Fig. 10. Measured Stresses of Coupler Seat



第12図 変位と荷重との関係
Fig. 12. Relation Between Load and Displacement

部が破断したが、破面の観察により明らかに鑄造欠陥によるものである。A-2は試験機最大能力100tでなら異状を認めなかつた。またB-1, 2ともに大きく口を開いて噛合が外れたが、危険断面イ-ウ部表面に長い亀裂を生じた。

以上の結果から破壊荷重は3/4型100t以上、1/2型約30tとなるが、[IV](1)で述べたような、強さに影響をおよぼす諸因子を考慮する必要がある。また1/2型の破壊が、亀裂を生じて破断せず連結が外れたために起ったことから、その噛合を深くすれば応力の低下と相俟つて破断荷重を高めうると考えられる。

[VI] 頭部の変形

連結器頭部の変形の状況を写真に撮り、荷重の増加に伴うその変化を求めると、第11図のようになった。この結果から、顎の部分は主として回転変形を受け、その他の部分はほとんど変形せず単に垂直方向に変位することを知る。

第12図に第11図のx, y, θで示した位置における水平、垂直および角変位量と荷重との関係を示す。1/2型では各変位とも22t附近から急激に増加し、荷重32.5tでx=0となり連結が外れる。水平変位と角変位の荷重に

対する変化の傾向はほとんど等しく、連結の保持が全く顎部の曲げ剛性に依存することがわかる。 $3/4$ 型についても同様であつて、100 t 近くまで角変位に急激な増加がなく危険断面に亀裂を生じていないことから、最大荷重は100t をかなり上回ることが予想される。垂直変位が70t 附近から増している理由はわからないが、接触部の圧潰による凹み約 3 mm がこれに含まれている。

〔VII〕 結 言

$3/4$ 型、 $1/2$ 型両形式の日立ウイリソン連結器の静的強度についてつぎのことが判つた。

(1) $3/4$ 型は試験機最大能力 100 t の荷重においてなら異状を認めず、その変形状態も合せ考えると、破断荷重はこれを遥かに上回ると思われる。 $1/2$ 型はほぼ 30 t で連結が解け、亀裂を生じたが破断するに至らなかった。

(2) 顎部 R 切欠表面の中央が最大応力を示し、 $1/2$ 型の亀裂はこゝに生じた。この部はフランジのついた箱形断面であるため応力分布は幅に沿つて一様でなく、中央における応力集中率は平均 1.78 となつている。

(3) 本体は一体鋳鋼、表面鋳放しであるから、強さに直接影響する R 切欠表面の仕上り程度、寸法公差などに特に注意する必要がある、これらを考慮した場合の危険断面の応力集中率は 2.3 程度と考えねばならない。

