

車体の曲げ剛性を考慮した客電車の上下振動

A Study on the Vertical Vibration of Passenger Car in Consideration of Flexural Rigidity of Car Body

佐川 健*
Ken Sagawa

内 容 梗 概

従来車輛の振動は、数多くの文献が示すように車体、台車を剛体と考えることによつて十分検討することができた。それは車体の剛性が大きく、十分剛体とみなすことができたからである。最近の軽量車に関しては、軽量化に伴う剛性低下のために車体は剛体と考えることは困難で、弾性体として考慮しなければならぬ段階になつていゝと思われる。しかしながら、現在車体の剛性低下の限界について明確な決定法がない。

それゆゑ、ここに車体の曲げ剛性を考慮して定常的な上下振動の理論解析を行い、それと実測結果とを対比して、次の結果を得た。

車体の曲げ振動数は台車のバネ系を考慮して決定しなければならぬこと、また乗心地からみてそれはあまり下げ得ないことがわかつた。すなわち、現在普通一般に使用しているバネ定数比 0.5 程度の台車をもつ客電車では、満員時の車体の曲げ振動数は台車の固有振動数〔車輪、車体を固定した場合にできる台車枠（バネ間の質量の意）と軸バネ、枕バネを並列バネとした振動系の固有振動数〕の 1.3 倍程度と考えられ、それ以下になると急速にいわゆるビビリ振動と呼ぶ高い振動数の振動が増大することを示した。

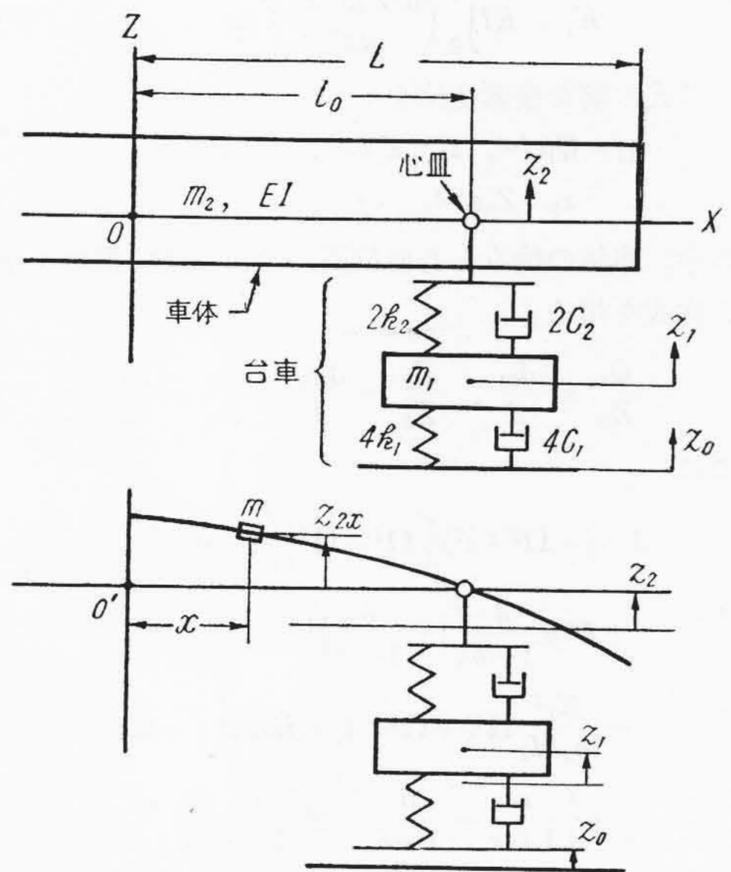
1. 緒 言

最近の客電車は急速に軽量化の方向に進んでいるが、軽量化に伴う車体の剛性低下の限界については現在のところ明確な決定法は示されていない。

軽量化された最近の客電車については、今まで数多くの文献が示すように、車体を剛体と考えることはもはやできないように思われる。すでに、車輛の上下振動における車体の曲げ振動の影響について検討を行つたものがあるが、固有振動数、振動型を求めるにとまつている⁽¹⁾。筆者はさらに、台車に減衰機構を与えて客電車の上下振動の解析を行い、伝達率を求め、車体の曲げ剛性と台車のバネ系の関係について検討を行つた。以下これについて述べる。

