客電車構造強度の研究*

三 木 忠 直**

1. ま え が き

鉄道車両は抵抗の少ないレール上を長編成で走りうるために同じ速度、輸送力を出すのに効率のよい交通機関であり、長く陸上輸送に覇を唱えていたわけであるが、第二次大戦後の航空機のめざましい発達と、戸口から戸口への自動車の便利さに押されて時代の要求に応じた近代化を図らなければその使命を果せないようになってきた。この状態は程度の差こそあれ各国共通の問題で、戦争のために中絶せられていた鉄道に関する研究もようやくその成果を現わし始めたようで、車両としては高速化、軽量化と乗心地向上等に力がそがれ新しい型式の車が登場してきた。軽量化を主目標とした客電車の構造強度に関する試験研究も多く行われるようになったが、主として筆者が関係した分野について述べたい。

2. 重量の変遷

車両の重量を左右する要素は非常に多いが、基本的には次のように考えられる。

$$W_o = W_B + W_T + W_M \dots\dots\dots (1)$$

$$W_B = f(L, B, H, n, e), \quad W_T = f(W_B, G, l),$$

$$W_M = f(IP)$$

第1図 客車長さ当り重量の変遷 (内燃動車、電車は動力装置を除いた付随車をとる)

* 原稿受付 昭和 32 年 7 月 16 日。

** 正員、鉄道技術研究所 (東京都港区芝海岸通 1 の 1)。

ここに W_o : 車両重量, W_B : 車体重量(含機装), W_T : 台車重量, W_M : 動力装置重量, L : 長さ, B : 幅, H : 高さ, n : 乗客数, e : 機装様式によるもの, G : 軌間, l : 軸距, IP : 馬力。

車両に対する要求が国情によってもかなり異なるので、相当詳しい重量表がないと一様な基礎の上に立った厳密な比較は困難である。そこでできるだけ因子を少なくするためにまず客車について考えてみると、軌間が同じで同様な型式のものなら l も大差はなく、また B, H も特別な車以外は似たような値なので $W_o \propto$

第2図 わが国電車長さ当り重量の変遷

$f(L, e)$ としておおざっぱには比較できる。 e は米国のように空気調和装置を持っているものと、3 等車並のものとはかなり差があるので、これを除外すれば巨視的には単位長さ当りの重量で比較してもその傾向はうかがえる。年代順に各国の客車の長さ当りの重量をとってみると第1図に示すとおりになる。参考のため一軸や関節台車等型式の異なるものも入れておいた。鋼製車では $0.8 \sim 1 \text{ t/m}$ くらいのところが一応の限度に近いように考えられる。また第2図にわが国郊外電車のほぼ各因子が近似のものを示す。これらの図をみても昭和 26 年ころから急速に軽量化されてきたことが明らかにわかる。

3. 構造強度

(1) 式のような重量配分を更に細く分けて従来のものと最近の軽量車の比較を示すと第3図のようになり、軽量化の効果を上げるには車体台車の構造部分と同様に機装、動力装置も重要であることがわかる。軽量化しても構造物として必要な強度剛性は確保しておかなければならないので、負荷を明らかにする必要がある。静的負荷は自重の外は乗客重量で定員車はよいが、普通車特に通勤車では乗れるだけ乗るという異常状態が普通になっているので、車体台車はすべてこれを対象としなければならず、都市人口集中と交通機関の均衡から考えると当分こんな状態は続かざるを得ないであろう。車両は走り出すとレールの不整、線路構造の強弱、車両の走行性能によってその大きさは異なるが、上下、左右、前後に動荷重を受ける。最近の客電車では振動乗心地の見地から改善され、上下、左右とも $0.1g^{(1)}$ を越えるものは少なくなってきている。前後荷重は出発、非常制動、連結時に大きく、最後の連結時も通常の場合は問題にならないが、客車では数両で推進連結あるいは構内速度 10 km/h ぐらいで打当るような場合を考えると、緩衝器の性能によって異なるが、現用緩衝器では $100\sim 120\text{ t}$ 約 $3g$ ぐらいを考えておかなければならない。油圧を用いた性能のよい緩衝装置を用いれば、第4図⁽²⁾ のようにこの衝撃力は小さくなるので、将来はこの方向に向うものと考えられる。しかし何といっても最も大きいのは衝突事故のときであるが、この力をどのくらいまで考慮するかは列車の速度、重量で異なる外、その国の考え方でまちまちであり、客車に対して最も大きいのがアメリカで 360 t 、ドイツ 200 t 、スイス 120 t 、スペインの Talgo が最小で 25 t しかとっていない。これらの荷重に対して構造各部が降伏点を越えたり、永久変形が残らないことを要求される。列車の追突事故等から逆算してみても $3g^{(3)}$ 程度までは考えておくべきであろう。

