

客電車車体の軽量設計に関する考察 (第3報)

— 軽合金による軽量化 —

Consideration for Design of Light Weight Car Body (Rep.3)

— Weight Reduction by the Use of Light Alloy —

飯 島 弘*
Hiroshi Iijima

内 容 梗 概

軽合金車体の重量が鋼製に比べて軽量化される可能性とその程度を理論的に明らかにする目的で、基本ラーメンによる検討を行った。その結果、軽合金によれば鋼製に比して大きな柱剛度の適値が存在し、これによって鋼製の半分乃至それ以下の軽量化を期待しうることがわかった。そのほか、車体が長いほど単位長さ重量が増すという従来の説は必ずしも一般的に成立たないこと、筋違柱による軽量化の効果は車体が長い場合および特に軽合金車体において顕著であること、などを明らかにした。

1. 緒 言

車両の高速化のすう勢に伴い、速度の確保と加速、制動など運転性能の向上のために、車両の軽量化に対する要求がますます強くなりつつある。車両を構成する台車、室内ぎ装および機器類の軽量化の必要はもちろんであるが、電気機器重量が増加する傾向があるために、車体はその負担荷重の増大に対応しながらなお軽量化されねばならぬことになる。車体は、現在の軟鋼、高張力鋼、ステンレス鋼など鋼製をもってしては、軽量化の余地は残されているにしても、飛躍的な低減は期待できない。軽合金（主としてアルミ合金、本報ではこれに限定する）を構成材料に用いた車体は、欧米においては試作の域を脱してすでに広く実用されており、実績によるとその重量は鋼製の約半分になっている。しかるにその根拠についての理論的解明はまだなされていないように思われる。

軽合金（アルミ合金）は、鋼に対して比重は約 $1/3$ であるが、ヤング係数が低いために、車体の剛性を低下させる。したがって軽合金車体として必要な部材配置法があるはずである。一般に車体設計においては、適当な部材断面と配置を仮定し、計算あるいは実験によって応力、剛性などの強度の安全性を確かめるのが従来の方法であって、その基本設計における考え方が必ずしも明らかでない。そこで、筆者は車体構造部材の剛度が車体の曲げ強さに及ぼす影響を明らかにし⁽¹⁾、この結果をもとに軽量化のための部材剛度の選定法⁽²⁾、支点位置と柱数の選定法⁽³⁾⁽⁴⁾など、基本設計におけるよりどころを示した。その際

(1) 選定された部材剛比をもつ車体の曲げ剛性が限界値以上であるように各部応力に適値を与えるという方針を示すにとどめたので、この曲げ剛性の限度と応力との関係を追求する。

(2) 剛比選定における車体運用上の制限に部材最小断面の制限を追加する。

などの諸点についてさらに明らかにする必要がある。本報ではこの検討を行って、軽合金車体による軽量化の可能性を論ずる。

2. 車体の剛性を考慮した重量—強度論

2.1 基本ラーメンの仮定と式の誘導

第1図のように簡単な車体側構を、図の肉太線で示す基本ラーメンに置き換える。このような置き換え方で張出比 $\xi \left(= \frac{l_2}{l_1} \right) = 0, 0.18, 0.44$ の3種、スパン数 N (スパン長 l を一定とすると車体長さの変化に相当) $= 6, 12, 18$ の3種に変えた第2, 3図のラーメンを以下で

取扱う。これらのラーメンにおいて

(1) 窓下、上部材、柱など3主部材ごとの最大応力がすべて等しく、許容応力 σ_a に対して

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 \leq \sigma_a \quad (4)$$

(2) 車体の曲げ剛性に相当する曲げ固有振動数 f_B がその必要最低値を満足する。すなわち、

$$f_B \geq (f_B)_{\min} \quad (5)$$

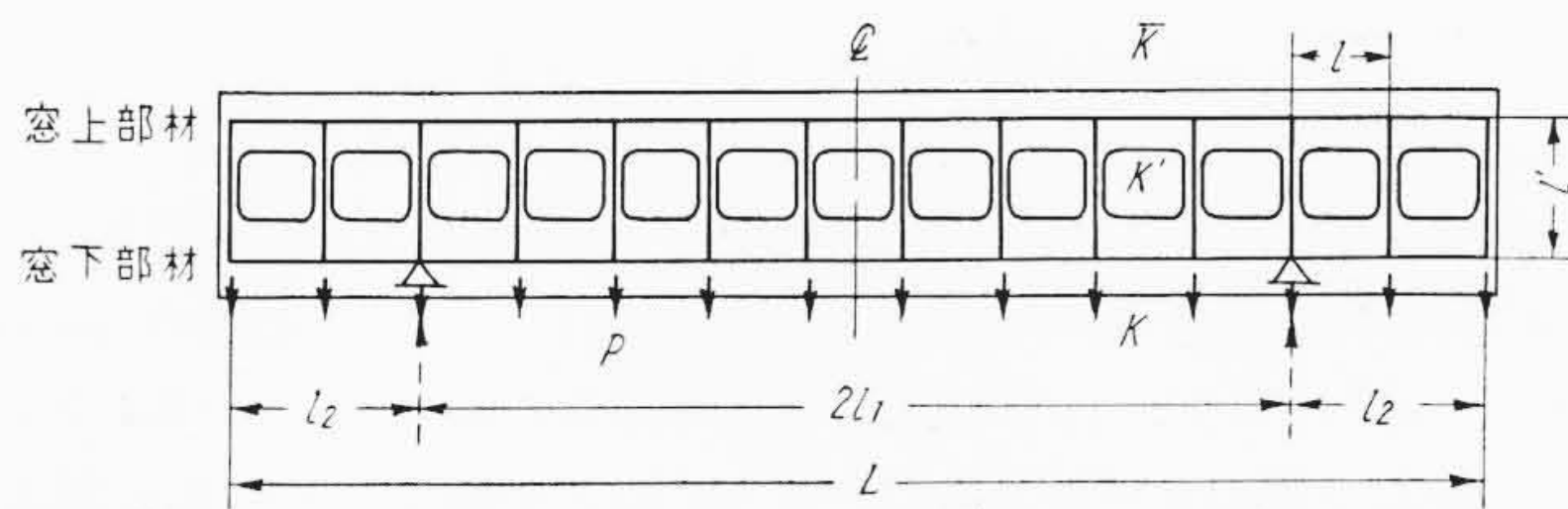
という強度条件を設定する。また、簡単化のために部材は第4図に示す矩形断面をもつものとする。

重量を表示する式は既報⁽²⁾⁽³⁾によって導かれたが、その結果のみを示すと次のとおりである。第1図のラーメンにおいて、窓下部材を基準材とした窓上、柱の剛比をそれぞれ α, β とする。等分布荷重 w_1 によるこれら主部材での最大曲げモーメント M_1, M_2, M_3 車体中央のたわみ δ などは次のような無次元量として表わされる。