2. 運動方程式とその解

前後の台車それぞれに正弦的な同位相の、同じ上下方向の強制変位を与えたときの、定常振動について考える。台車は今までもおり剛体と考え、車体は均質一定断面の棒とし、曲げ振動の形は実験結果⁽²⁾⁽³⁾より車体中央横断面について前後対称形であると仮定する。したがつていまの場合、 $1/2$ 車体、1台車で論じてよいことは容易にわかる。それゆゑ、第1図に示す振動系について、 $1/2$ 車体の質量 m_2 、その単位長さの質量 m 、車体の曲げ剛性 EI 、台車（バネ間）の質量を m_1 とし、枕バネ、軸バネのバネ定数を $2k_2$ 、 $4k_1$ 、またそれらに並列に入れた減衰器の減衰係数を $2c_2$ 、 $4c_1$ とする。第1図の座標記号を



第1図 車輛の振動系、その座標と記号

参照して運動エネルギー T 、ポテンシャルエネルギー U および散逸関数 F は次のように表わすことができる。

$$2T = m \int_0^L \left(\frac{\partial z_{2x}}{\partial t} + \dot{z}_2 \right)^2 dx + m_1 \dot{z}_1^2 \quad \dots\dots (1)$$

$$2U = EI \int_0^L \left(\frac{\partial^2 z_{2x}}{\partial x^2} \right)^2 dx + 2k_2 (z_2 - z_1)^2 + 4k_1 (z_1 - z_0)^2 \quad \dots\dots (2)$$

$$2F = 2c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + 4c_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_0)^2 \quad \dots\dots (3)$$

また車体の撓み z_{2x} は

* 日立製作所笠戸工場

$$z_{2x} = \sum_{n=1}^{\infty} Z_{Bn}(x) \cdot q_n(t) \dots\dots\dots (4)$$

と表わすことができる。ここに、 $Z_{Bn}(x)$ は心皿位置でささえられた車体の曲げ振動の第 n 次規準関数、 $q_n(t)$ は一般座標である。走行時の実験結果⁽²⁾⁽³⁾から、実際にはほとんど最低次の振動をしていると考えられるから、(4)式は

$$z_{2x} = Z_{B1}(x) \cdot q_1(t) \dots\dots\dots (4')$$

とすることができる。

(1)(2)(3) および (4') 式からラグランジュの運動方程式により、次の運動方程式が求まる。

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{q}_1 + K_1 q_1 + N_1 \ddot{z}_2 &= 0 \\ N_1 \ddot{q}_1 + m_2 \ddot{z}_2 + 2c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\ &+ 2k_2(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 - 2c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + 4c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) \\ &- 2k_2(z_2 - z_1) + 4k_1(z_1 - z_0) = 0 \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

ここに、

$$\begin{aligned} M_1 &= m \int_0^L Z_{B1}^2(x) dx, \quad N_1 = m \int_0^L Z_{B1}(x) dx, \\ K_1 &= EI \int_0^L \left(\frac{d^2 Z_{B1}(x)}{dx^2} \right)^2 dx \dots\dots\dots (5') \end{aligned}$$

この式の解を複素変位をもつて

$$\begin{aligned} q_1 &= Q_1 e^{j\omega t}, \quad z_2 = Z_2 e^{j\omega t}, \quad z_1 = Z_1 e^{j\omega t}, \\ z_0 &= Z_0 e^{j\omega t}, \quad (j = \sqrt{-1}) \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

とおき、車体の撓みと心皿位置、台車の変位振幅を求めると次式を得る。

$$\frac{Q_1}{Z_0} = \frac{\Delta q_1}{\Delta}, \quad \frac{Z_2}{Z_0} = \frac{\Delta z_2}{\Delta}, \quad \frac{Z_1}{Z_0} = \frac{\Delta z_1}{\Delta} \dots (7)$$