3.1 車体 車体の構造は台わくが主強度部材であった木製車から鋼製車になり側構に強度を受持たすようになった。また溶接技術の発達に伴って全溶接になり、びょう接に比べて $10\sim 15\%$ ほど軽くなった。しかし構造としては台わく、側、屋根と別々のものを結合する概念になっていた。構造効率をよくするため飛行機の張殻構造の考えが取り入れられ、スイス、ドイツでは戦前試作車が作られ戦後実用に移された。わが国では昭和24年抵抗線ひずみ計の現車試験への実用化と、昭和27年ころから電車軽量化の要望と相まって荷重試験による実験的応力解析と構造法の合理化

第3図 客電車重量配分

第4図 車両打当時の衝撃力

がすすみ、車体の重量は $30\sim 40\%$ くらい軽くなってきている。その年代順の変遷を第5図に示す。厳密な比較は困難なので最も簡単に長さ×幅×高さを規準にとった。27年ころから急速に軽量化されたことがわかる。また 40 kg/m^3 以下にするには鋼製ならフランスまたはスイスの超軽量車のように極薄板 (0.3 mm) を用いた特別の構造か軽合金を用いざるを得ないことが推定される。

第5図 車体重量の変遷(床、屋根木張り
のものはこれを含む)

軽量化の一般的方法の一つとして強度重量比の大きい材料を用いることが考えられる。強度重量比からいえば合成樹脂はすぐれた材料であり、今後研究されるべきもので一部には外板などにも試用されている。軽合金はそのすぐれた性質から航空機用材料として発達したが、車両は長い耐用年限を要求されるので耐食性のよいものを選ばねばならない。また軽合金の比重は鋼の1/3であるが、 E も約1/3で同一構造ならたわみが大きく固有振動数が下ること、座屈の問題になる部材では長さ、板厚を適当に考慮するなどに留意して用いれば構造重量はおおむね半減できる。高力鋼も普通鋼に比べてすぐれてはいるが、普通の車では張殻構造様式にすれば応力測定の結果最大荷重の曲げに対して大部分は 5 kg/mm^2 以下で、大きなところでも 10 kg/mm^2 を越えるところはあまりなく、ねじりに対しても問題なく強度より剛性を考えなければならない場合が多い。また製作工数、工作や腐食の限度からも最小板厚が押えられるので出入口が特に大きいとか、大きな応力が出る構造にならざるを得なかった場合などの外、高力鋼を用いる意義は少い。貨車等で剛性よりも強度で押えられるものでは大いに活用すべきで、大物貨車には有効に用いられている。腐食の点からはステンレス鋼にまさるものはないが、軽合金よりさらに高価になるのでアメリカ以外ではあまり用いられていない。価格もあまり張らず、工作、溶接性のよい耐食鋼板が望ましいのでいろいろな成分の板を試作し、各方面からの試験の結果 Cu-P-Ni 系のものを選定し、後述するような構造部分試験や溶接試験⁽⁴⁾を行った後目下現車に試用中である。暴露試験半年の結果では普通鋼に比し約 20% よい結果がでて⁽⁵⁾いる。この後さらに長期暴露試験を続けている。

合理的な構造法を求めるに当っては構造部分→模型→現物について試験とこれに即した強度解析を行っていくのが順序であろう。最近では現車の荷重試験法⁽⁶⁾がほぼ確立され試験が新型車試作工程の一段階と考えら

