

曲線区間を高速で走行可能な振り子式電車

—国鉄381系直流特急電車—

Pendulumly Suspended Car for High Speed Running on a Curved Tracks

—JNR Limited Express Series 381—

Studies have been conducted for more than 30 years in many foreign countries for developing an effective system capable of running a railroad car along curves without reducing speed. In Japan, similar researches have been made on the Odakyu Line for more than 10 years.

The Japanese National Railways, based on the results of experiments with its 591 series experimental cars for high speed operation, completed the world's first pendulumly suspended car, and put it in commercial operation this July on the Central West Line. This new type of limited express car, named "Shinano," which can afford a curve running speed 25 km/h higher than the past record, employs a roll pendulum suspension device in the car body suspending part of the truck for this purpose and better riding quality.

Also, for making the action of the pendulum smooth on the curves and reducing lateral force acting on the rail the body shells were made of light alloy, and most of heavy equipment was arranged beneath the floor thereby to lower the center of gravity. In field tests as well as in actual operations on the commercial line connecting Nagoya with Nagano the car proved expected performance reducing total running time by about 30 minutes.

岩崎文雄* *Fumio Iwasaki*

甲斐孝一* *Kôichi Kai*

山崎博敏* *Hirotohi Yamasaki*

1 緒 言

わが国のように曲線の多い鉄道においては、線路の改良を行なうことなく運転時間の短縮を図るためには曲線での速度を上げるのがいちばん効果的であるといわれている。しかし曲線を制限速度以上の高速で走るためには、以下の点を解決する必要がある。すなわち遠心力の増大による、

- (1) 乗りごちの悪化
- (2) 横圧増大に伴う軌道の破壊および車両の脱線
- (3) 車両の転覆

このうち、乗りごち対策としては車体を自然に振り運動させる構造にしたり、空気圧あるいは油圧を用いて車体を強制的に傾斜させて余分な遠心力を吸収させる方法がある。横圧軽減策としては、車軸かじとり、独立車輪および中心ピン後方移動などの方法があり、また車両転覆対策としては車両の重心低下が必要となる。

日本国有鉄道は、381系電車では591系高速運転用試験電車での走行試験結果をもとに、以下のような方針を採った。

- (1) 乗りごち対策としては台車の揺れまくらをこらで支持した自然振り装置を採用する。
- (2) 横圧については+25km/hの速度向上ならば上述のような特殊な軽減対策を行なわなくても問題のないことが明らかになったので、車両の軽量化を行なうだけで特に横圧軽減装置はつけないことにした。
- (3) 車両の転覆対策としては構体を軽合金とし、冷房装置などの重量機器を床下取付けとし、かつ床高さを低くして重心

の低下を図った。

以下に振り装置の構造と性能を中心に381系電車の概要を紹介する。

2 電車の仕様と特徴

図1は本車両の外観を、図2は台車を示すものである。また主要諸元は、表1に示すとおりである。

日本国有鉄道の従来の特急電車である181系および485系電車と比較した場合の特徴を列記すると以下のとおりである。

- (1) 車体の構体を軽合金で構成し、屋根上には集電上必要な最少機器のみを残し他はすべて床下に取り付けて車両重量の軽減と重心の低下を図った。
- (2) 台車は振り装置および特殊板ばね式軸箱支持装置を有する新しい台車を用いている。
- (3) 曲線での遠心力により車体は振り中心を中心として回転するので、この場合にも車体が車両限界内に収まるように上下を絞った車両断面にした。

3 曲線通過時の乗りごちを良くする方法

走行速度を上げて車両を所定の速度以上で曲線を通過させると図3に示すような力を受けることになる。そして上下力に対する遠心力の割合がカント角以上になると乗客は曲線外方に力が作用しているのを感じることになる。つまり、従来の構造の車両をそのままにして曲線での走行速度を向上させ