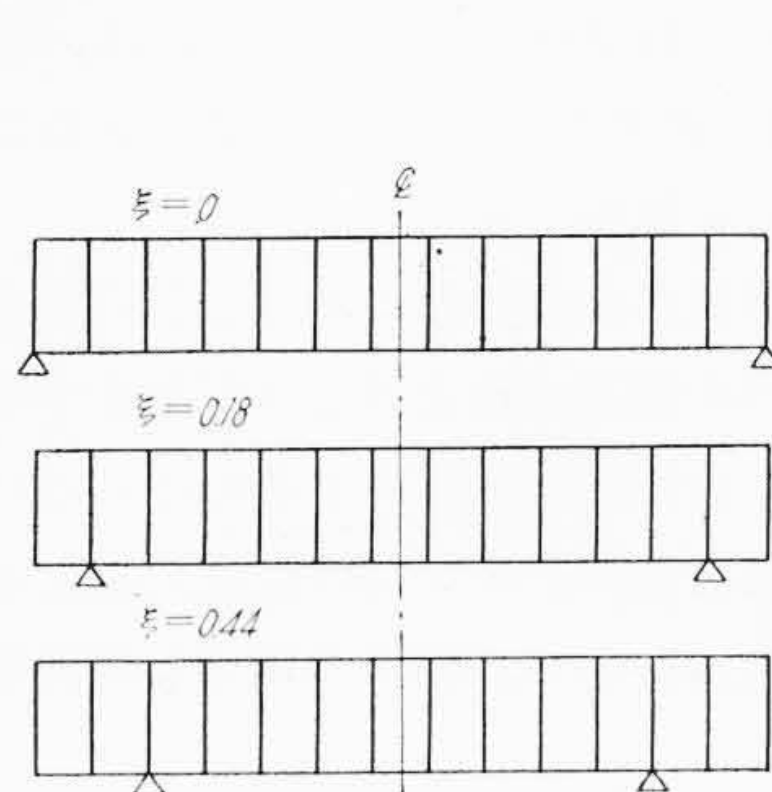
$$\text{曲げモーメント } \frac{M_1}{w_1 l^2}, \frac{M_2}{w_1 l^2}, \frac{M_3}{w_1 l^2} = \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \quad (6)$$

$$\text{中央のたわみ } \frac{EI_1}{w_1 l^4} \delta = \nu \quad (7)$$

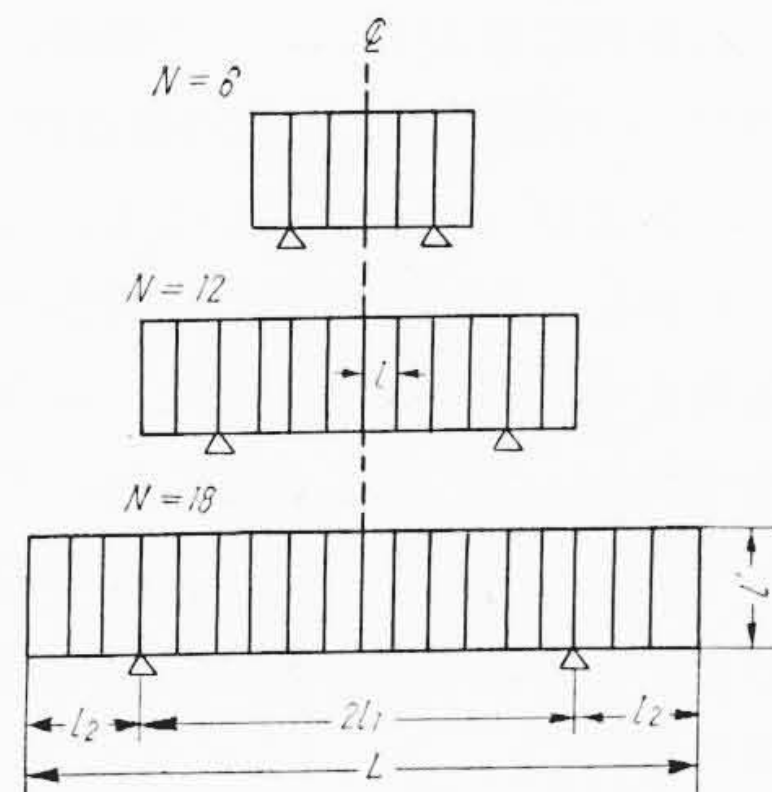
上式右辺の記号は α, β, ξ, N の関数であって、かつ suffix 1, 2, 3



第1図 側構を置換したラーメン ($\xi=0.44, N=13$)

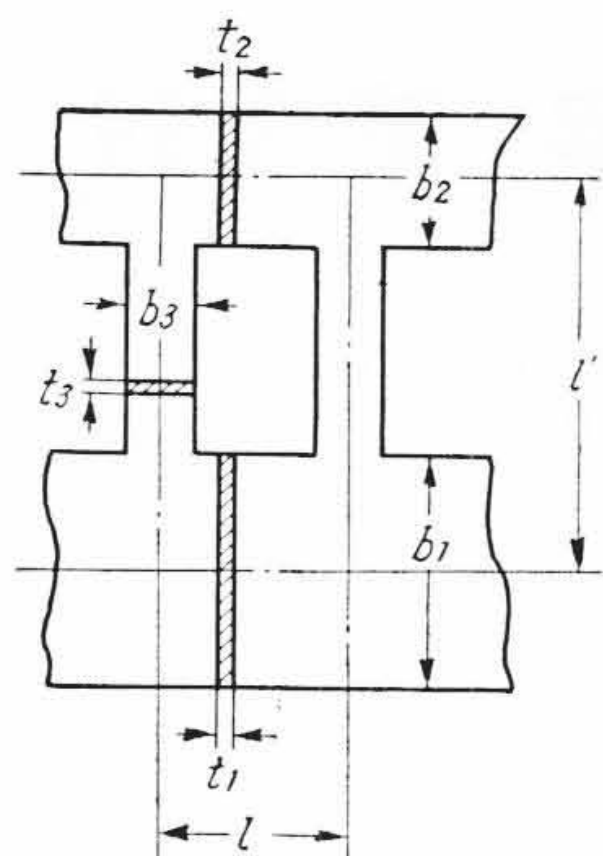


第2図 支点位置を変えたラーメン ($N=13$)

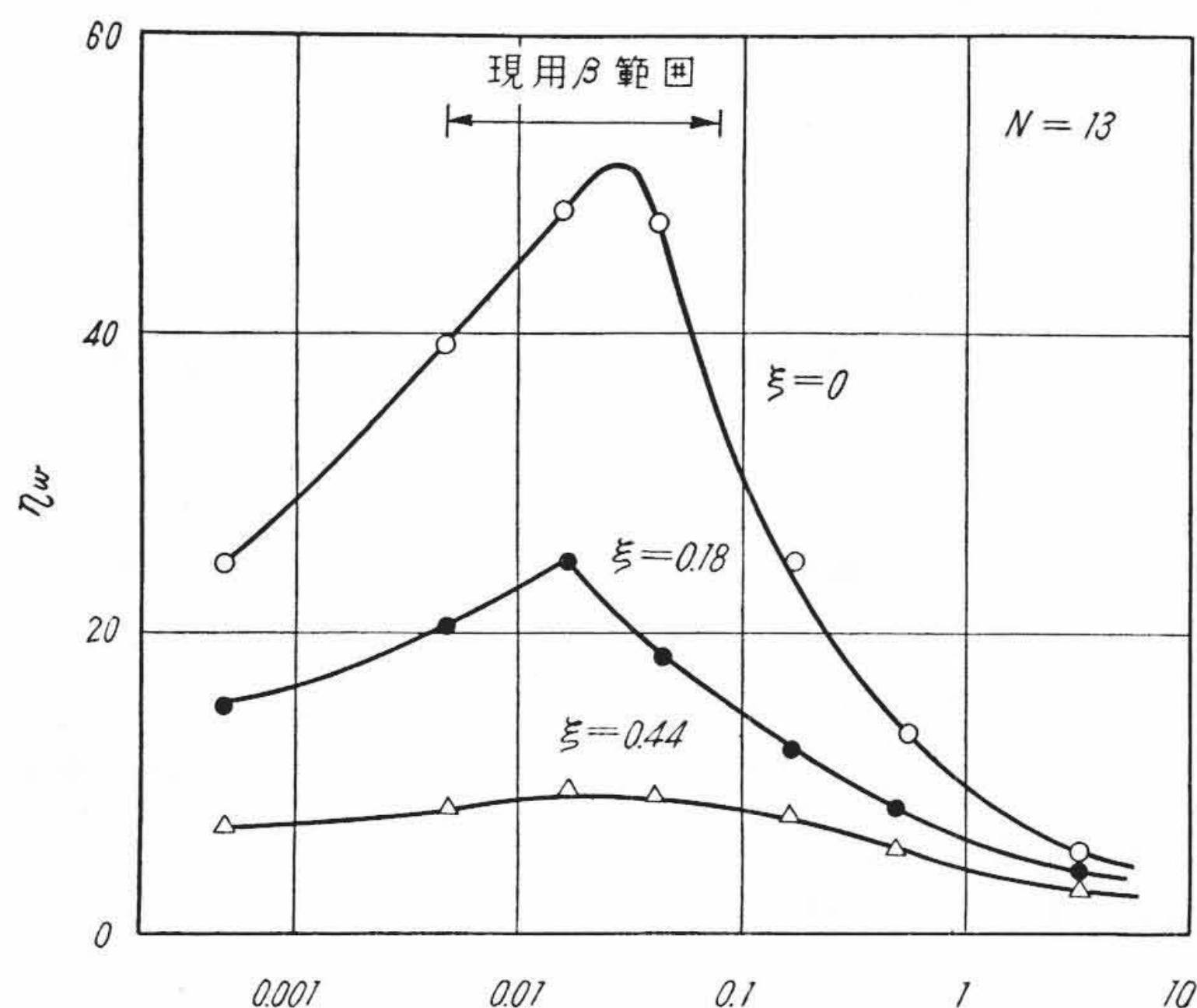


第3図 スパン数を変えたラーメン ($\xi=0.5$)