れ、試験の結果応力の高いところは直ちに対策をとられるようになったので、構造法が非常に変わった場合とか研究的な目的以外には模型試験はあまり行われていない。現車試験がまだ一般化されない以前に電車の1/10 鋼体模型の曲げおよびねじれ試験を行ったが、模型と実物とを対比する場合には次元解析 (Dimensional Analysis) によって、たわみについては

$$\frac{\delta_{1m}}{\delta_1} = \frac{l_m}{l} \frac{P}{EI^2} \frac{P_m}{Eml^2}, \quad \frac{\delta_{2m}}{\delta_2} = \frac{l_m}{l} \frac{P}{GI^2} \frac{P_m}{Gml^2} \dots\dots\dots (2)$$

ここに δ_1 : 曲げたわみ, δ_2 : せん断たわみ, P : 荷重, l : 長さ, E, G : 縦, 横弾性係数, m は模型に対するもので与えられ、車体のようにせん断たわみも無視できない場合には $E/G = E_m/G_m$ すなわちポアソン比の等しい材料を選ぶことが望ましい。さらに荷重分布状態を等しくし同一弾性率の材料を使用した場合は

$$\frac{\delta_{1m}}{\delta_1} = \frac{\delta_{2m}}{\delta_2} = \frac{l_m}{l} \frac{P}{P_m} \left(\frac{l_m}{l} \right)^2 \dots\dots\dots (3)$$

すなわち縮尺比の自乗の割合で減じた荷重を与えればたわみは縮尺比に等しくなる。またこの場合応力は実物と等しくなる。本式によって同種の車の現車試験と対比してみると第6図⁽⁷⁾のようにおおむね妥当な値を示した。これによって 1/10 程度の模型で剛性を検討するには十分役立つことがわかったが、応力測定となるとどうしても 1/5 以上のものにしたい。

第6図 1/10車体模型と実車の側はりたわみ比較

構造部分の試験は次のようなものを行って現車の寸度を定める資料とした。

キーストン板 キーストン板は平板部を持った一種の波板で、従来はその波の方向を横にすることもあり単なる床構造として用いられていたが、これを長手方向に張れば、中はりに代って水平圧縮荷重を分散して負担させると同時に曲げ部材、ねじり部材としても有効に使用できるので構造効率がよい。横はりとの結合部を回転支持 (実際は固定との中間と考えられる) とした波板柱と考え、1.2 mm の薄鋼板を用いた二、三の形について実験し、柱全体が短柱として降伏点に近い応力まで用いられ、平板部がそれ以前に座屈を起さない形とした。その試験結果を第7図⁽⁸⁾に示

$\sigma_y = 30 \text{ kg/mm}^2$ は ○印試験片の材料試験から求めた値
 $\sigma_y = 26 \text{ kg/mm}^2$ は SS41 と同程度としたもの

第7図 キーストン板圧縮座屈強さ

す。短柱としてはジョンソン放物線式に近い結果を示した。なおキーストン板を床構造に用いるときには、外気にさらされる表面面積が大きいので、熱絶縁方法には留意しなければならない。

屋根板 車体中央部の曲げを受ける部分の屋根板を圧縮部材として用いるのに、軽量化のため 1.2 mm の薄板を用い補剛材の代りに板にひも出しをしたものについて、たる木間の長さをとり屋根の曲面に合せて作った試験片について圧縮試験⁽⁹⁾を行った。中央部の応力分布を示すと第8図のようになる。全体の座屈強度は板の座屈後ひも出し部の座屈強度によって定まり、両方の和としたものとほぼあっている。またこのひも出し寸度で板にひも出し間の自由幅に対する座屈応力を持たせるのに必要な剛性⁽¹⁰⁾を得られることがわかった。

側板 主せん断部材である側板に薄板を用いる場合、せん断座屈強度を上げるための補剛材と溶接ひずみ取りいわゆる“おきゆう”工数を減らす目的で屋根板と同様なひも出しをした第9図⁽⁹⁾に示すような試験片により荷重試験を行った。周辺支持の薄板せん断座屈応力の計算値にほぼあっていて、ひも出しの寸度は支持端として条件を与えるのに必要な剛性⁽¹⁰⁾をおおむね持っているものと認められた。応力測定結果この試験方法では 1.2 mm の薄板でもなお純せん断場とならず曲げが入ることが認められた。

以上の部分試験の結果、屋根、側、はすべてひも出し薄板で、床は薄波板強度を十分持たしうるとともに工作的にも可能であることを確かめた。張殻構造に近い構造法をとった最近の車体の断面を第10図に示す。