ここに

$$\begin{aligned} \Delta &= (-\Omega^2 + \varepsilon^2) \left[\Omega^4 - \Omega^2 \left\{ \left(1 + \mu \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) \right. \right. \\ &+ D^2 \mu \frac{\delta}{1 + \delta} \left(1 - \frac{\delta}{1 + \delta} \right) \left. \left. \right\} + \mu \frac{\kappa}{1 + \kappa} \left(1 - \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) \right] \\ &- \frac{N_1^2}{m_2 M_1} \Omega^4 (-\Omega^2 + 1) + j D \Omega \left[(-\Omega^2 + \varepsilon^2) \right. \\ &\left. \left\{ \mu \left\{ \frac{\kappa}{1 + \kappa} + \frac{\delta}{1 + \delta} - 2 \left(\frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) \left(\frac{\delta}{1 + \delta} \right) \right\} \right. \right. \\ &\left. \left. - \Omega^2 \left(1 + \mu \frac{\delta}{1 + \delta} \right) \right\} - \frac{N_1^2}{m_2 M_1} \Omega^4 \right] \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta q_1 &= \mu \frac{N_1}{M_1} \Omega^2 \left\{ \frac{\kappa}{(1 + \kappa)^2} - \frac{\delta}{(1 + \delta)^2} D^2 \Omega^2 \right\} \\ &+ j \mu \frac{N_1}{M_1} D \left(\frac{1}{1 + \kappa} \right) \left(\frac{1}{1 + \delta} \right) (\kappa + \delta) \Omega^3 \dots (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta z_2 &= \mu (-\Omega^2 + \varepsilon^2) \left\{ \frac{\kappa}{(1 + \kappa)^2} - \frac{\delta}{(1 + \delta)^2} D^2 \Omega^2 \right\} \\ &+ j \mu (-\Omega^2 + \varepsilon^2) \left(\frac{1}{1 + \kappa} \right) \left(\frac{1}{1 + \delta} \right) (\kappa + \delta) D \Omega \\ &\dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

$$\Delta z_1 = (-\Omega^2 + \varepsilon^2) \left\{ \left(-\Omega^2 + \mu \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) \frac{1}{1 + \kappa} \right.$$

$$\begin{aligned} &- \mu \frac{\delta}{(1 + \delta)^2} D^2 \Omega^2 \left. \right\} - \frac{N_1^2}{m_2 M_1} \frac{1}{1 + \kappa} \Omega^4 \\ &+ j \Omega D \left[(-\Omega^2 + \varepsilon^2) \left\{ \left(-\Omega^2 + \mu \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) \frac{1}{1 + \delta} \right. \right. \\ &\left. \left. + \mu \frac{1}{1 + \kappa} \frac{1}{1 + \delta} \right\} - \frac{N_1^2}{m_2 M_1} \frac{1}{1 + \delta} \Omega^4 \right] \dots\dots (11) \end{aligned}$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \Omega &= \frac{\omega}{\omega_T}, \quad \varepsilon = \frac{\omega_{B1}}{\omega_T}, \quad D = \frac{\alpha}{\omega_T}, \quad \mu = \frac{m_1}{m_2}, \quad \omega_{B1}^2 = \frac{K_1}{M_1} \\ \kappa &= \frac{2k_2}{4k_1}, \quad \omega_T^2 = \frac{2k_2 + 4k_1}{m_1}, \quad \delta = \frac{2c_2}{4c_1}, \quad \alpha = \frac{2c_2 + 4c_1}{m_1} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

(12)式からわかるように、(8)、(9)、(10)、(11)式は ω_T を規準にして無次元化したものである。

なお台車に減衰を与えないときは、減衰値 $D=0$ とおけばよく、振動数方程式は(8)式より

$$\begin{aligned} &(-\Omega^2 + \varepsilon^2) \left[\Omega^4 - \Omega^2 \left(1 + \mu \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) + \mu \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right. \\ &\left. \left(1 - \frac{\kappa}{1 + \kappa} \right) \right] - \frac{N_1^2}{m_2 M_1} \Omega^4 (-\Omega^2 + 1) = 0 \dots (8') \end{aligned}$$

となる。

3. 車体の振動特性

3.1 実測結果の検討

国鉄3等軽量客車ナハ10形鋼体の静的荷重試験の試験報告⁽⁴⁾によれば、鋼体の曲げの固有振動数は無荷重時14.0 c/s、20 t 荷重時6.5 c/s となつている。これは試作車の値であるが、量産形の場合、空車時側受荷重が8 t である⁽⁵⁾ことから、車体の曲げ固有振動数は8.6 c/s と推定する。また、走行中車体には高次の振動として車体中央で12~13 c/s の振動が現われている。