* 日立製作所笠戸工場



第4図 部材断面の記号



第5図 支点位置と η_w との関係

はそれぞれ窓下，窓上，柱部材を意味する。(4)式の左方2式で表わされる最大応力の条件を満足する側構片側分の単位長当り重量は(6)式を使って，

$$w_0 = \frac{6\gamma w_1}{\sigma_1} \frac{l^2}{b_1} \eta_w \dots\dots\dots (8)$$

ここに

$$\eta_w = \varphi_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \right)^2 + \frac{1}{\beta} \left(\frac{\varphi_3}{\varphi_1} \right)^2 \frac{N+1}{N} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

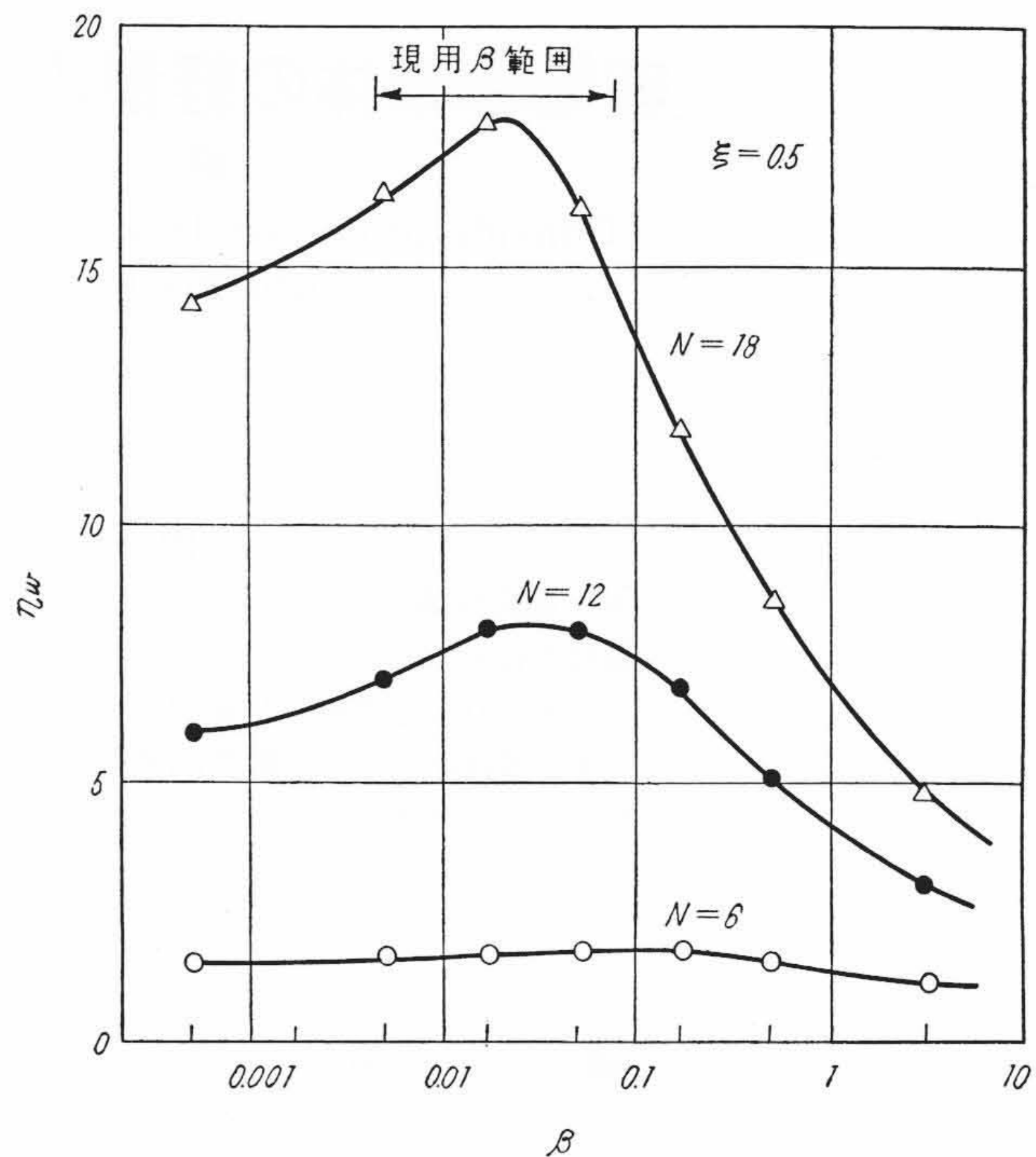
で表わされる。ただし， γ は側構材料の単位体積当り重量である。(4)式右方の等号 $\sigma_1 = \sigma_a$ なる条件を適用して(8)式右辺の η_w 以外を一定とすると， η_w が重量を意味することになる。 $\alpha = 0.4$ として，第2, 3図のラーメンについて η_w と β の関係を求めると第5, 6図のようになった。

現在の軽量客電車の柱剛比 β は一般に $\beta = 0.005 \sim 0.08$ であって，これを図に付記した。この結果から，軽量構造をうるためには，現用の β の範囲よりも柱の結合作用の顕著な β の大きな値をとること，および $\alpha = 1$ がよいこと，などを既報で述べた。