(4) 荷重の増加により顎部が回転変形をうけるが、他の部分はほとんど変形しない。連結の外れは顎部のこの変形による。

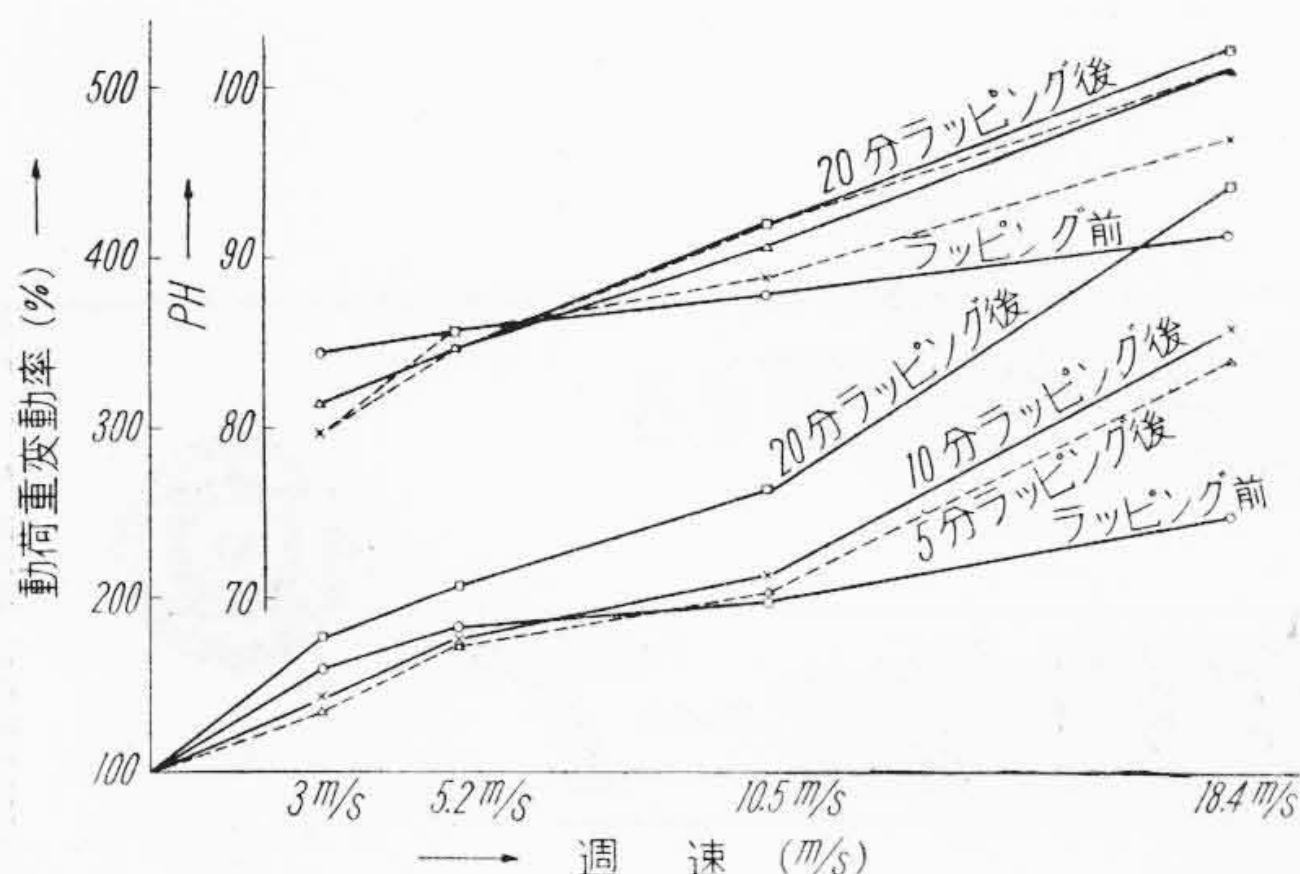
本文には連結器軸が一直線上にある場合の静的強度を論じたが、連結器高さの差による偏心荷重の場合の強さおよび連結時、走行時の動的荷重による強さも考慮する必要がある。これらについては別の機会に譲りたい。

訂 正

本誌 Vol. 38 No. 5 (昭和31年5月号) 39頁～50頁に掲載しました「歯車の工作精度が歯のストレスにおよぼす影響」の論文中、48頁の第22図の図面が編集部の手違いで誤つたものが掲載されました。つきましては下記の如く図面のみ御訂正願います。

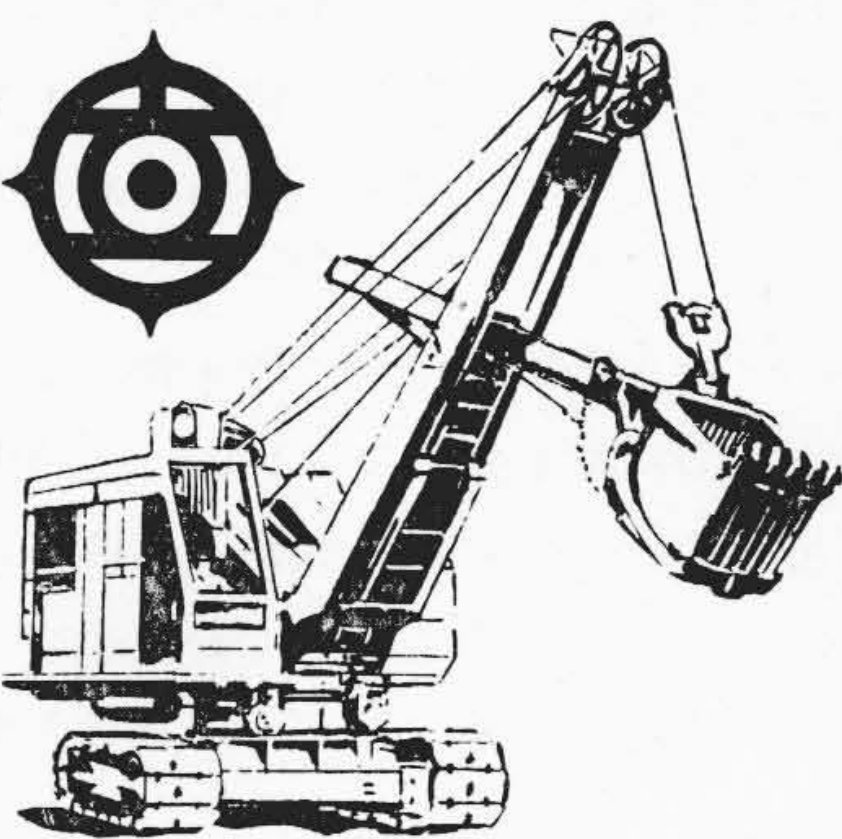
読者ならびに執筆者各位に多大の御迷惑をお掛け致しましたことを深く御詫び申し上げます。