第8図 ひも出し屋根板圧縮試験応力分布
材質：耐食鋼板

第9図 腰板せん断試験片

第10図 車体構造

従来の車は台わく横はり、側柱、屋根たる木は互に関連なく配置されていたが、側はりや長けた等おのこの境目となる大きな縦通材も軽量化に伴ってプレス物を用いるようになり、板厚が薄くなればなるほど結合部材としての剛性が落ちるので、できうる限り同一断面に置き、横はり一側はり一たる木と環状を形成させ、負荷に対し断面の変形を防ぎ、はりとして全体を有効に働かせる必要がある。

垂直方向一様分布荷重による応力分布状態をみる

第 11 図 垂直方向一様分布荷重時
中央断面応力分布

と、第 11 図のように屋根も床も応力を分担し管状構造に近くなってきている。完全な張殻構造からはずれるのは、何といたっても車両特有の大きな窓あるいは出入口のためであり、これが上下の構造の結合状態を弱くしており、特に大きな出入口がせん断力の最も大きなまくらはりの内側付近にくるものではそこでたわみが急にまし、全体の曲げ剛性を落すとともに出入口柱すみ部に大きな応力が出るおそれがあるので、十分曲率半径を与え適当な補強対策を施す必要がある。電車の横に引戸で戸袋があるものでは柱断面寸度に制限を受けるので、この開口による剛性低下と応力集中を防ぐための重量はかなりのものになる。軽量化にはこの出入口の位置をせん断力の小さい所に持っていくことが必要であり、従来ほとんど乗客の流れだけから定めていた出入口も最近では剛性の点も考え合せてかなりの考慮が払われている。大きな窓も同様にまくらはり内側付近ではせん断力を受けてすみ部に大きな応力が出るおそれがある。特に内帯式（腰帯板を外板内側に通したもので外面を平滑にしたものでは集

中応力の逃げ場がなく、このためにすみ部からき裂を起すことすらある。最近の車ではこの部に 70~80 mm くらいの曲率半径を与えて応力集中を避けている。窓すみ部の曲率半径によって応力分布がほぼなめらかになった例を第 12 図に示す。

車体にかかる全荷重を台車に伝える まくらはりからの反力を主強度部材たる側構、それから全断面に有効に、かつすみやかに伝えるには、車体としてまくらはり部断面を強固にすることが必要である。従来の車のように側はりが大きく、外板も 2.3 mm 程度のもものでは側はりの局部的曲げや、外板のせん断で隣接する側柱に力を分散して伝えられていたが、板厚が薄く側はりも小さくなってくると板の局部的変形が大きく、ひどい場合には座屈を起すようなこともあるので、特にこの点を考慮して側柱の位置を定めることが望ましい。やむを得ずずれる場合は腰帯まででも局部的柱を入れて隣側の側柱まで伝える必要がある。まくらはりの重量軽減に有効な側受支持方式については 3.2 参照。

側構の曲げに対する強度計算法としては、その構造様式によってそれぞれ適当なものがあるわけであるが、普通の場合現在の段階ではフィレンディールレーメンとして垂直部材の長さは有効長をとる方法が荷重試験の応力測定結果と比較的よくあうようである⁽¹¹⁾、これらの計算法は各国各研究者がいろいろくふうをしており、その比較検討を吉峰氏が行っている⁽¹²⁾。

屋根、床の全構造を含めた上下が一体となって、管状はりともみなせるような構造に近づけるのが望ましいし、計算も比較的楽になるが現在のところこれに適合する車は普通には見当たらない。しかし上に述べたような薄板を用い張殻構造に近づけたものでは、従来の車に比して軽くてしかも剛性の高い車が得られている。

曲げ剛性 まくらはり中央(心ざらまたは側受)でささえられた はりが、一様分布荷重を受けたものとして車体の荷重試験から得たたわみ曲線から曲げ剛性を逆算すれば、出入口など断面の一樣でない所では曲げ剛性も変わってくるが、比較的便宜上中央の最大たわみを規準として出したものを車体の相当曲げ剛性 EI_{eq} とする。このたわみにはせん断たわみも局部的変形もすべて含まれた総合的のものである。屋根、床が木張りになっている従来の車は腐食やゆるみによって強度部材としての協力度が不安定なので、すべて木部は取りはずした鋼体の状態で試験を行っている。 EI_{eq} は従来の重い車と最近の軽い車とでは $0.5 \sim 1.6 \times 10^{12} \text{ kgcm}^2$ に対し $0.6 \sim 1.7 \times 10^{12} \text{ kgcm}^2$ でむしろやや大きい。この曲げ剛性がどのくらいあったらよいかの一つの規