* 日立製作所笠戸工場

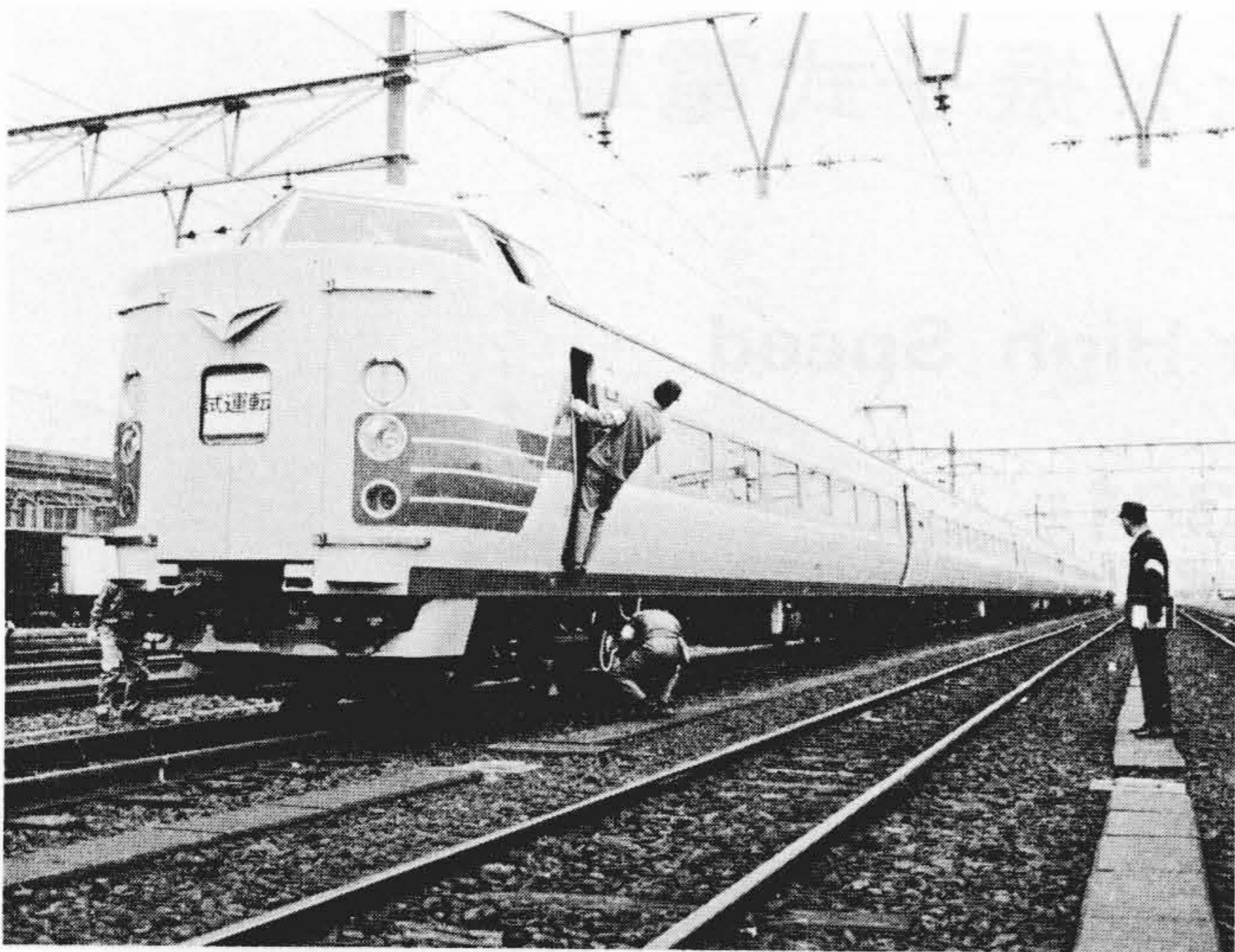


図1 381系振り式直流特急電車 従来の183系および485系特急電車と違い車体断面形状は振り作用のため、上下が傾斜している。また重心位置を下げたため屋根上には機器を載せていない。

Fig. 1 General View of Series 381 Electric Train with Pendulum Suspension

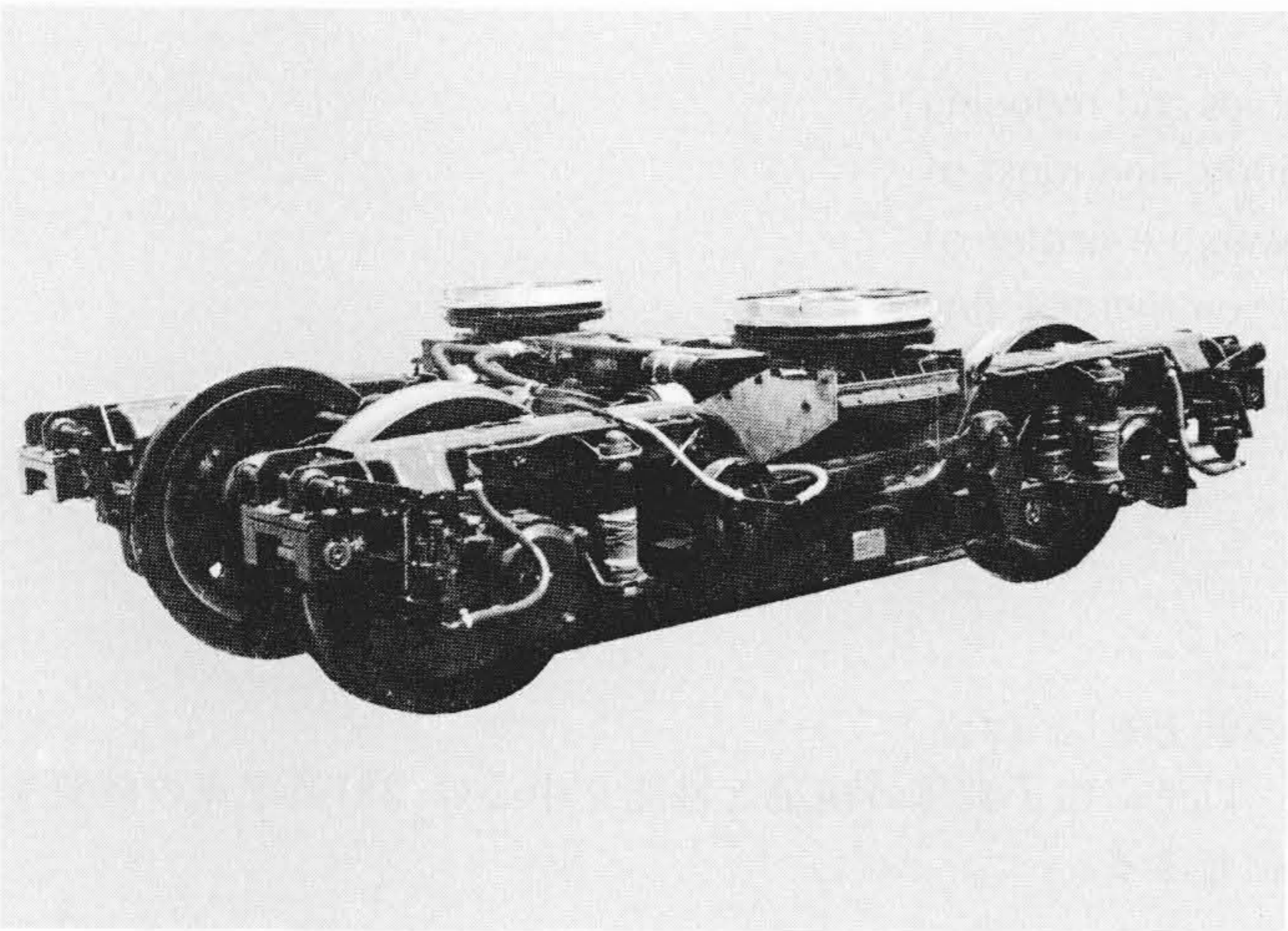


図2 台車の外観 台車中央部で、空気ばねの載った揺れまくらが左右に振れるように下部をこゝで支持されている。

Fig. 2 Outside View of Bogie Truck

表1 381系振り式特急電車の仕様と特性 最高速度は従来の特急車と同一で、曲線での速度性能の向上をねらった車両とした。

Table 1 Specification of Series 381 Electric Train with Pendulum Suspension

項目	車種	クハ 381 (Tc)	モハ 381 (M)	モハ 380 (M')	サロ 381 (Ts)
最高速度(km/h)				120	
1ユニット1時間定格出力(kW)				960	
車体長さ(mm)			20,800		
連結間長さ(mm)			21,300		
最大車体幅(mm)			2,905		
床面高さ(mm)			1,105		
心ざら間長さ(mm)			14,400		
車輪径(mm)			860		
座席定員(人)	60	76	72	48	
自重(t)	34.0	36.1	35.1	35.0	