いま、空車時の条件から次の定数を得る。

$$\begin{aligned} m_2 g &= 8.00 \text{ t}, \quad m_1 g = 1.40 \text{ t}, \quad \therefore \mu = 0.165 \\ 2k_2 &= 2 \times 50.0 \text{ kg/mm}, \quad 4k_1 = 2 \times 96.5 \text{ kg/mm}, \\ \therefore \kappa &= 0.518 \end{aligned}$$

$$f_T = \frac{\omega_T}{2\pi} = 7.22 \text{ c/s} \quad \therefore \varepsilon = 1.19$$

さらに車体の曲げ振動の型として、静荷重試験による撓みから心皿間のみを考慮し

$$Z_{B1}(x) = \frac{1}{2} (1 + \cos \frac{\pi x}{l_0})$$

と仮定すれば、これより

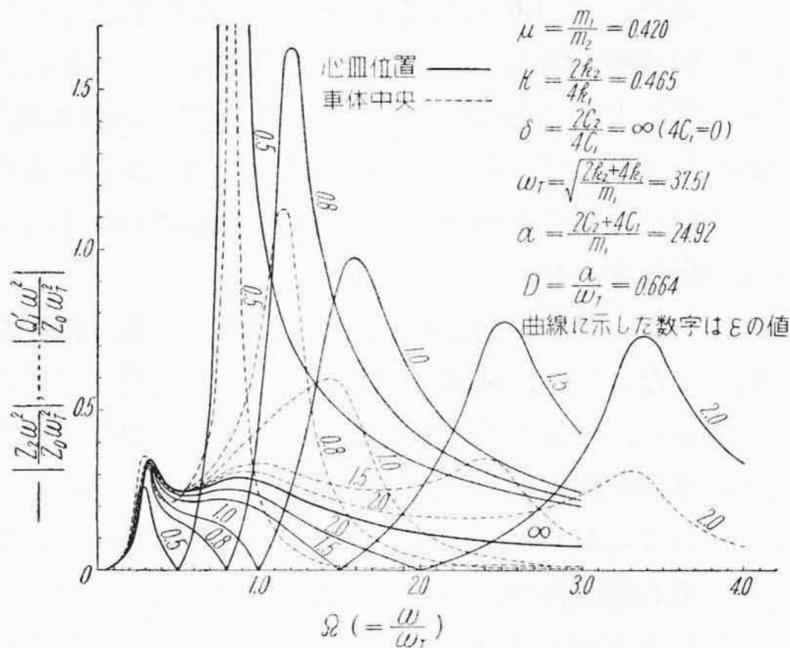
$$M_1 = \frac{3}{8} m l_0, \quad N_1 = \frac{1}{2} m l_0, \quad \therefore \frac{N_1}{M_1} = \frac{4}{3}$$

また

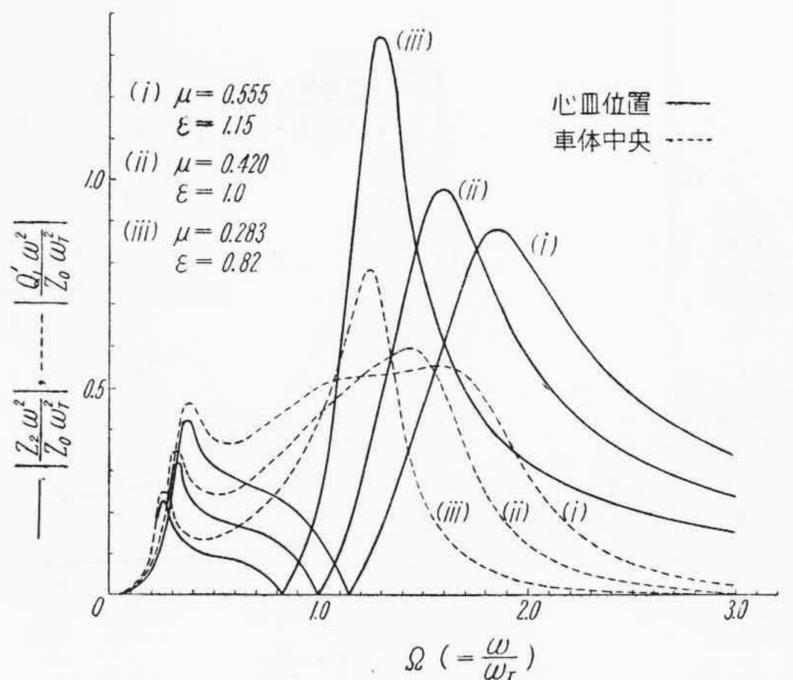
$$L = 10 \text{ m}, \quad l_0 = 7 \text{ m} 075, \quad \lambda = \frac{L}{l_0} = 1.412$$