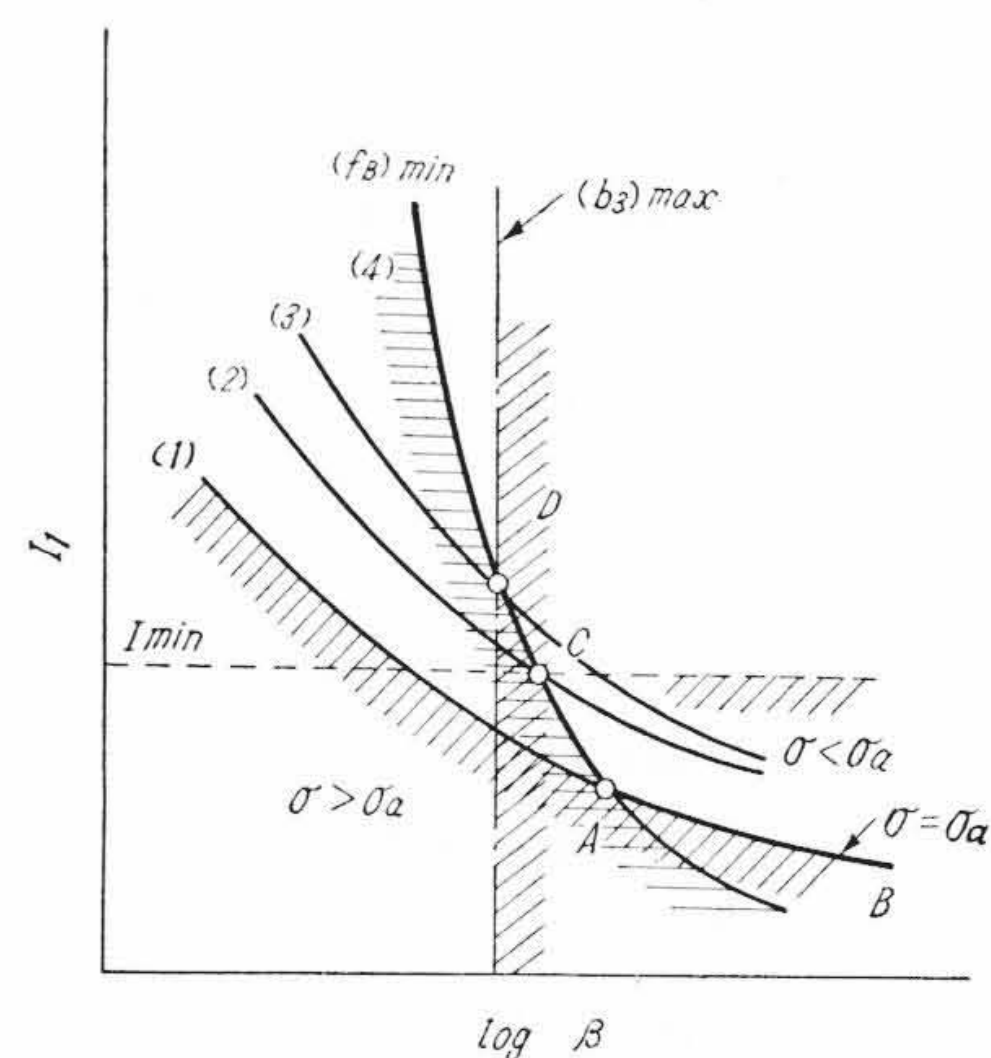
しかし，(4)式の条件のほかに車体の曲げ剛性に関する(5)式の条件をも同時に考慮すると，両条件を満足するような β が存在するはずであって，第5, 6図において β を任意に大きくとるわけにはいかず，かつ η_w がそのまま ξ, N の異なるラーメン間の重量比較を示さないことになる。以下ではこの点について，既報の理論の発展を試みる。

2.2 柱剛比選定の考え方

既報において $w = w_1$ とすると， f_B は次のように表わされる。



第6図 スパン数と η_w との関係



第7図 I_1 と β との関係

$$f_B^2 = \frac{k}{\delta} \dots\dots\dots (10)$$

$$ここに \quad k = \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \frac{g}{384} \frac{5 - 6\xi^2}{1 + \frac{\pi^2}{6}\xi^3}$$

(7)を(10)に代入し，かつ(5)式の条件によって

$$f_B = \sqrt{\frac{kEI_1}{w_1 l^4}} \frac{1}{\nu} \geq (f_B)_{min} \dots\dots\dots (11)$$

また窓下部材の応力は(4)，(6)式によって

$$\sigma_1 = \frac{w_1 b_1 l^2}{2I_1} \varphi_1 \leq \sigma_a \dots\dots\dots (12)$$

ν, φ_1 は前述のように α, β, ξ, N の関数であるが，第2, 3図のラーメンそれぞれについては変数は β のみになる。そこで(11)(12)式により， I_1 と β との関係を求めると，第7図に示すような曲線群が得られる。

第7図の曲線(1)は(12)式の等号を満足する関係であって，この曲線の下方，影線の部分，は応力が許容値 σ_a をこえる。(2)(3)は σ_1 をパラメータとする曲線群である。また，曲線(4)は $(f_B)_{min}$ を与える(11)式の関係を示し， f_B をパラメータとした剛性大なる曲

第1表 ナハ10鋼体の測定値と本報の数値

項目	床 上 荷 重		最大応力 σ_a (kg/mm ²)	曲げ固有振動数 f_B (c/s)
	合 計 (t)	分布荷重片側分 w_1 (kg/cm)		
測定値	20	5.1	4.5* (5.7)	14.0(鋼体のみ) 6.5(20 t 荷重)
本 報	35	9	10(鋼) 5(軽合金)	8

* () 外は側柱隅の () 内は台枠の最大値

第2表 材 料 比 較

材 料	鋼 SS41	アルミ合金 52 S-O
比 重	7.85	2.68
ヤング係数 E (10 ⁴ kg/mm ²)	2.1	0.7

線群は右側の範囲にあって、影線の部分はこの限度以下の不適当な範囲に相当する。したがって適当な範囲は(1), (4)曲線の肉太線を境にして右上方に存在する。

(8)式からわかるように応力が大きいほど、また第5,6図によって β が大きいほど、側構は軽くなる。ゆえに、次にのべる部材断面からの制約を考えなければ、AB線上でかつB寄りに適値がある。

一方、実際の車体の部材断面は薄板プレスものの骨組と外板とで構成されているから、腰板高さ b_1 に多少の変動があるにしても、窓下部材の断面二次モーメント I_1 に下限が存在する。また β が大きくなると柱の幅が増加して窓の面積が減少する。したがってAB上で β を無制限に大きく、したがって I_1 を小さく、とるわけには行ない。第7図にこれらの限界線を示した。このことから β の適値は肉太線においてCあるいはD点で与えられ、そのいずれかは両限界線の相対位置によってきまる。このように二つの限度は β を大きくとることを妨げるから、これらをできるだけ広げることが望ましく、 I_{min} に対しては外板の薄板化が要求され、 $(b_3)_{max}$ のためには筋違柱⁽⁵⁾を用いることによって達せられる。これについては後述する。