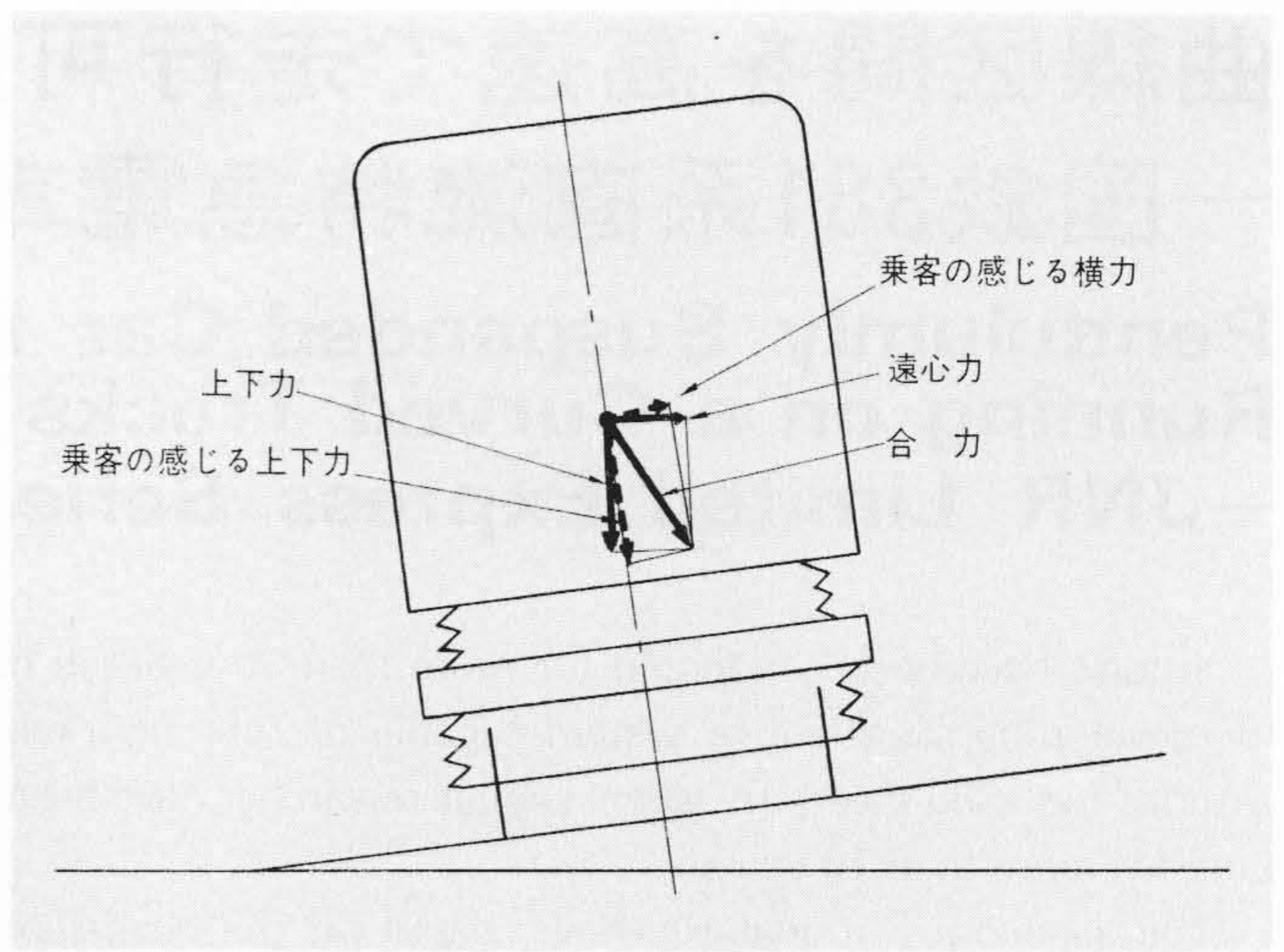


図3 曲線走行時の作用力 乗客の感じる横力が大きいほど乗客は不快感を感じるようになる。

Fig. 3 Working Force When Running on Curved Rail

たのでは横方向の定常加速度が大きくなり過ぎて乗りごこちが悪くなる。

乗客の感ずる横力を大きくしないで曲線での走行速度を上げるには図3に示す断面で車体が反時計方向に回転する必要がある。車体の床面に対して合力が垂直になれば乗客の感ずる上下力が若干増すのみで横力は全く感じないことになり、定常的には非常に乗りごこちが良い状態といえる。車両の床面に対して合力が常に垂直に働くような車両構造について各方面でいろいろな試みがなされている。

車両の床面に対して図3に示す合力が常に垂直に作用するようにするための方法としては、油圧や空気圧で車体を強制的に傾斜させる方法とリンクやころを使って車体を自然に振り運動させる方法の二つに大別できる。ここでは前者を強制傾斜法と呼び後者を自然振り法と呼ぶことにする。

強制傾斜法と自然振り法を模型化して示すと図4のようになり、車体の回転中心についてみれば強制傾斜法では車体の重心より下側にすることが可能であり、自然振り法では車体重心より上側にあることになる。

今回による自然振り法を採用したおもな理由は以下のとおりである。

- (1) 自然振り法は、車体の回転中心(振り中心)が高いため、振り運動時のパンタグラフの横移動量が少なく架線とパンタグラフの関係が良好に保たれる。
- (2) 強制傾斜法は、油圧あるいは空気ばねを用いて車体を傾斜させるための制御機構が必要となり、これらの機器の信頼性に問題が残る。
- (3) 自然振り法では、乗客の頭の位置付近に車体の回転中心をもつてくるのが容易であり、振り運動時の乗客の横動を少なくできる。
- (4) 自然振り法でもカントのついた曲線路上で停車したときの転覆安全率は4以上とれるので十分である。