—— 編 集 部 ——



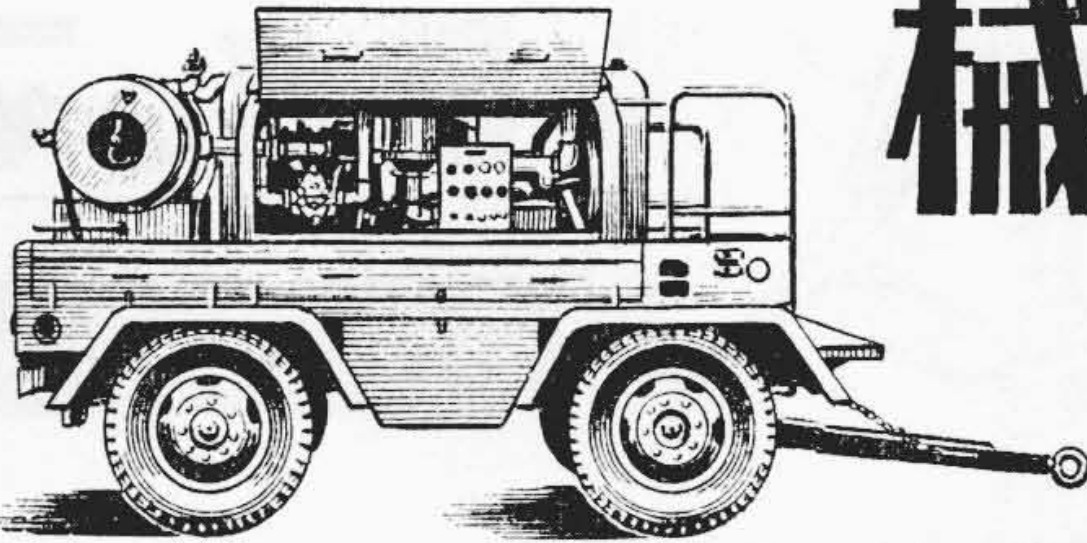
第 22 図 ラッピングの進行に伴う動荷重および騒音の変化 (焼入歯車)

Fig. 22. Change of Dynamic Loads and Noise According the Lapping Progress (for Induction Hardened Gears)

日立の建設機械

万 能 掘 削 機
ケ ー ブ ル ク レ ー ン
タ ワ エ キ ス カ ベ ー タ
バ ッ チ ャ ー プ ラ ン ト
空 気 輸 送 機
コ ン プ レ ッ
ポ 其 サ プ 他