$$\therefore \frac{N_1^2}{m_2 M_1} = \frac{2}{3\lambda} = 0.472$$

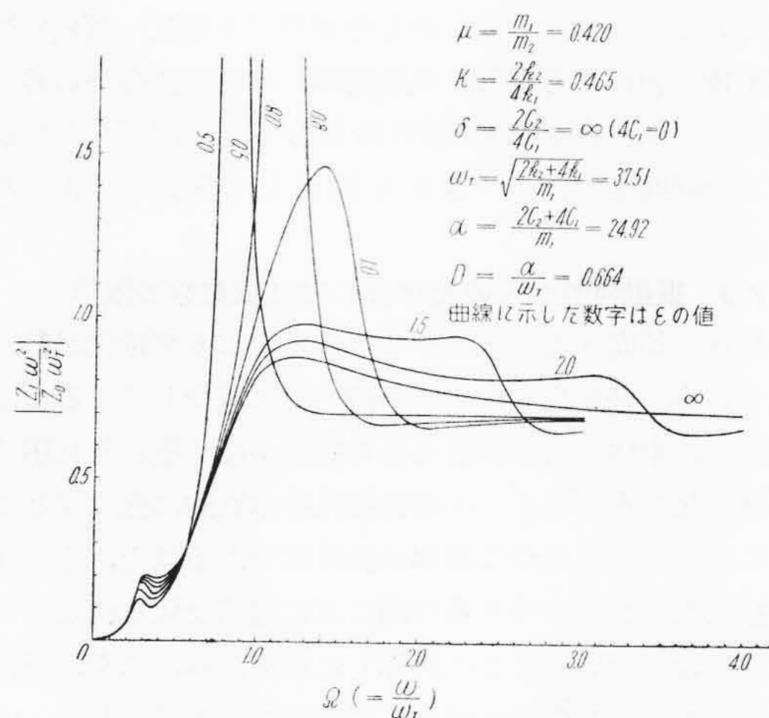
これらの数値を(8')式に代入して、三次の固有振動



第2図 ε変化による車体の振動加速度共振曲線



第4図 μ, ε変化による車体の振動加速度共振曲線



第3図 ε変化による台車の振動加速度共振曲線

数を求めると

$$\Omega = 1.66 \quad \text{すなわち} \quad f = 12.0 \text{ c/s}$$

となる。したがって三次の共振として車体に 12 c/s の振動が現われることになり、これは実測結果とよく一致している。

また、満員時については前記条件のうち μ, ϵ が変わるのみで

$$m_2 g = 13.5 \text{ t} \text{ により} \quad \mu = 0.104$$

$$f_{B1} = \frac{\omega_{B1}}{2\pi} = 6.5 \text{ c/s} \text{ により} \quad \epsilon = 0.90$$

これより同様に三次の固有振動数を求めると

$$\Omega = 1.25 \quad \text{すなわち} \quad f = 9.1 \text{ c/s}$$

となる。

それゆえナハ10形の三次の固有振動数は乗客が増加するに従って 12 c/s から 9 c/s 程度まで低下してくることがわかる。

湘南電車サハ87形の試験結果の数値によれば曲げの固有振動数は試験装置上 8 c/s, 走行中 12 c/s となっている⁽²⁾。TR48型台車の定数から

$$\kappa = 0.442, \quad f_T = 8.5 \text{ c/s} \quad \therefore \epsilon = 0.941$$

いまこの ϵ の値により、第2図(次節で述べる)から考えて、大略台車の固有振動 f_T の1.5倍程度に共振振動数があると考えられる。すなわち 12.7 c/s となり、走行中 12 c/s の振動が発生することは間違いない。