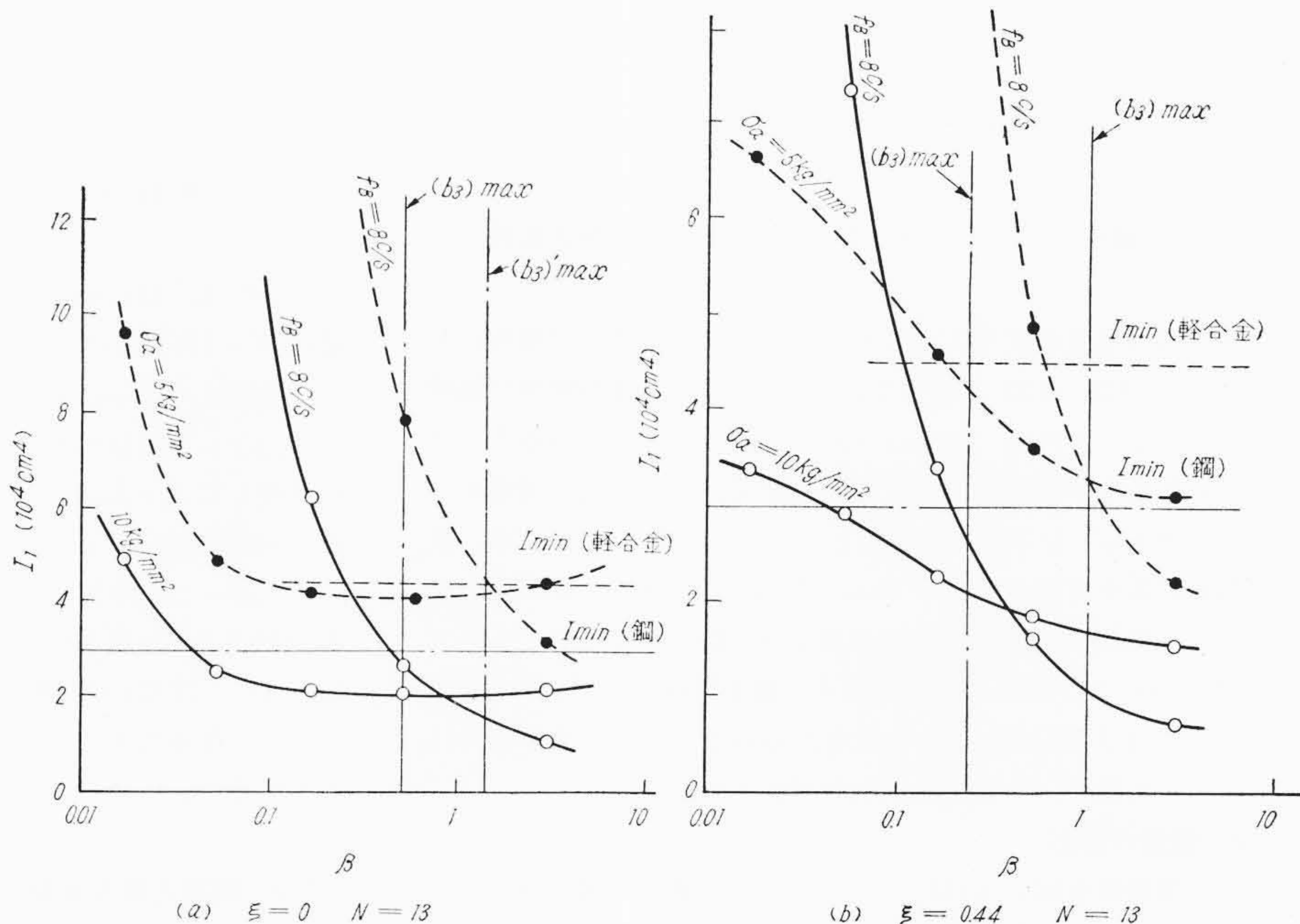
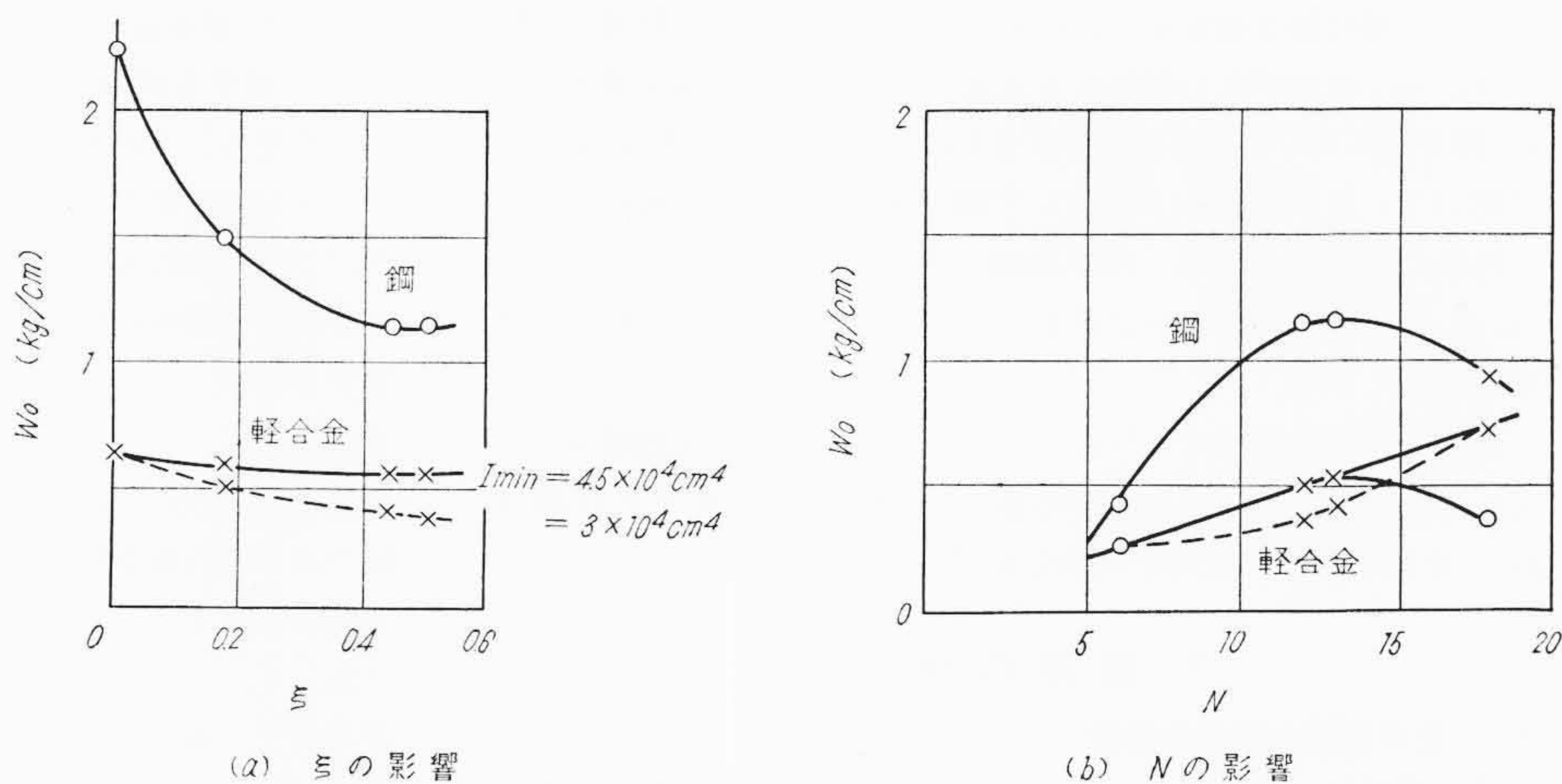
2.3 数値計算

2.3.1 与えた数値の根拠

第7図の太線の位置と $(b_3)_{max}$ の限界線の位置は車体の形状(ξ, N)で変わることは後述する第10図のと

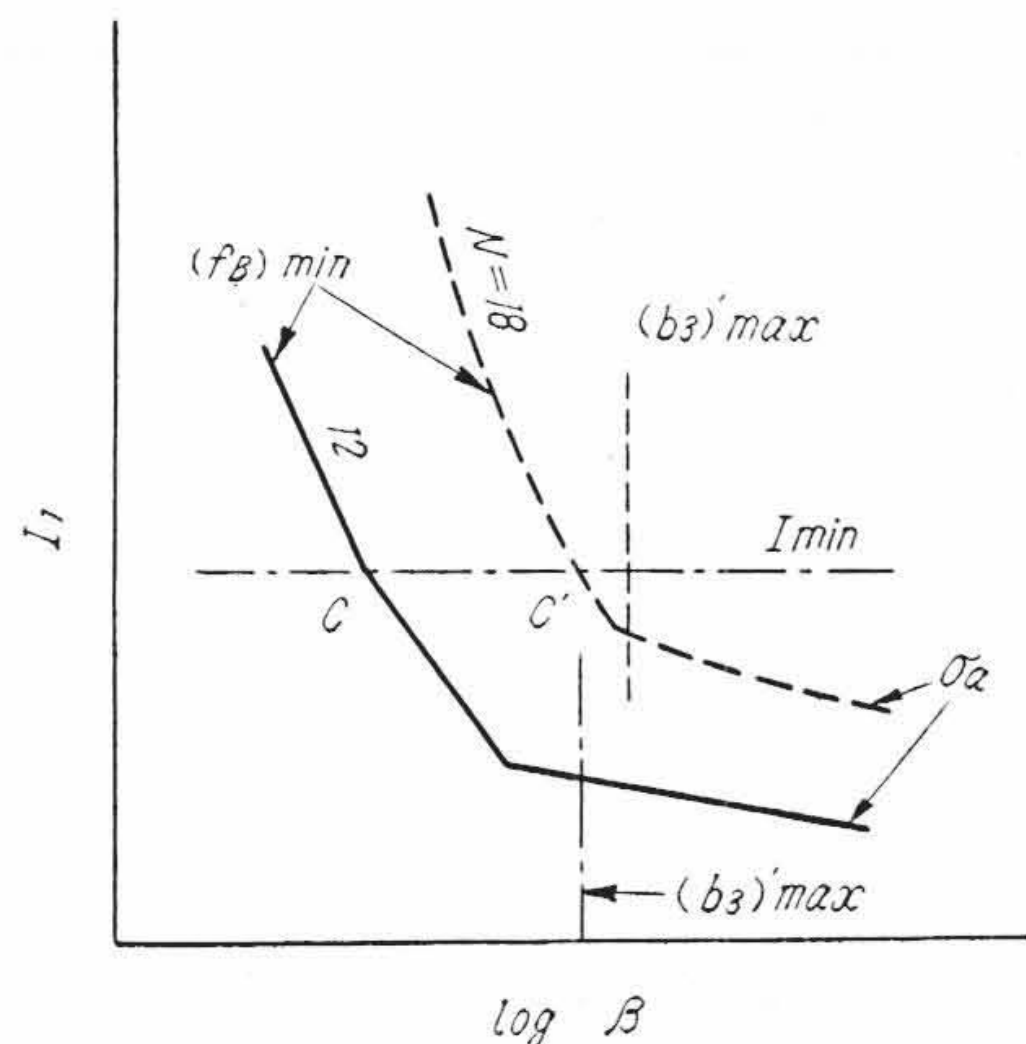
おりであり、さらに I_{1min} の限界線も考慮されるので、異なったラーメン間における重量比較はきわめて複雑である。この傾向を知るためには数値計算を行うほかなく、その際に与えるべき諸数値は実際の車体において合理的なものでなければならない。次節の計算に用いる諸数値とその根拠を以下にのべる。