4 振り装置の構造と特性

4.1 振り装置の構造

381系電車の車体と台車の断面模型を示すと図5のように

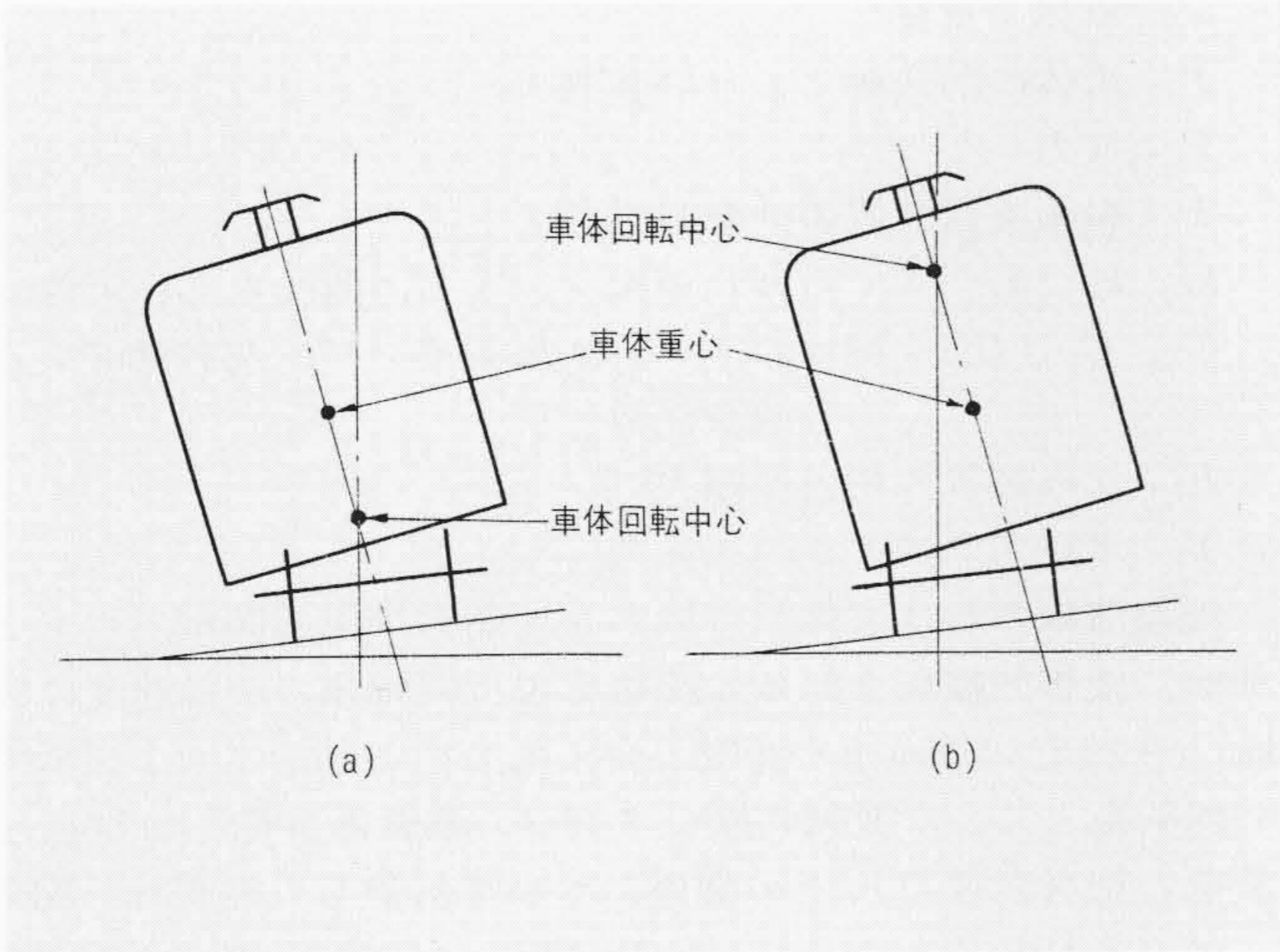


図4 車体傾斜方法 図中(a)は強制傾斜法を、(b)は自然振り法による車体の傾斜を示す。

Fig. 4 The Method of Body Inclination

(a) Forced Inclination (b) Natural Inclination

なっている。従来の台車と特に異なる点は台車中央部の揺れまくら装置で、この中に振り装置を備えていることである。同図に示すように、台車わく上にはころ装置を介して回転ばりが装備されており、さらに空気ばねを設けて車体を支持する構造になっている。したがって車体は、ころ受の円弧の中心を振子の中心として振り運動を行なう。

台車わくと揺れまくらの間には、振り装置と並列に振りダ

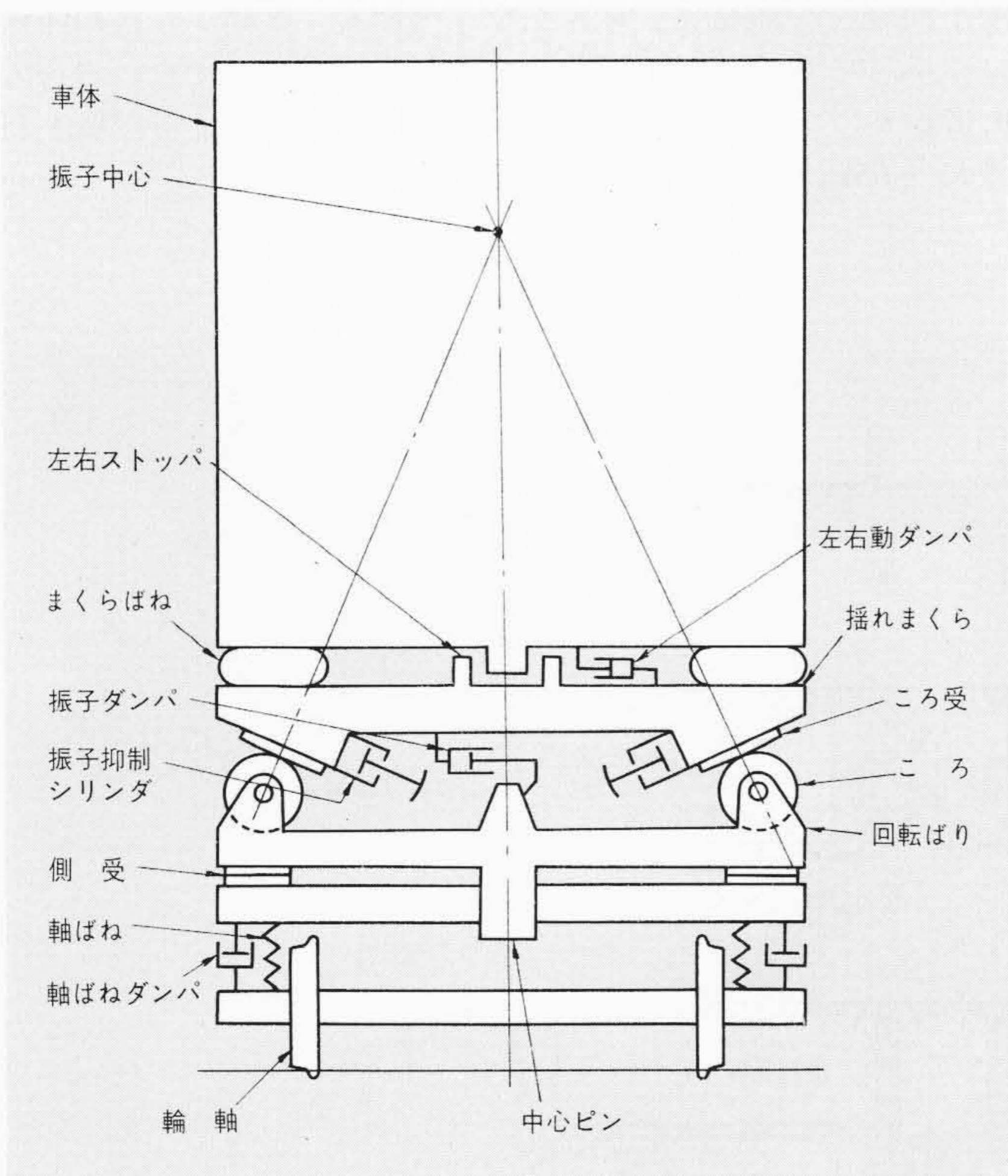


図5 車体と台車の断面模型 振り抑制シリンダは車速が50km/h以下になると働き、車両の振り運動を止めて、ホームでの乗客の乗降を安全に保っている。

Fig. 5 Schematic Section Model of Body and Truck

ンパが設けてあり、また揺れまくらと車体との間には、空気ばねと並列に左右動ダンパが設けられている。振りダンパは、緩和曲線や円曲線における左右加々速度をあまり大きくしないためのものであり、左右動ダンパは、空気ばねの左右動の減衰を目的とし、振子が働かない範囲の振動の減衰に対して特に作用させるものである。乗客の乗降時に振り運動をすると危険なため低速では振れないように振り抑制シリンダが設けられている。