第12図 窓すみ部応力分布

準としては、車体の固有振動数との関連を考え、走行中に起りうるいろいろな振動に対し共鳴を避け車体の弾性振動による乗心地を悪くしないことをねらうべきで、台車ばね装置の振動 (2~3 cps), 車輪の偏心や重量の不平衡による常用速度での振動 (900 mmφ, 速度 100 km/h で約 10 cps) から遠ざけることが望ましい。車体の一次曲げ振動は近似式として次式⁽¹³⁾ で与えられる。

$$f_B \doteq \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{g}{\alpha}} \cdot \frac{1}{(2l_1)^2} \sqrt{\frac{EI}{w}} \dots \dots \dots (4)$$

ここに $\alpha = 1 + \frac{\pi}{6} \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^3$, $2l_1$: 心さら間距離, l_2 : 心さらから車端までの長さ, g : 重力加速度, EI : 曲げ剛性, w : 単位長当重量, $\frac{l_2}{l_1}$ は普通の車では 0.4~0.5 くらいでこの程度の範囲では α への影響は小さい。鋼体での固有振動数は実用状態の振動数を推定する基本となるので, EI の代りに実験から求めた EI_{eq} を用いて $f_B \propto \frac{1}{(2l_1)^2} \sqrt{\frac{EI_{eq}}{w}}$ として整理してみると, 第 13 図の様になり $\frac{l_2}{l_1}$ の大きい車がやや低い傾向を示している。

ねじり剛性 車体を一本のねじり管としたときのねじり剛性は、曲げ剛性と同様な考え方で GJ_{eq} として求められる。ねじり荷重は曲げと異なり、線路がよく台車の走行状態がよければ本来はきわめて小さいものであるが、この基本条件が悪いところへねじり剛性の低い車を高速で走らせて、乗心地、各部き裂などの問題で大改造を施さねばならなかった実例がある。実験による GJ_{eq} ⁽¹⁴⁾ は従来の床、屋根木張のもの

は $2.2 \sim 4.6 \times 10^{10} \text{ kg cm}^2$, 屋根だけを鋼板張りにしたものは 8~16, 床、屋根とも鋼板張りにした最近のものは $33 \sim 46.6 \times 10^{10} \text{ kg cm}^2$ で実に 10~20 倍も剛性の上がっていることは管状構造に近づいたので、当然のこととはいえ注目に値する。ねじり剛性がどのくらいあったらよいかは、曲げと同様な考え方でねじり固有振動数を主振動から遠ざけることを考えるべきであろう。ねじり一次の固有振動数は一般に次式で表わすことができる。

$$f_T = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{GJ}{\rho I_P}} \dots \dots \dots (5)$$

ここに l : 長さ, GJ : ねじり剛性, ρ : 構造材料密度, I_P : 断面極慣性能率。

車体断面の寸度は各車で大差なく、また管状に近いと考えられるので近似的に $f_T \propto \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{GJ}{w}}$ (w : 単位長当重量) とし, GJ にはねじり試験から求めた GJ_{eq} を用いると第 14 図のようになる。

圧縮試験は客車では 100 t, 電車では 35~50 t を自動連結器部にかへ各部の応力が降伏点を越えないようにしている。台わくは直接圧縮力と車体全体の中立軸と力の作用線の偏心による曲げモーメントのため大きな圧縮力を受けるが、応力分布をとってみるとキーストン床板は側はりとともにほとんど全面的に有効に働いている⁽¹⁵⁾。

衝突試験⁽¹⁶⁾ を行い衝突力や各部の応力を測定したところ台わくの応力は衝突端で最大で、他端 0 へ直線的に応力が減じている。まぐらは付近は台車の慣性

力によって局部的に集中力が働き、また屋根の重量も慣性力として働くが、台わくの強度をみるのには静的圧縮試験の意義は一応あることが認められた。

3.2 台車 台車の機構は走行性能第一に考えるべきであるが、第 3 図に見るように車両重量の約 1/3 を占めるので、軽量化も同時に考えなくてはならない。わが国の台車では軸ばねはコイル、まぐらばねは重ね板、台車わくはリベット結合の構造がかなり続いた。台車わくはリベットのゆるみに対する保守や構造上の便利さなどから鋳鋼になり重量は増加した。溶接技術の進歩に伴って車体に遅れること実に約 10 年余、軽量化の要請から昭和 28 年ころか