設計に用いる最大荷重、強度の基準となる許容応力および曲げ剛性は、本報で扱っている基本ラーメンに類似したナハ10形客車の測定結果⁽⁶⁾を参考にして、第1表のように与えた。すなわち、鋼体、ぎ装および定員の3倍の乗客重量などを加えた静荷重に対し動荷重としての20%増しを最大荷重とすれば、 $w_1=8.7$ kg/cm になるので、余裕をみて $w_1=9$ kg/cm とした。測定箇所の最大

第8図 I_1 と β との関係の例第9図 ξ, N による側構重量の変化

応力を $w_1=9$ kg/cm に換算すると、10 kg/mm² になるので、これを許容応力を選んだ。この値は動荷重20%、溶接部疲労限を5 kg/mm² とすれば安全率は2に相当する。軽合金に対しては $\sigma_a=5$ kg/mm² と仮定した。荷重の異なる二つの振動数測定値は荷重の平方根にはほぼ反比例しているので、 $w_1=9$ kg/cm の場合に換算すると $f_B=6$ c/s になる。しかし理論的には車体の固有振動数は台車のバネ系の固有振動数の1.3倍以上を必要とする⁽⁷⁾から、6 c/s 程度の通常の台車に対して、ここでは $(f_B)_{min}=8$ c/s とした。

鋼と軽合金の比較を第2表に示す。いずれも後者は前者の約1/3である。

第10図 鋼製の $N=12, 18$ における I_1 と β との関係比較

部材断面の限度を次のようにとる。柱幅 b_3 は通常の車体において、 $b_3/l=0.16\sim0.27$ となっているので、現在程度の窓開口面積を必要とするとすれば $(b_3)_{\max}=0.27l$ として β を求める⁽²⁾。また、柱を在来の平行柱の代りに筋違柱を用いれば、開口面積を同一にして $(b_3)_{\max}$ を2倍にとることができる。 I_1 については、現在の鋼製車体の実例からして $I_{\min}=3\times 10^4\text{cm}^4$ とし、また軽合金に対しては腰板厚さ2mm程度の断面を想定して $I_{\min}=4.5\times 10^4\text{cm}^4$ とおいた。なお、側柱間隔 l と窓下部材高さ b_1 は一般に運用上からほぼ固定的な値とみなされるので、これらを本報では一定値として扱い、 $l=160\text{cm}$ 、 $b_1=100$ とおく。

2.3.2 重量の算出

上述の諸数値を用いて(11)、(12)式より、第2,3図のラーメンに関する I_1 と β との関係を求めると、第8図に例示したような結果がえられる。この図の説明は第7図ですでに述べた。実線は鋼を、点線は軽合金を示し、在来柱の限度 $(b_3)_{\max}$ と筋違柱の限度 $(b_3)'_{\max}$ はいずれの材料にも共通である。側構重量を求めるには、第8図において、第7図のCまたはD点で $(I_{\min}, (b_3)_{\max})$ などに応じてきめられる β を用いて第5,6図から η_w を求め、またこれらの点を通る(2)、(3)曲線の応力 σ_1 を求めて、(8)式から w_0 を算出することができる。このようにして求められた重量を第9図に示す。

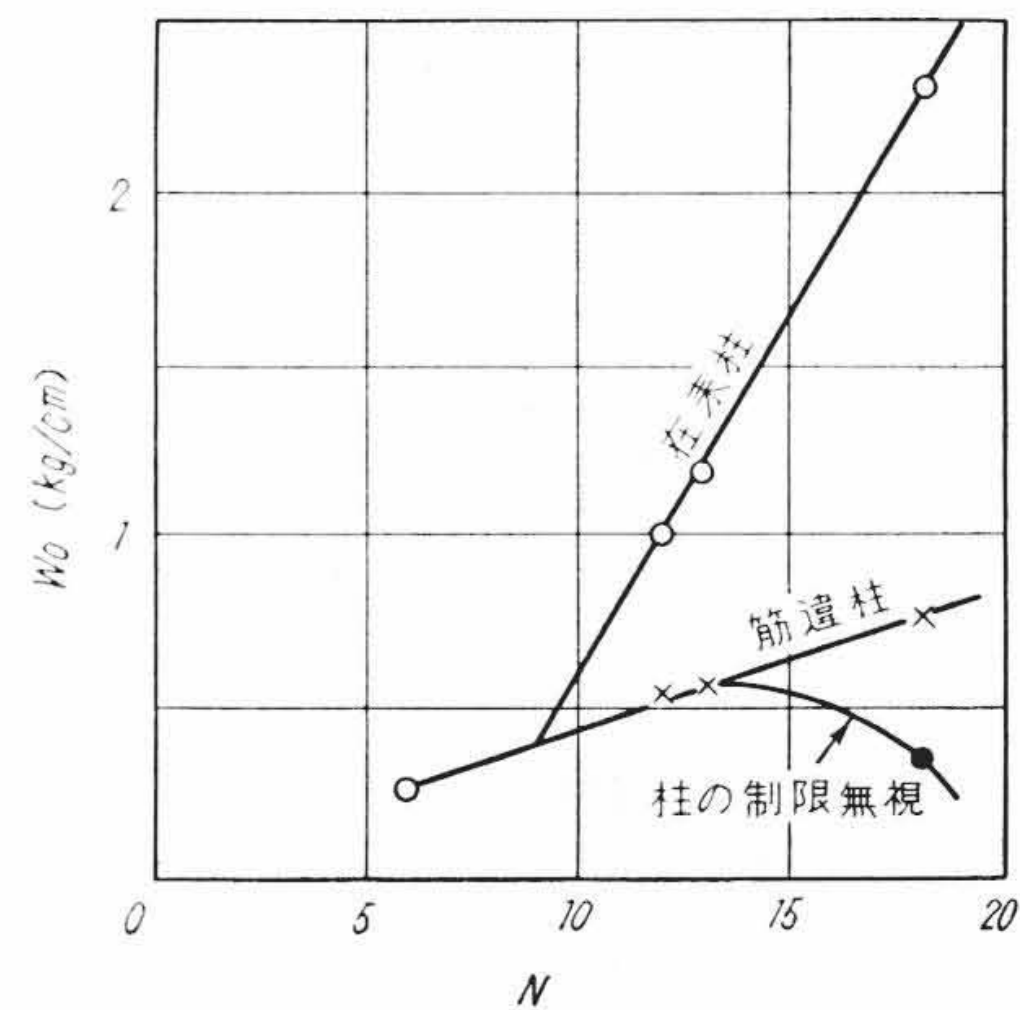
図の○印は在来柱であり、×印は在来柱の $(b_3)_{\max}$ の限界をこえて筋違柱を使用したものである。なお軽合金における点線は $I_{\min}$ を鋼と同値に仮定した場合を参考として示した。