日立製作所



特 許 第 218020 号

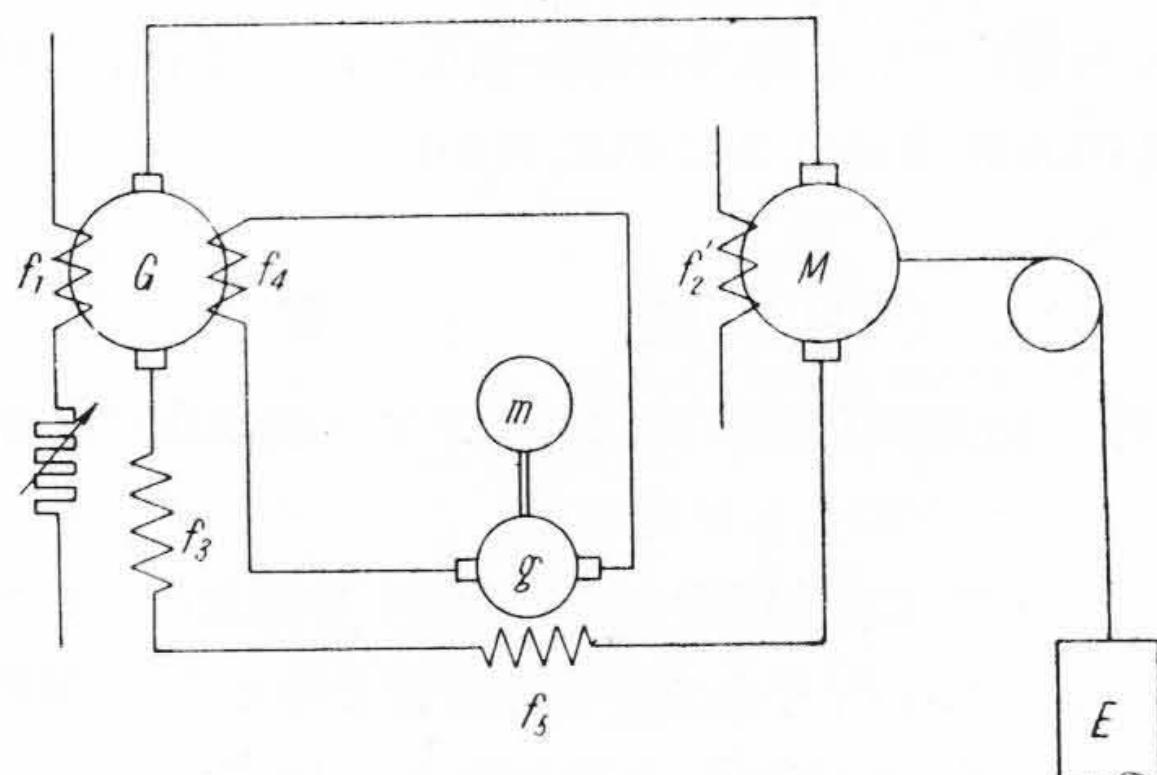
藤 森 和 夫

電 動 移 動 体 の 速 度 制 御 装 置

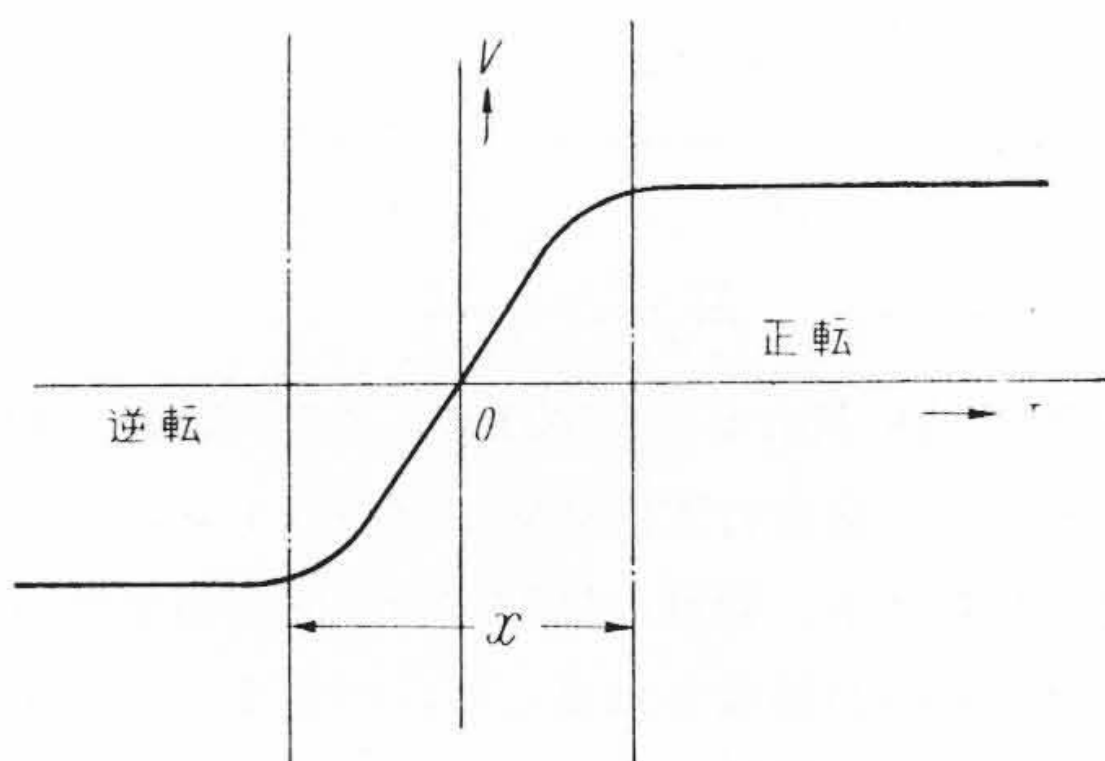
本発明はエレベータを駆動するワードレオナードセットにおいて、その発電機に対しそれ自身の刷子およびそれに連なる電動機の刷子の刷子電圧降下の総和を正転、逆転を通じて相殺するに足る電圧を生ずるような界磁励磁を、運転中の電動機負荷電流に応じて附与するようにしたことを特徴とするもので、従来何人もこれに想到し得なかつた刷子電圧降下の悪影響を探究し、運転中これを完全に補償することに成功したものである。実験の結果は着床差±1ミリの実現を容易にしたという劃期的なものであつて、高級エレベータの名が冠せられる所以もまたこの発明の完成に存する。作用を簡単に説明すると、第2図の刷子電圧降下特性曲線で小範囲x間だけは一定の傾斜角を以て漸変するが、それを超えて負荷電流Iが増大するときは刷子電圧降下VはIに無関係に一定値に落付くのである。故にこれは負荷電流に比例する直巻界磁で補償しようとしてもそれは達し得られぬ理である。