第 13 図 車体曲げ剛性と曲げ固有振動数

第 14 図 車体ねじり剛性とねじり振動数

ら全溶接が採用されだし、まくらばねもコイルになり軽くなってきた。第 15 図に客車用 2 軸台車の重量変遷を示す。欧米の軽量台車も記入しておいた。Pioneer III は中空車軸空気ばねで鋼製ではこのあたりが軽量化の限度に近いものと考えられる。

3・2・1 輪 軸 輪軸は台車重量の約 1/3、ばね下重量の大部分を占めるので軽量化の努力が向けられて

第 15 図 客車用台車の重量変遷

第 16 図 車輪直径と重量

第 17 図 客電車車輪直径と輪重

第 18 図 車軸にかかる曲げモーメント比較

いる。車輪はスポーク型と円板型とがあるが、力を分散させてとらせる後の方が軽くしうるし、一体車輪にもしうるので板車輪が多く用いられるようになった。車輪にかかる応力は横水平力によるものが大きいので直径の小さい方が楽になり、床面を下げ車両の重心を低くするのにも小さい方が都合がよいので、走行性能その他の制約の許すかぎり直径は小さくするのが望ましい。900→860→800→760 mmφと小さいものが使われる傾向にある。車輪直径による重量の変化を第16図に示す。車輪を小さくするとレールとの接触面応力が高くなる、摩耗が増す、回転数が増す、レール継目衝撃が大きくなるなどの不利があり、その故障は車両の中で最も致命的なものである。基礎研究による確認とともに順を追って実施さるべきであろう。リム、タイヤは車輪重量の約 70% を占めるので、軽量化のためにもタイヤのゆるみの点からも焼ばめ応力がなくなる点からも一体車輪が望ましい。しかし摩耗の点からは経済的に不利なので、表面処理など摩耗を減ずることは考えなくてはならない。板車輪で円板部の厚さを薄くすると、円板としての固有振動数が低くなる。たとえば第 19 C) 図のような車輪でボス付根部板厚 22 mm のものでは約 175 cps、20 mm でタイヤのあるものでは約 100 cps であった。ばね下重量と軌道との固有振動数が通常 60~80 cps ぐらいのところにあるので、振動数はこれ以下には落せない。振動数は直径の自乗に逆比例するので、この点からも直径の小さい方が有利である。直径を小さくすると接触面圧が上がり負担荷重は減ずる。その限度はなお研究を要するところであるが、最大せん断応力で押えられるようである⁽¹⁷⁾。現在実用中の範囲をみると第 17 図のようである。

車軸を軽くするのに曲げモーメントを減ずる方法としては、内側軸受にすることと車輪を小さくすることが考えられる。前者は軸受の分解手入れがやうかいなので、軸受の信頼性の特に高いものを選定しなければならない。また狭軌の場合は横方向の踏張りが小さくなるので、なお研究の余地が残されている。どのくらい曲げモーメントが減るか当たってみると、第 18 図に示すようにわずかになってしまうので応力よりもむしろ剛性の方で考えなくてはならない。狭軌標準軌兼用を考え

たいわゆる長軸は狭軌用としては曲げモーメントが大きくなり、きわめて損であることは論をまたない。

次に構造からは中空軸と車軸を回転させない左右車輪単独回転方式とが考えられる。中空にする方法としては第 19 図に示すようなものがある。(a) は製作費がかかるとともに十分軽くできない。(b) は管からの鍛造によるもの、(c) は筆者などの考案⁽¹⁸⁾になるもので中央部は管にし、別に製作した軸受部とを応力的に最も無理のない輪心はめあい部中心位置で溶接してあり、約 35~45% 軽くでき剛性は外径をやや大きくすることにより逆に 30~40% 大きくなった。本案については一体車輪とともに試作し静荷重試験、走行中の応力測定、溶接部疲れ試験⁽¹⁸⁾などを行い、約 3 年間の実用試験の後同型式のものを大物貨車シキ 170 に実用している。