3. 結果の考察

3.1 支点位置と車長の影響

支点の影響は、 ξ が大きいほど軽くなるが、鋼では特に重量の変化が著しい。 $\xi>0.4$ ではほぼ一定値を示し、現在の車両が $\xi=0.40\sim0.53$ の範囲にとられていることは適当であるといえることができる。

第9図(b)において、本報では柱間隔 l を一定としているので、図の横軸 N は車体長さを表わすことになる。また縦軸 w_0 は単位長さ当り重量であって、長さの異なる車体の総重量ではないことに注意したい。この図から、鋼の場合にある長さ以上になるとかえって軽くなる傾向が認められるのは奇異に感ぜられる。いま $N=12, 18$ の I_1 と β との関係を比較すると第10図のとおりである。車体が長くなると剛性が低下するのでこれを β の増加で補う必要があり、また曲げモーメントも増大するので、図のように β をきめる線は右上方に移る。かくして β の適値を与える点 C' は C よりも β の大きい側にあり、 $N=18$ の β 、 σ とともに $N=12$ よりも大きくなるため重量は軽くなる。これに対して軽合金の場合にこの傾向が認めら



第11図 柱の形式による重量比較(軽合金製)

れないのは、軽合金であるための剛性低下がさらに加わって、第10図の $N=18$ における C' 点が $(b_3)'_{\max}$ をこえて右方に移るため、 β の適値は $(b_3)'_{\max}$ によってきまり、 σ が小さく(すなわち I_1 が大きく)なって重量が増加したことに原因がある。かりに柱幅の制限を無視して $I_1=I_{\min}$ として算出すると、図の黒丸で示す値となり、鋼と同様な傾向をもつことがわかる。

したがって、車体が長いほど単位長さ当り重量が増加するという従来の説は、 β を適当に選べば、必ずしも一般的に成立つことにはならない。すなわち第10図において、同一の β については長いほうが重くなることからすれば、このことは部材断面の最小値を考慮に入れることによって初めて明らかにされたものといえることができる。

3.2 鋼製と軽合金製の重量比較

第9図(a)の $\xi=0$ の場合、軽合金製の重量と鋼製のそれとの相違が著しい。軽合金ではその剛性低下のために β を大きくとる必要があって、第8図に示すように $(fb)_{\min}$ の線は β の大なる側に移る。 $\xi=0$ に対する同図(a)によって、 β の適値が大きく、反対に応力は小さくなるのがわかる。 $\xi=0$ のとき、 β による窓下部材の曲げモーメントの変化がきわめて大きいことは既報に示したとおりであり、このために η_w は β のわずかな変化によっても大きく増減することが第5図から知られる。したがって軽合金の β の増大が応力の減少を補い、さらに γ の相違によって軽くなったものといえることができる。

第9図(a)、(b)いずれにおいても、上述の $\xi=0$ を除いて、実線で示す軽合金車体の重量は鋼製のほぼ半分であり、欧米における実績に一致する。しかしこれは $I_{\min}=4.5\times 10^4\text{cm}^4$ と仮定した場合であって、いまかりに $I_{\min}$ を鋼と同一にすれば図の点線のようなになるので、重量は約1/3である。この結果からすると、両材料間の比較は $I_{\min}$ の与え方に左右され、必ずしも軽合金製が半分であるとはいえないことがわかる。従来の欧米の実績が半減することを示したのは、軽合金の部材断面を鋼の場合よりも一般に大きくとることに由来するものと考えられる。 $I_{\min}$ をいくらにすべきかは坐屈強度や工作上からの検討が必要であろうが、前者については車体全長にわたる問題ではないから、局部的な補強を講じてしかるべきであり、後者に対してもさらに薄板化する余地はありうると思われる。したがって、部材断面の限度をできるだけ下げることによって、軽合金車体の重量を鋼製車体の半分以下に減少させる可能性がある。

3.3 筋違柱の効果

柱の剛比 β が大きいことは、 I_1 を一定とすれば、柱断面の増加を意味するので、柱幅が大きいことに相当する。したがって車体が長いほど、および鋼製よりも軽合金製のほうが、柱幅の制限を受けやすい。軽合金の場合の N の影響を示す第11図を例にとると、すで

に述べたように、○印は在来柱を、×印は筋違柱を、それぞれ用いた時の値であり、●印は柱幅の制限をまったく無視しうるとして求めたものである。

これらのうちの下方2曲線は、第9図(b)に示したが、上方の曲線は $(b_3)_{\max}$ によって β がきめられるために、 β の適値が小さくかつ $I_1 > I_{\min}$ となって重量が増加することを示している。したがって筋違柱が軽量化に果たす役割は大きく、車体が長い場合および特に軽合金車体において、その効果が顕著である。

4. 結 言

基本ラーメンにおいて車体の必要曲げ剛性を満足するとともに、部材断面の制限を考慮した軽量設計法を求めて、既報の重量-強度理論を発展させた。これから得られた結果は次のとおりである。

- (1) 車体の強度条件ならびに断面の制限条件に応じた柱剛比 β の適値が存在し、これが車体重量に及ぼす影響の仕方を明らかにした。
- (2) 軽合金車体は鋼製車体よりも軽くなるが、その軽量率は両

材料がとりうる断面の最小値に左右され、半分乃至それ以下になる可能性がある。

(3) 車体は長いほどその単位長さ当り重量が増すという従来の説は一般的には成立せず、 β が適当ならばかえって軽くなることがある。

(4) 構成部材の薄板化によって断面のとりうる最小値をできるだけ小さくすることが軽量化に役立つ。

(5) 筋違柱は軽量化に役立つが、その効果は車体が長いほどおよび特に軽合金車体において顕著である。

参 考 文 献

- (1) 飯島：日立評論 39, 721 (昭 32-6)
- (2) 飯島：日立評論 40, 1204 (昭 33-10)
- (3) 飯島：日立評論 41, 272 (昭 34-2)
- (4) 飯島：機械学会宇部臨時大会講演会前刷 第1室 39 (昭 33-11)
- (5) 飯島、伊藤：機械学会講演前刷集 No. 2 283 (昭 34-4)
- (6) 鉄道技研：中間報告 7-67 (昭 31-5)
- (6) 佐川：日立評論 40, 617 (昭 33-5)



特許第260538号

特 許 の 紹 介



小池喜太郎・五十嵐健二
神尾昌史

プ レ ー ト ク ラ ッ チ

構 造

この発明のプレートクラッチは主として巻上機に使用されるもので、下記の構造を特長とする。

- (1) スパイダ2の外周壁の中央に案内ピン5支持用の大径の放射状腕A(図は6個のうち4個を示す)を等間隔に形成するとともに、スパイダ2の外周壁の両側に放射状腕Aと位相を一致させた裏、表側ディスク3,4支持用の小径の放射状腕B, B'(図は3個のうち2個を示す)を形成する。
- (2) 裏、表側ディスク3,4には各放射状腕A, B, B'と位相を一致させた内歯車状突起C(図は6個のうち4個を示す)を形成し、その突起のうちディスク支持用放射状腕B, B'と位相を一致させるものにはディスク支持用放射状腕の外周にはめこむはめこみ面 C_1 を設けておき、そのはめこみ面をスパイダのディスク支持用放射状腕B, B'にはめこむ。
- (3) 大径の放射状腕Aにノックピン16により固定した案内ピン5に内歯車状突起Cの穴を通すことにより裏、表側ディスク3,4をスパイダ2にとりつける。