したがって車体に発生するこの高次の振動は計算によって十分予測することができる。

3.2 車体の曲げ振動数をパラメータにした理論共振曲線

固有振動数の計算結果と実測結果は上記のようによく一致するから、この理論によつて、車体自体の減衰を考慮していないことに注意さえすれば、伝達率についても十分考察することができる。

(7)式によつて車体の振動数 ϵ をパラメータにして計算し、心皿位置と車体中央の振動加速度共振曲線を求めた一例が第2図である。図中 Q_1' は車体中央位置の変位で、心皿位置の変位 Z_2 と車体の弾性変形による中央の撓み Q_1 とを加えたものである。またこのときの台車の振動加速度を参考までに第3図に示す。使用した数値は次のとおりである。

$$m_2 g = 11,250 \text{ kg}, \quad m_1 g = 4,720 \text{ kg}, \quad \therefore \mu = 0.420$$

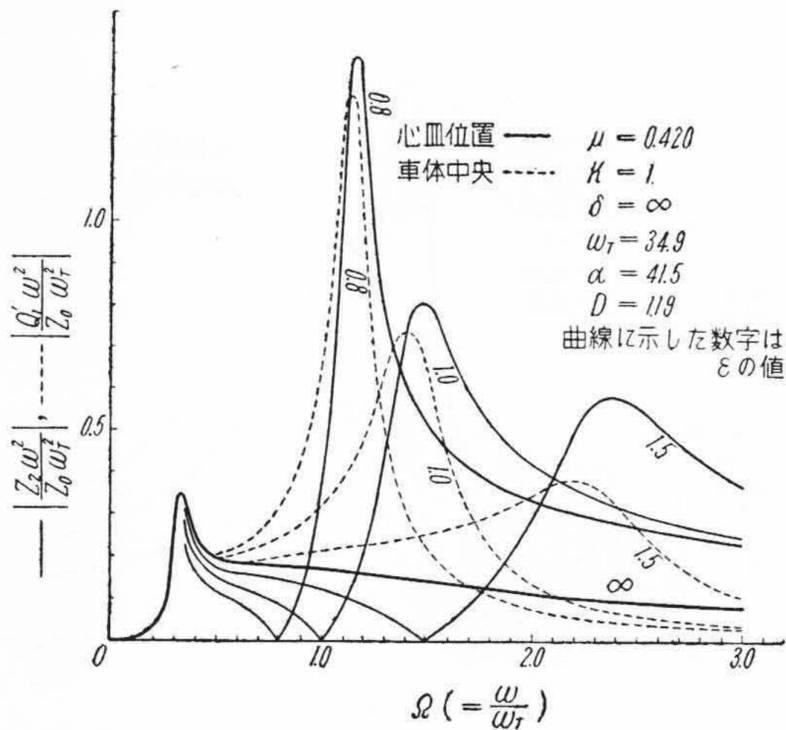
$$2k_2 = 53.8 \times 4 \text{ kg/mm}, \quad 4k_1 = 57.8 \text{ kg/mm},$$

$$\therefore \kappa = 0.465$$

$$2C_2 = 2 \times 60 \text{ kg} \cdot \frac{\text{cm}}{\text{s}}, \quad 4C_1 = 0, \quad \therefore \delta = \infty$$

$$\omega_T = 37.51 \text{ rad/s} \quad (f_T = 5.97 \text{ c/s}), \quad D = 0.664$$

さらに車体の曲げ振動の型を



第5図 ε 変化による車体の振動加速度共振曲線
(第2図より $\kappa=1$ とし定数を変えた場合)

$$Z_{B1}(x) = \cos\left(\frac{\pi}{2} \frac{x}{l_0}\right)$$

と仮定すれば

$$M_1 = m \int_0^L \cos^2\left(\frac{\pi}{2} \frac{x}{l_0}\right) dx = m \frac{l_0}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} \lambda + \frac{1}{2} \sin \pi \lambda\right)$$

$$N_1 = m \int_0^L \cos\left(\frac{\pi}{2} \frac{x}{l_0}\right) dx = 2m \frac{l_0}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{2} \lambda\right)$$