第 19 図 中空車軸

車軸にかかる動的負荷の測定は昭和 26 年ころから実用的に可能になり⁽¹⁹⁾、曲線通過の際いままで普通と考えられていなかった横力およびレール面からの反力を考えなければならないことが明らかになってきた⁽²⁰⁾。これについてはなお研究中であるが、在来の考え方と新しい考え方による曲げモーメントの比較を第 18 図に示す。車軸中央部がやや高くなるが疲れの点から考えて最も安全率が低くなるのはボス圧入部付近で、普通の車軸では中央部は問題にならないが、新しい型の車軸を設計する場合には特に注意を要する。

次に車軸を回転させない方式には車輪間の床面を下げ、車両重心を下げるために自動車の前軸のようにしたものがある。自動車では軸受にかかる横方向負荷を、空気タイヤで緩衝できるが鉄道車両ではゴムや空気タイヤを使用した特殊のものでなければ軸受に無理がこないよう特に考慮しなければならない。

3・2・2 バネ装置 台車のばね装置は軸ばね、まく

らばねの二重になっていて、従来まくらばねは重ね板ばねが使用されていたが、板間摩擦が大きいかつその値が面の状態や振動速度、振幅によって異なるので、乗心地の面から、ここ数年前からダンパ付のコイルばねになったが、これを重量の面から考え単位体積当仕事量で比較してみると⁽²¹⁾、ばね剛性を等しくし許容疲れ応力を $\tau \approx 0.6\sigma$ (τ : コイルばねのせん断応力, σ : 板ばねの曲げ応力) として換算してみると、重ね板ばねに比し約 30% 軽くしうるわけで実際にもこの程度軽くなっている。更に乗心地をよくするために空気ばね⁽²²⁾が実用せられるようになるものと考えられるが、鋼に代って空気とゴムが主体となるので、重量も軽くなりコイルばねに比し付属装置を含めても、おおむね 40% ぐらい軽減しうる見込みである。

第 20 図 心さ支持と側受支持の負荷の伝達経路比較

3・2・3 揺れまくら、台車わく、その他 従来のボギー台車は一般に重量を支持する部分と回転中心とが一体になった心さ支持であったが、この方式は第 20 図の右のように車体主要強度部材である側構の負担する荷重を車体まくらはりを通じて上心さに集中し、これを台車心さに伝達して上揺れまくらを通じまくらばねへと回り道をしている。左側の図のように側受に支持させれば力の伝達経路が短くなり、曲げモーメントはまくらはりで約 40~50% に、上揺れまくらでは 10~20% に減ずるので重量もずっと軽くなる。また側受支持にすると側受部の摩擦抵抗によって台車のだ行動防止の効果もあるが、一方曲線通過の際は台車の方向変換に対し抵抗モーメントを与えるので側受に受持すべき重量、その左右間隔は適当な限界がある。これには影響する因子がいろいろありなお研究を要する問題であるが、最近の実績によると第 1 表のとおりで $\frac{L_s}{L} \times \frac{W_s}{W}$ を最大 0.75 くらいを限度とするのが適当のようである。

台車わくには鋳鋼、普通鋼、高力鋼などが用いられているが、疲れ強さでできる場合が多いので、溶接構造では溶接部の設計工作を入念にし、切欠に敏感でない特に溶接性のよい材料を選定する要がある。同様な

第1表 側受負担重量比実例

車 両	軌間 m	軸距 Lm	側受側受 間 間 距 距 Lsm Lsm	側受側受 間 間 距 距 Lsm Lsm	側受側受 間 間 距 距 Lsm Lsm	側受側受 間 間 距 距 Lsm Lsm	摘 要
客車 N	1 067	2'0	2'12	1'0	1'06	1'06	不具合
" N'	"	"	1'21	1'0	0'6	0'6	
電車 A	"	2'05	2'05	1'0	1'0	1'0	不具合
" A'	"	"	"	0'3	1'0	0'3	
" B	"	2'4	1'8	1'0	0'75	0'75	{側受による 台車減衰効 果認められ ず
" C	"	2'5	1'22	0'49	0'3	0'16	
" D	"	2'0	1'02	0'7	0'51	0'36	
" E	1 435	2'1	2'14	1'0	1'02	1'02	

× 大物車による実験値

○ 円筒の円環に対するもの U.S.D. of Agr.