振り抑制シリンダは揺れまくらに対して向かい合わせて2個取り付けられており、このシリンダの間に回転ばりの一部をはさんで回転ばりと揺れまくらの動きを止めるようになっている。回転ばりと車体との間をボルスタアンカで連結しており、前後推力はすべてボルスタアンカで伝達される構造を採用し、回転ばりと揺れまくらの間で前後推力を伝えないようになっている。

ころおよびころ受の構造は、先に試作した591系高速運転用電車⁽¹⁾のものとほぼ同じつば付のもので、ころおよびころ受の転動面の防塵(じん)のために、回転ばりと揺れまくらの間にステンレス製のカバーとゴムリップによるおおいを作り、この中にころおよびころ受を入れている。さらにこの部分には圧縮空気を吹き込んで、ほこりがころおよびころ受に付着しころの転動抵抗が大きくなるのを防止している。

4.2 振り装置の動的特性

車両が緩和曲線を通る際、その過度現象について検討を行なった。緩和曲線の長さに比べて台車中心間の距離は短いので車両の半分が独立して運動するものとした。

図6は左右、ローリング振動の模型を示すものである。ここで使用する記号のおもなものの意味は次のとおりである。

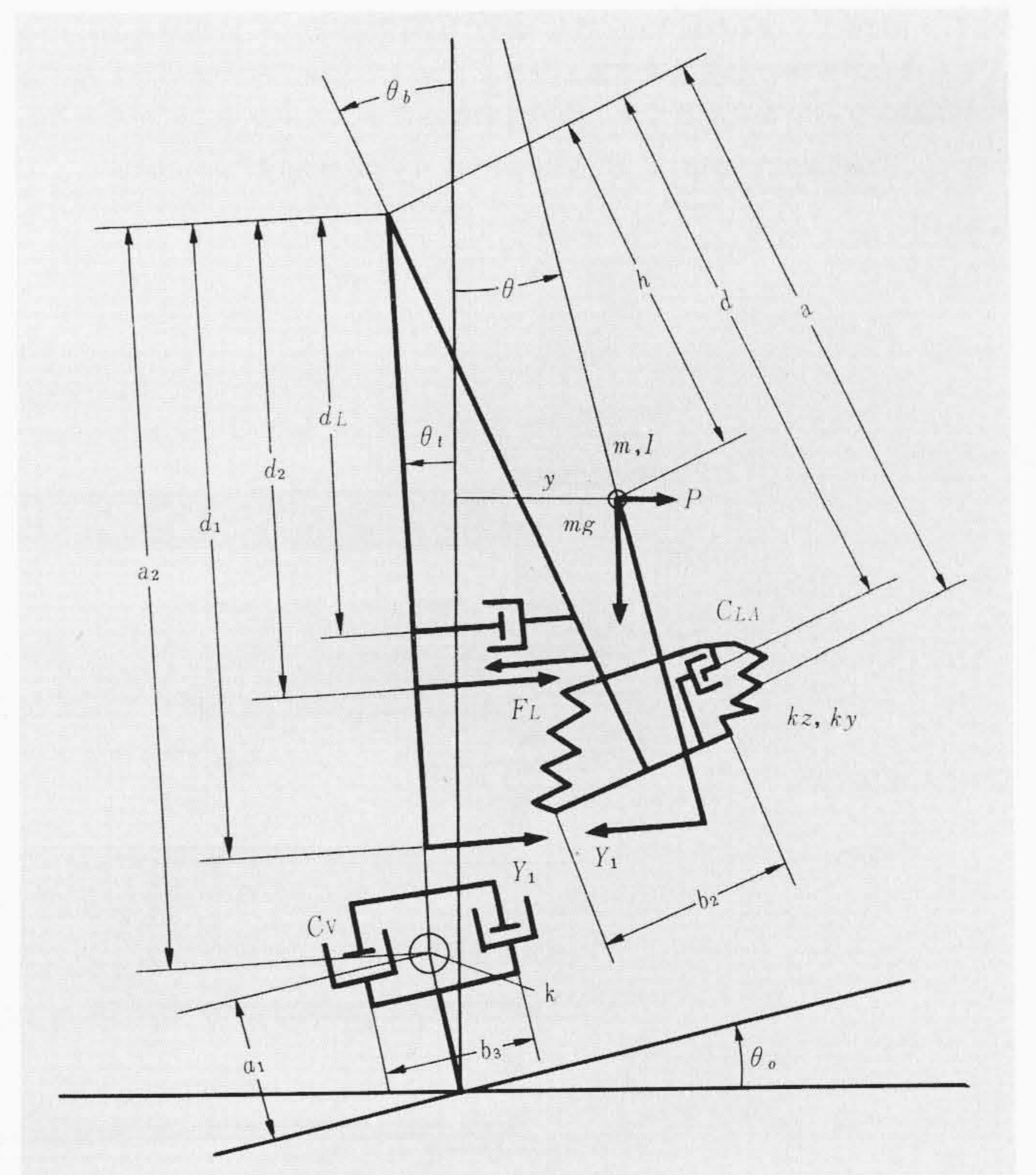


図6 左右、ローリング振動模型 軸ばねおよびまくらばねの左右ローリングところ装置による車体の回転を考慮した振動模型である。

Fig. 6 Schematic Diagram of Rolling Vibration

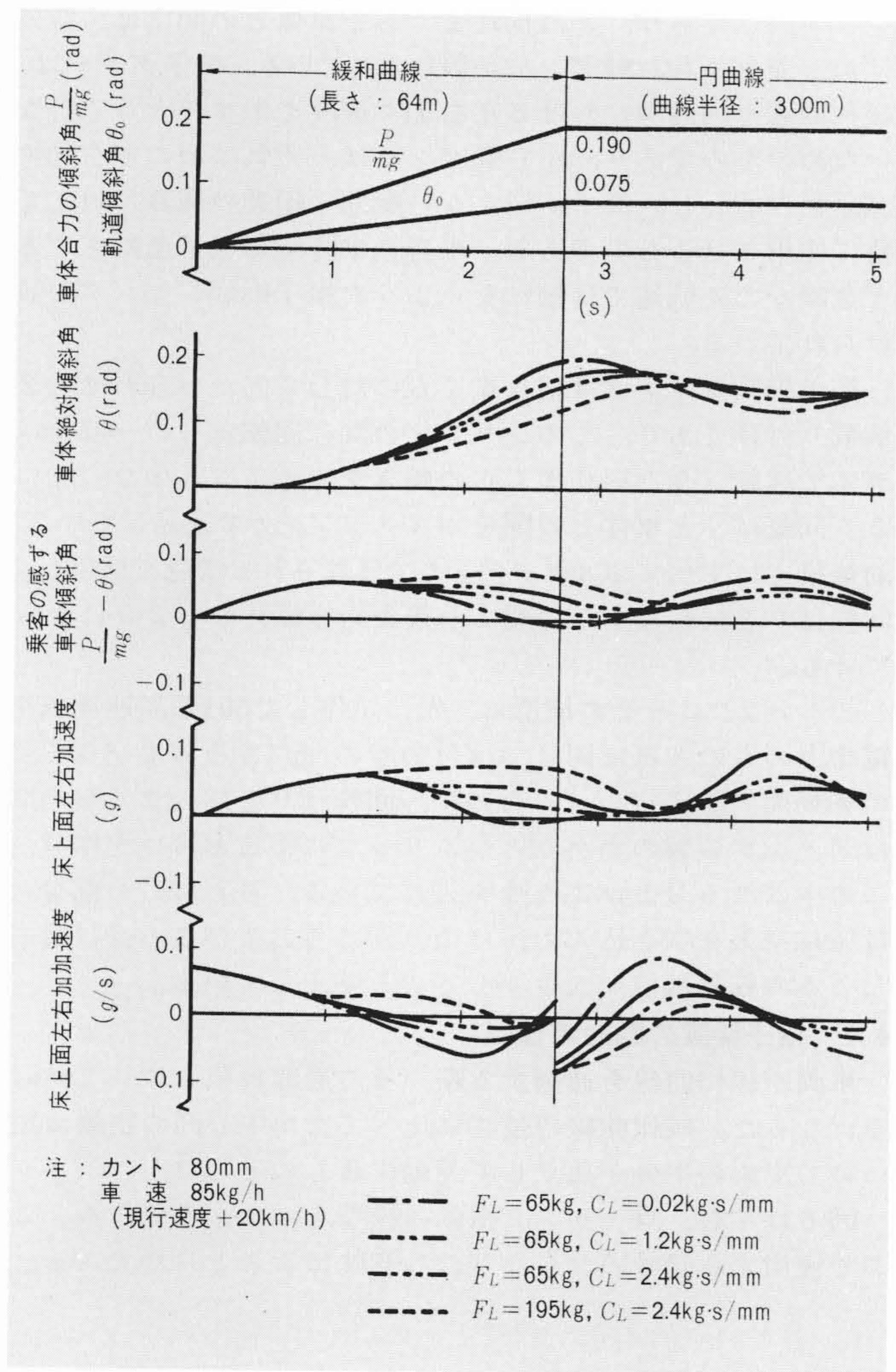


図7 直線てい減の緩和曲線における過渡振動 直線から曲線に進入する場合の車体の左右過渡応答を計算した結果である。 F_L が大きいと振子運動が困難になり、したがって床上面の左右加速度も大きくなることわかる。
Fig. 7 Transient State of Vibration on Straight Gradient

mg : 車体の重量
 I : 車体の前後軸まわりの慣性モーメント
 P : 横力
 k : 軸箱支持装置の回転剛性