となる。

$$l_0 = 6 \text{ m}, \quad L = 8.5 \text{ m}, \quad \lambda = \frac{L}{l_0} = 1.417,$$

$$\therefore \frac{N_1}{M_1} = 0.911, \quad \frac{N_1^2}{m_2 M_1} = 0.652$$

また乗客の変化に伴う車体の振動数の変化による影響を求めたものが第4図である。計算は上記数値を使用し乗客によつて変化する数値は

- (i) 空車時 $m_2 g = 8.5 \text{ t}$ $\therefore \mu = 0.555, \varepsilon = 1.15$
- (ii) 定員乗車時 $\mu = 0.420, \varepsilon = 1.0$ (ただし上記の場合)
- (iii) 満員(定員 $\times 3$)乗車時 $m_2 g = 16.7 \text{ t}$
 $\therefore \mu = 0.283, \varepsilon = 0.82$

である。ここに車体の曲げ振動数は心皿荷重の平方根に逆比例するとして求めたものである。

第2図からわかるように、 $\varepsilon = \infty$ は剛体の場合で、従来コイルバネ、オイルダンパの最適値⁽⁶⁾を決定する場合に検討された曲線と同種の曲線である。一次の共振は ε が極端に小さくならぬ限り、剛体の場合と大体同じ振動加速度を示している。 $\varepsilon > 1.0$ の場合は二次、三次の共振がはつきり現われ、二次の共振は剛体の場合に比して心皿部が小さく、車体中央部は逆に大きくなり、また三次の共振では心皿部の方が車体中央より大きくなっている。 $\varepsilon = 1.0$ 付近から車体中央では二次と三次の共振が

重なり始め、 $\varepsilon < 1.0$ になると一つの共振状態になつて急速に伝達率が増大する。心皿部の共振も $\varepsilon < 1.0$ になると非常に大きくなっている。しかし二次の共振は漸次現われなくなっている。また車体自体の内部減衰を考慮していないために車体の曲げの固有振動数において心皿位置の伝達率は0になつている。

また一次の共振の伝達率は、極端に車体の曲げ振動数が低下しない限り、剛体の場合とほとんど変化していないことから、今まで主として問題にしていた動揺に関しては、車体を剛体とした理論で検討してなんら不都合のなかつたことがわかる。さらにまた、この結果から、客電車の乗心地改善のためには、心皿位置も必要ではあるが、むしろ車体中央位置における二次、三次の共振の伝達率に注目しなければならぬことがわかる。したがつて剛体の理論では、もはや振動特性の向上を望むことはできないといえよう。それゆえ台車のバネ定数、減衰係数は車体の弾性を考慮し、軌条変形、車輪の偏心から考えられる高い振動数の強制力に対して、二次三次の共振をどの程度まで許すべきかを検討して決定すべきである。

3.3 振動特性からみた車体の曲げ振動数の限界

最近の傾向としてとにかく車体も台車も軽量化が行われている。軽量化を行えば一般に ε は減少してくるのは当然で、車体と台車がなんらの関連もなくそれぞれ勝手に軽量化を進めることは振動特性を本質的に悪くすることになる。したがつて車体が弾性体である以上、その曲げ振動数と台車のバネ系の間互に適当な値を決定しなければならない。ここに計算した結果から、二次、三次の共振が一致しなければまず問題がないと思われる。すなわち、二次、三次の共振が接近し始めると、伝達率は急速に増大し始めるからである。それゆえ、この伝達率のたち上り始めるところをもつて限界にすればよいと考えられる。

ナハ10形を例に考えてみると、乗客が増加するに従つて ε は1.2から1に近づく、このため三次の10 c/s前後の大きな振動が発生することになり、これが乗心地を害していると考えられる。またスハ43形では、高次の振動が特に問題になつていなかったが、その車体の曲げ剛性が仮りにナハ10形の車体と同じと考え、これにTR-47型台車を組合せると、 $m_1 g = 3.08 \text{ t}$, $2k_2 = 4k_1 = 2 \times 83.3 \text{ kg/mm}$ $\therefore f_T = 5.18 \text{ c/s}$ であるから $\varepsilon = 1.62$ (空車) ~ 1.26 (満員) となる。おそらくスハ43形車体の曲げ剛性はナハ10形のそれより大きいため高次の振動が問題にならなかつたと考えられる。また $\kappa = 1$ であることも見のがせない。すなわち、車体を剛体とした理論で枕バネ、軸バネを直列バネとした合成バネ定数が一定の場合、共振点の伝達率が最小になる減衰値を与えたとき、 κ が大