+型はりに対するもの Steinhardt

b: フランジ幅, b_m : フランジ有効幅, t : 板厚,
 r : フランジ曲率半径

第21図 曲りはりフランジ有効幅

構造, 同一使用条件下で高力鋼の方にき裂が入り, 普通鋼の方には異状のなかった実例さえある。

車体台わく, 台車わく, 揺れまくらなどにはしばしば局部的に曲りはりとなる部分がある。注意すべきはこの部分のフランジの有効度である。これについては本誌第58巻440号で触れたが, 実験によって第21図に示すような結果を得ている。

台車の軸距は軽量化の点からは走行性能の許す限り短くするべきで, 最近は電動台車でも2m前後になってきている。

4. 結 び

以上最近の客電車の車体ならびに台車の構造全般について, 主として軽量化の観点から述べた。昭和27年ころから顕著な実績を示した軽量化も, 製作費

とのかねあいから考えて一応の段階に近づいたように見受けられる。しかし今後更に高速の要求に伴って軽量化も要望せられると考えられるが, 現在より一段と軽くするには軽合金, 合成樹脂などの積極的使用を考えていかなければならない。これらの実用化への技術的検討はかなり進んでいるが価格の点ではばまれている状態にある。

終りに以上多くの実験成績のもとになった幾多の現車について試験し資料をだしていただいた鉄道技術研究所車両構造研究室の方々, 特に応力測定的基础を確立した中村和雄氏, 車体関係を担当された吉峰鼎氏, 台車関係を担当された中村宏氏, 模型ならびに構造部分試験をしていただいた赤塚武夫の諸氏に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) 松平 精, 交通技術, **135** (昭32-8), 289.
- (2) 三木忠直, 中村和雄, 松井信夫, 機械学会誌, **60**, 457 (昭32-2), 169; 松井 哲, 田村伸二, 鉄研報告, 中 **7**-158 (昭31-11) 等より.
- (3) 三木, 井合 滋, 赤塚武夫, 鉄道業務研究資料, **7**, 4 (昭25-4).
- (4) 中根金作, 大谷 碧, 鉄研報告, 中 **5**-151 (昭30-2).
- (5) 堀川一男, 小滝昌治, 日本鋼管技研報告 (昭31-8).
- (6) 鉄道車両車体荷重試験法要項, 鉄研資料 (昭28-10).
- (7) 三木, 赤塚, 鉄研研究成果概要 (昭25).
- (8) 客貨車研究室, 鉄研報告, 中 **6**-34 (昭30-5).
- (9) 三木, 赤塚, 小林保一, 鉄研報告, 中 **7**-69 (昭31-6).
- (10) Bleich, *Buckling Strength of Metal Structures* (1952).
- (11) 吉峰 鼎, 鉄研報告, 中 **6**-158 (昭30-11).
- (12) 吉峰, 車両技術, **31**, **32** (昭31-11, 12).
- (13) 松平, 松井 (信), 高速台車研究会資料 (昭22) 所載の式から変形.
- (14) 吉峰, 中榮周三, 鉄研報告, 資 **5** (昭29-2); T. Miki, *Torsion Test of Car Body* (1954-8).
- (15) 客貨車研究室, 鉄研報告, 中 **7**-68 (昭31-5).
- (16) 客貨車研究室, 鉄研報告, 中 **6**-218 (昭31-2).
- (17) 田村, 鉄研報告, 資 **8**-9 (昭32-4).
- (18) T. Miki, K. Nakamura & H. Nakamura, *Bulletin of Railway Technical Research Institute*, Engl. Ed. No. 1 (1955-5).
- (19) 中村 (和), 中村 (宏), 小西正一, 鉄道業務研究資料, **13**, 11 (昭31).
- (20) 小西, 中村 (宏), 昭32-10-13 創立60周年東京講演会310番; H.R. Broadbent, *Rly. Gazette*, **104**, 23 (1956-6).
- (21) 三木, ばねの設計 (昭30, 機械設計ハンドブック).
- (22) 松平, 機械学会誌, **60**, 464 (昭32-9), 908.