 k_z, k_y, k_x : まくらばねの上下, 左右, 前後のばね定数
 C_V, C_L, C_{LA} : 軸ばねダンパ, 振り子ダンパ, 左右動ダンパの各減衰係数

F_L : ころ装置の相当摩擦力
 Y_1 : ボルスタアンカの復元力

緩和曲線の形は直線てい減とし, 曲線半径 300m, カント 80mm, 緩和曲線長さ 64m の線路を現行 65km/h の制限速度に 20 km/h を加えた 85km/h の速度で走る場合の各加速度および車体の傾斜角と ころに並列の振り子ダンパの減衰係数 C_L および振り子装置の相当摩擦力 F_L との関係について計算した結果は, 図7 に示すとおりである。なお計算に用いたおもな諸元は 1 台車あたり下記のとおりである。

- mg : 12,000kg
- I : $2.8 \times 10^6 \text{ kg}\cdot\text{mm}\cdot\text{s}^2$
- k : $237 \times 10^6 \text{ kg}\cdot\text{mm}/\text{rad}$
- $2 k_z$: 72kg/mm
- $2 k_y$: $2 k_x = 74\text{kg}/\text{mm}$
- $2 C_V$: 8 kg·s/mm
- C_L : 0.02~2.4kg·s/mm
- F_L : 65kg, 195kg
- C_{LA} : 0

図7 より直線と緩和曲線の境界と緩和曲線と円曲線の境界で左右加々速度が大きく変化しているのがわかり, 車体傾斜角 θ からみれば, C_L や F_L が小さいほうがよく振子運動をすることになる。

特に F_L が大きいと乗客の感ずる車体傾斜角が大きくなり, 床上面の左右加速度も大きくなっている。直線から緩和曲線に進入する場合の床上面の左右加々速度はいずれの場合も 0.07g/s になっている。したがって最終的に設計目標値として F_L を 65kg 以下, C_L を $2 \text{ kg}\cdot\text{s}/\text{mm}$ としてある。