一方直流エレベータの着床時のように発電機、電動機の電圧数ボルトであるのに対し電流は-100A~+100Aのように変化する場合には刷子電降下は直接にエレベータ速度を左右し、正負の荷において着床速度の差は7m/min~4m/minの程度に変化し、その結果着床差も±10ミリ以上となるのが実状であつた。

本発明はレオナード発電機Gにその本来の f_1 界磁の他に特に補償界磁 f_4 を加設し、この界磁を数ワット程度の特殊小形直流発電機gによつて附勢し、また発電



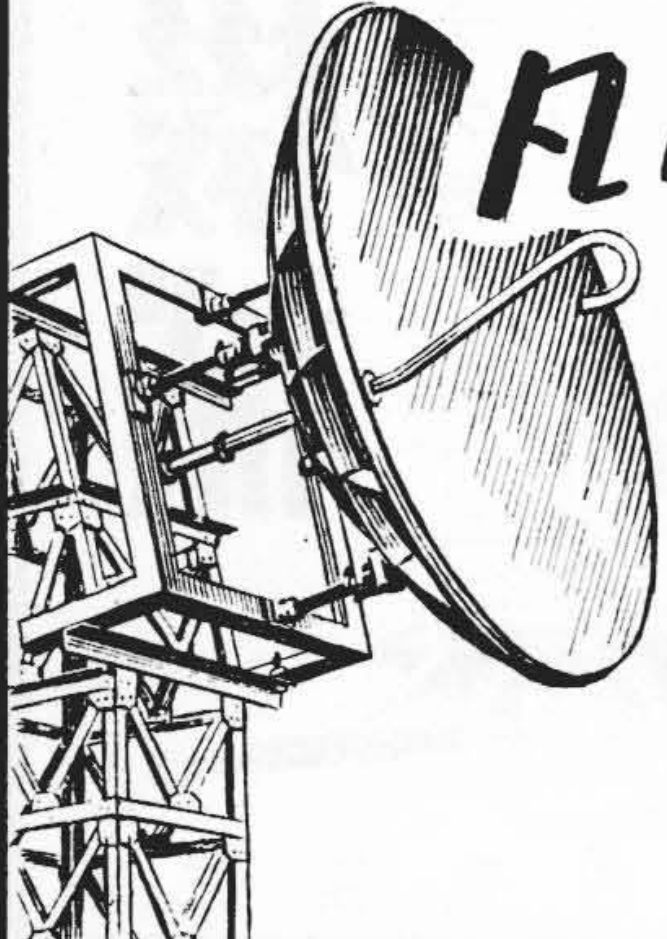
第 1 図



第 2 図

機gの界磁 f_5 をレオナード回路電流によつて附勢することにより、刷子電圧降下をエレベータ運転の全期間を通じて常に相殺することに成功したものである。

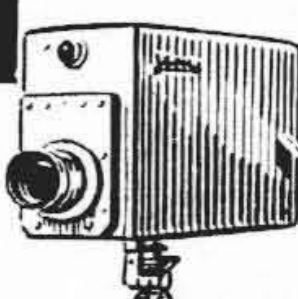
(宮崎)



凡ゆる通信に新威力を発揮する

日立のマイクロウェーブ

日立の工業テレビジョン装置





日立製作所