きくなると共振の伝達率が一次で大きく、二次で小さくなる⁽⁶⁾からで、そのため高い振動数の振動に対して比較的好結果が得られたものと思われる。

軽量車のバネ定数を決定する際に十分注意しなければならぬことは、 κ を大きくすれば、心皿位置では確かに車体が弾性体のために発生する振動の伝達率は減少するが、車体の曲げ振動数が低下してくると車体中央では増加する傾向にあることである。すなわち、第5図が $\kappa=1$ の場合の一例で、第2図の計算に対して $2k_2=4k_1=293.8$ kg/mm, $2c_2=200$ kg/cm/s として、 $\varepsilon=0.8, 1.0, 1.5$ の場合について求めたものである。それゆえ、車体全体にわたって伝達率を減少することが好ましく、バネ定数は心皿位置と車体中央位置の振動に注目して決定しなければならない。そのためには $\varepsilon>1.0$ の場合、従来の最適値のバネ定数比よりも少し大きくとることが望ましい。

車体の曲げ振動数の限界は、現在普通一般に使用されている二自由度のバネ系の客電車の場合、バネ定数比 κ が0.5程度の台車を使用するとすれば、第2, 3, 4, 5図の結果とナハ10形、スハ43形の例から考えて、満員時 $\varepsilon\geq 1.3$ とすることが必要である。したがって客電車は乗心地の点から $\varepsilon>1.3$ を目標に設計することが望ましい。

4. 結 言

車体の曲げ剛性を考慮に入れて客電車の上下振動を解析し、これによつて車体に発生する高次の振動を説明し、車体の曲げ剛性は台車のバネ系と無関係に決定できない

ことを述べた。

(1) 現在普通一般に使用されているバネ定数比0.5程度の台車をもつ客電車に対して、乗心地から考えて、満員時、車体の曲げ振動数は台車の固有振動数〔車輪、車体を固定した場合にできる台車枠(バネ間の質量の意)と軸バネ、枕バネを並列バネとした振動系の固有振動数〕の1.3倍以上であることが必要である。

(2) 高次の振動に対する乗心地改善のためには、心皿位置と車体中央位置の伝達率に注目してバネ定数比を決定する必要があるが、 $\varepsilon>1.0$ の場合には、従来求めていた最適値より少し大きくする方が好ましい。

(3) 動揺に関しては、極端に車体の曲げ振動数が低下しない限り、従来どおり剛体の理論で十分検討できる。

なお、本報告においては車体の内部粘性減衰は特に考慮しなかつたが、これについて検討した結果によると、振動の減衰に対してあまり大きな効果をもっていないことがわかつた。車体の内部粘性減衰が客電車の上下振動に及ぼす影響についてはあらためて報告することにした。

参 考 文 献

- (1) 松平：高速台車振動研究会資料(昭21-11)
- (2) 川崎車輛：小田急2200型新車車体振動試験報告(昭29-11)
- (3) 松井：電車の振動と新しい台車(昭31-6)
- (4) 鉄道技術研究所：軽量二軸ボギー3等車車体荷重試験報告(昭31-5)
- (5) 鉄道技術研究所：ナハ10形式3等車振動試験(昭31-10)
- (6) 松平，松井，藤田：鉄道業務研究資料9, 4(昭27-2)

Vol. 40

日 立

評 論

No. 6

◎大流量測定法としての塩水速度法に関する諸問題
 ◎火力発電所用配電盤
 ◎新しい二、三の負荷時タップ切換変圧器
 ◎珪素鋼板の磁歪
 ◎濡壁塔を利用する吸収反応装置
 ◎水素中の微量酸素分析計

◎タイ国鉄納950HPディーゼル電気機関車
 ◎耗波試験装置
 ◎ビニル電線の高温特性の改善
 ◎最近の中子用特殊油粘結剤について
 ◎高周波加熱による焼入性に及ぼす各種元素の影響
 ◎けい光放電管の寿命に関する研究

発行所 日立評論社 東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地 振替口座東京71824番
 取次店 株式会社オーム社書店 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地 振替口座東京20018番