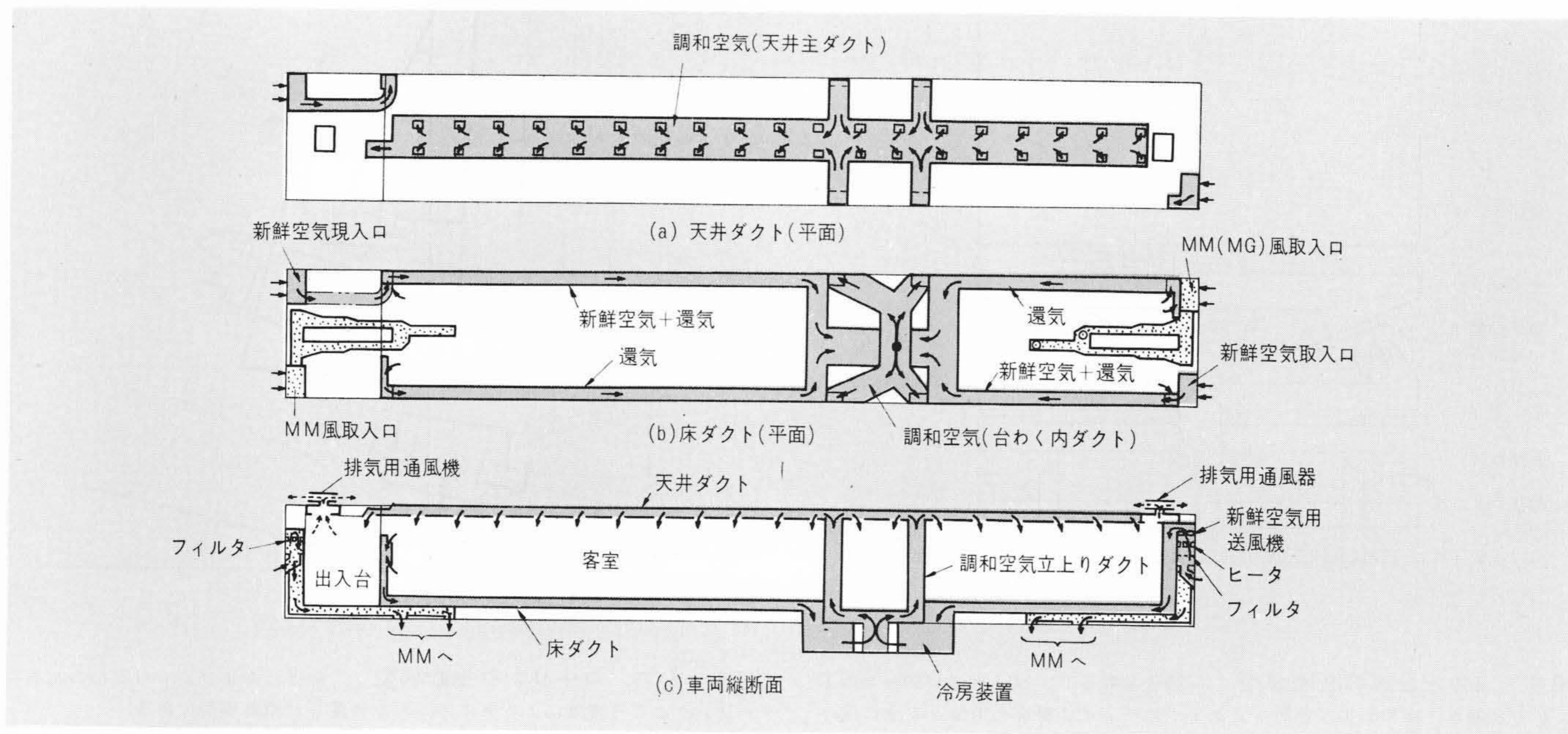


図8 換気空調系統図(モハ380) モハ380を例に, 換気空調の系統を示す。
Fig. 8 Air Conditioning System

5 車体のおもな構造

上述のように、この振子電車の特性を生かすためには車体の軽量化と重心の低下がぜひとも必要なので、日本国有鉄道の長距離電車としては初めて軽合金車体とした。また換気空調の機器も重心低下のため、床下に装着したのでダクト配置などに苦心が払われた。

5.1 車体構成

台わくおよび構体の主要材料としては、軽合金であるA7N01とA5083を用い、特に台わくは強度上全部材をA7N01で構成した。構体にはA5083を主材とし、一部にA5052、A6063を用い、それぞれを溶接により組み合わせた構造となっている。これらのことから、従来の直流特急電車の基本形である183系電車に比較して台わくを含めた構体重量で約4t、完成車重量で約5tの軽量化が実現できた。

構体強度については、当初の設計計画値をほぼ満足していることが荷重試験の結果確認された。

5.2 換気空調システム

図8は381系電車の換気空調の系統図を示すものである。この車両は寒冷地向けのため耐寒耐雪には特に配慮が払われている。

新鮮な空気は両車端の雪切室の送風機によって吸い込まれ、ダクトにより床下の冷房装置に導入される。室内からの換気は客室両端の仕切りからフィルタを介して冷房装置のエバポレータファンにより吸い込まれる。新鮮な空気と還気は、台わく内のダクト中で混合されて冷房装置にはいる。冷房装置

から出た調和空気は客室側構の立上りダクトを通り天井ダクトに導かれて客室内に分散し送気される。また排気は両車端屋根上の吸出し式通風器により自然排出される。

一方、主電動機(MM)、電動発電機(MG)の冷却風も両車端の雪切室から吸い込まれ、台わく内のダクトを通じて各機器に導かれる。新鮮な空気の雪切室は700Wのヒータ3個とフィルタから構成され、冬季は融雪と同時に外気を予熱して室内からの還気と混合し、冷たい外気が直接室内にはいらないようにしてある。

6 結 言

以上、381系振子式特急電車の台車および車体の特徴を取りあげ、その概要について紹介した。今回の381系電車は、振子装置により、地上設備を変えずに車両の高速化を実現させたものである。今後車両の高速化はますます高まる傾向にあり、全国新幹線網に接続される在来線特急網としてこの種の車両の需要はさらに伸びるものと考えられる。

最後にこの電車の製作にあたり、終始絶大なご指導をいただいた日本国有鉄道車両設計事務所の各位ならびに車両の納入に際し格別の配慮を賜った長野運転所、神領電車区の各位に深く謝意を表わす次第である。

参考文献

- (1) 永弘ほか：「曲線高速台車の試作」日立評論 53, 129 (昭46-2)



軸流，斜流，遠心形流体機械の羽根のインバース法による理論

日立製作所 柏原康成

日本機械学会論文集 38-310, 1394 (昭47-6)

軸流，斜流，遠心形流体機械の羽根の設計に際しては、一般に羽根表面上における流れのはく離を避け所要の流体力学的性能を達成させるために、羽根表面に沿う流速分布を与え、これを実現する羽根形状が得られれば便利である。さらに、最近では軸流形機械においても、段あたり圧力比を大きくとる傾向にあるため流路壁は軸方向に傾斜およびわん曲を有するのが普通である。また一方遠心形，斜流形機械においても、入口では流れは回転軸方向に流入するケースが多い。これらの場合においては、羽根を通過する流れは一般に三次元的流れとなり、したがって二次元理論の適用は不十分と考えられる。

従来、羽根表面上の流速分布（あるいは圧力分布）または羽根の負荷分布を与え羽根形状を算出するいわゆるインバース法の理論としては、二次元羽根（すなわち平面翼列）については古くから研究が行なわれ、

近年においてもいくつか設計理論が発表されている。しかし上述のような場合に適用できる三次元流れの影響を考慮したインバース法による羽根の実用的理論は、あまり見あたらない。

本論文は、上述の趣旨よりいわゆる特異点法の手法によって、三次元流れの影響を考慮した羽根表面上の流速分布を与えるインバース法の理論を述べたものである。すなわち、まず流路内に軸対称ポテンシャル流れの流れ関数と速度ポテンシャルとからなる直交曲線座標系を設定し、羽根による誘起速度のポテンシャルに関する基礎式を導きその解法を述べた。次に羽根を回転流れ面で切断して得られる羽根断面のキャンバ上に吹出しおよび吸込み、うずを配列させその誘起速度の理論式を導き、羽根表面上で指定した流速分布を満足するよう吹出しおよび吸込み、うずの強さを決定して、羽根断面のキャンバ形状と羽根厚みとを算