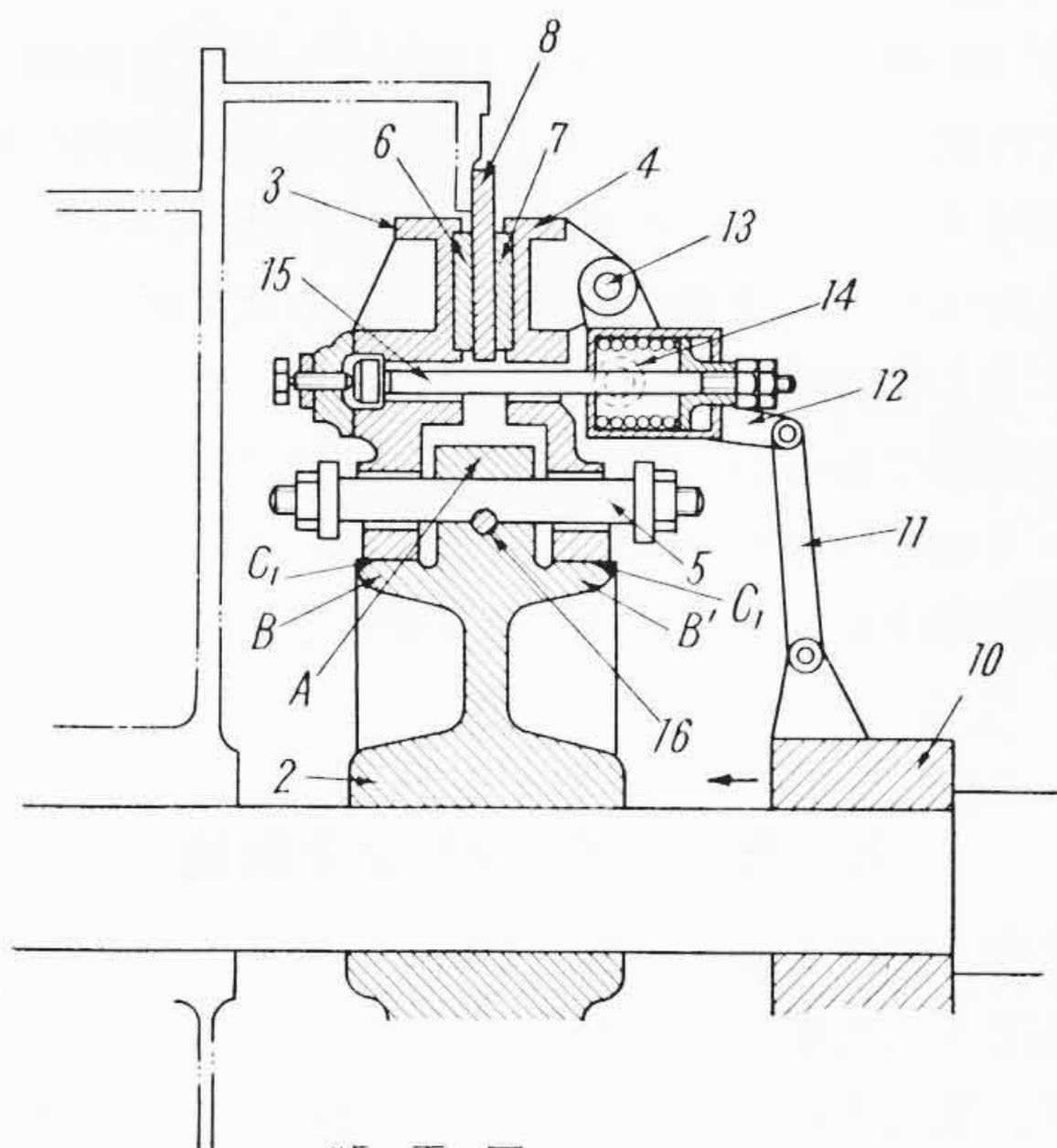
作 用

シフタ10を軸方向に動かすと、リンク11を経てペルクランク12が表側ディスク4に設けた支点13を中心として揺動させられ、ピン14、調整ピン15を介して裏、表側ディスク3,4とともにライニング6、

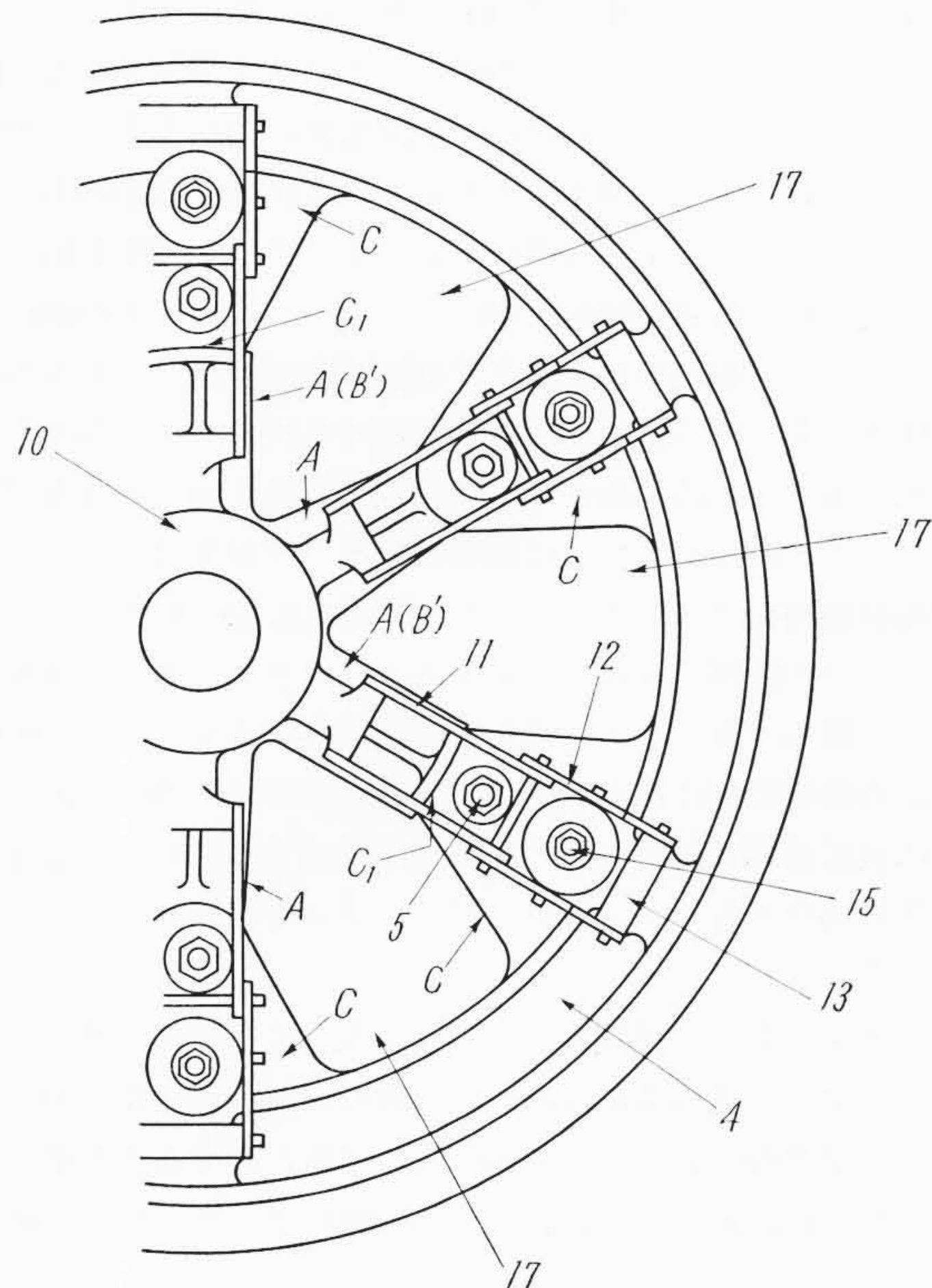
7がクラッチ板8に寄せ合わされ、またはクラッチ板8から離される。図はクラッチがはいった状態を示したもので、シフタ10を矢印方向に動かすとクラッチがはずれる。

効 果

- (1) 案内ピン5は肉厚の厚い放射状腕Aに支持され、かつ、ノックピンにより固定されているのでガタつくことがない。
- (2) 裏、表側ディスク3,4は円周3箇所のディスク支持用放射状腕B, B'で支持されているので安定がよくなるばかりでなく、案内ピン5の負荷が軽減され、かつ、裏表ディスクとスパイダ2との間には大きな空所17があるので、内部の点検および保守が容易となる効果がある。(富田)



断面図



側面図