出する方法を述べた。

以上の理論においては、羽根車を通過する流れについて回転流れ面の変形の影響を省略したが、自由うず形式からの偏差の大きい羽根車の場合にはこの影響が大きくなる。その場合には羽根数無限大流れの回転流れ面を逐次新しい座標系として本理論を繰り返し用いる繰返し近似の方法によればよいことを述べ、その具体的手法を述べた。

以上の方法は回転羽根，静止羽根のいずれについても適用できる。また従来精密な計算が困難であった曲がりの大きい流路の場合にも、比較的簡単な計算により羽根車の設計ができる。

最後に、例として円すい面上の羽根断面および遠心羽根車の計算結果を示し、本理論が任意形状回転面上の羽根断面および羽根車の設計計算に有用であることを示した。

水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の特性 (第一報, 相似性の実験的検討)

日立製作所 細井 豊

日本機械学会論文集 38-311, 1781 (昭47-7)

フランス水車の部分負荷運転時に羽根車を出る流れは旋回流、このとき中心部に発生するうず心の振れまわりのために、それに応じた低サイクルの水圧脈動が生ずる。それが激しい場合には、機器や建家に有害な振動をひき起こし、ときには電力動揺をも誘起して系統に障害を与えることがある。

大容量火力がベース負荷をにない、水力が負荷調整用としてその機能をより要請されている現在、この種の振動は大容量ポンプ水車の水車部分負荷運転における課題としてクローズ・アップされており、実機における水圧脈動特性の合理的な推測方法の確立はいつそう重要視されている。

水車の効率またはキャビテーション性能把(は)握のための模型試験に見るように、幾何学的相似模型を用いることによって流れを相似にすることができるので、羽根車出口旋回流を支配的要因と見なしうるこの種の水圧脈動についても、相似関係の成り立つことが期待され、またそれを示唆する

事例も多かった。

本報では、模型試験における試験条件変化と、模型と実機の実測データ比較とによって、この水圧脈動の相似性を確認し、振動数および振幅の無次元量を用いた相似則を提示した。

実験に用いた模型水車は、比速度 $n_s = 105.5$ (m-kW)、羽根車外径 $D_1 = 209\phi$ および $n_s = 198.5$ (m-kW)、 $D_1 = 300\phi$ の2種、実測データを得た実物水車は上記 $n_s = 105.5$ の模型の11.6倍の寸法をもつ出力95MWのものである。

模型実験および模型・実機のデータ対比によって得られた結論は次のとおりである。

(1) 水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の振動数無次元量を

$$\Phi = \frac{f \cdot D_2}{\sqrt{gH}}$$

ただし、 f : 振動数 (Hz)、 D_2 : 羽根車代表寸法 (ここでは出口径) (m)、 g : 重力加速度 (m/s²)、 H : 有効落差 (m)

とするとき、幾何学的に相似な水車間において、互いに同一の単位落差・単位寸法あたり回転速度 n_{11} 、同じく流量 Q_{11} およびキャビテーション係数 σ において、 Φ は一致する。

$$\mu = \frac{f}{n/60} \quad (n: \text{回転速度 rpm})$$

とおけば、上記の相似運転条件下では μ もまた一致する。

(2) 同じく振幅無次元量を

$$\Psi = \frac{h}{H} \quad \text{ただし、} h: \text{振幅 (m)}$$

とするとき、幾何学的に相似な水車間において、互いに同一の n_{11} 、 Q_{11} 、 σ において、相対応する場所ごとに、 Ψ は一致する。

これらの関係は、キャビテーション係数の低い値において振幅がピークをとるときにも成り立つ。

なお、上記相似則の適用にあたっては、運転条件と計測精度、さらに振幅に対しては幾何学的に対応する測点配置に関して、十分な配慮が必要である。

水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の特性 (第2報, 水圧脈動の諸特性)

日立製作所 細井 豊

日本機械学会論文集 39-317, 221 (昭48-1)

いくつかの模型試験を通じて、フランス水車羽根車出口旋回流による水圧脈動の振動数および振幅の特性について系統的な究明を行なった。すなわち、第1報で検討した水圧脈動の相似則を前提とした無次元量を用いて特性式を導き、これと実測データとを比較して両者の傾向の合致を確認し、水圧脈動の特性を支配する要因を明らかにするとともに、水車の運転条件に応じた振動数または振幅の特性の変化についての合理的な解析手段を与えた。特に、水圧脈動の顕著なときの振動数を表わす式を、簡略化した理論によって導き、Rheingansの著名な経験式に理論的な裏付けを与え、比速度による差異のあることを明らかにした。

得られたおもな結果は次のとおりである。

(1) 羽根車出口旋回流による水圧脈動の振動数は、

$$\Phi = \beta \frac{4 r_{a1}^2}{60\sqrt{g}} n_{11} - \frac{2 r_{a1}}{\pi\sqrt{g}} \cot \gamma \cdot C_{ma1}$$

ただし、

Φ : 振動数の無次元量

β : 旋回流速補正係数

r_{a1} : 羽根出口クリアランス中心点の半径の羽根出口径に対する比

g : 重力加速度 (m/s²)

n : 回転速度 (rpm)

γ : 羽根出口角度

C_{ma1} : 羽根出口におけるメリディアン分速度 (m/s)

添字

1: 単位落差あたりの換算値

11: 単位落差, 単位寸法あたりの換算値

と表わされ、 r_{a1} 、 γ 、 C_{ma1} は比速度 n_s によってそれらの設計標準値が知られ、さらに、 Φ のキャビテーション係数 σ に対する変化は極小開度を除きわずかであるから、上記の式は広い n_s 範囲にわたる Φ の一般式である。これと n_s の互いに異なる5種の模型での Φ 実測値 ($\Phi = f_{11}/\sqrt{g}$, ただし、 f : 振動数, Hz) とが比較的良好一致することを確

かめた。

(2) 水圧振幅がピークをとる低い σ のとき、吸出し管各部の脈動波形は同相となる。またこのとき、うず心の境界面における振幅も目立って大きいことが、内部流動に対して試みた動的な測定によって認めることができた。

(3) 振幅が旋回流速と流量の積に比例するとし、うず心の振れまわり回数が管壁における流れの旋回の回数にほぼ等しいという実験結果と自由うずという前提を用いることにより、水圧脈動が激しいときの振動数(無次元量)は、

$$\Phi_s = \frac{2 r_{a1}^2 \beta}{60\sqrt{g}} n_{11}$$

と表われ、さらにこのときの振動数と回転速度の比は、

$$\mu_s = 2 \beta r_{a1}^2$$

となつて、実物水車を含めた実測結果とよく合致することがわかった。