

エスカレータにおける無騒音構造の研究とその成果

Research and Its Results of Noiseless Mechanism for Escalator

一 柳 健* 原 威** 寺西 勝也**
Ken Ichiryū Takeshi Hara Katsuya Teranishi

要 旨

エスカレータの利用分野は年々拡大し、デパート、ステーションなど多人数の輸送を主目的とする本来の機能の活用以外に、最近ではわが国においても、銀行、ホテルあるいは事務所ビルなど比較的閑散な場所におけるサービスを主とした利用が著しく増大している。このような建物の内部では、周囲騒音がデパートなどに比較して著しく低い場合が普通であり、銀行、ホテルなどにも利用されるエスカレータとしては極度に騒音の低いことが必要である。

本稿は、このように静粛な建物への設置にも十分満足できるように新しく開発した無騒音エスカレータについて、その機構の理論的説明と実験結果について述べる。

1. 緒 言

エスカレータは、本来その輸送能力の大きいことと連続的輸送の可能なことから、デパート、ステーションなど多人数の輸送を必要とする場所での交通機関として多く用いられてきたが、最近では銀行、ホテルなど比較的閑散な場所における客へのサービスの一環として設置される例が非常に多くなってきた。

このような建物は、一般に内部がきわめて静粛で、とくに銀行、ホテルなど室内の騒音が低い場所においては、エスカレータが発生するわずかな騒音も問題となることが多い。したがって、この騒音

の発生過程を根本的に究明し、その解決をはかることは、エスカレータ性能を一段と向上させ、その結果、あらゆる場所でのエスカレータの利用を可能にする大きな利点がある。

エスカレータの騒音は、踏段ローラの転動および電動機を含む駆動機械から発生する連続音と、踏段の駆動に用いられるローラチェーンと駆動スプロケットとがかみ合う際に発生する断続音とに大別できるが、調査の結果、エスカレータの騒音として不具合と考えられるのは後者がそのほとんどを占めていることが判明した。

この断続騒音は、踏段チェーンとスプロケットのかみあい衝撃が主因となり、チェーンに連結されている弾性体から騒音が発生する。このため、かみ合い衝撃とその緩衝の理論、および実験による騒音防止の効果などについて述べる。

2. エスカレータの踏段駆動機構

エスカレータに用いられる動力伝達は、安全、確実なチェーン駆動法により行なわれており、とくに踏段と直結する踏段チェーンはその運転機能を満足させるため、専用に設計された精密な特殊構造のチェーンである。

図1はエスカレータの踏段駆動機構を示したものであるが、図でわかるように踏段チェーンは、チェーンに取り付けられた踏段前輪

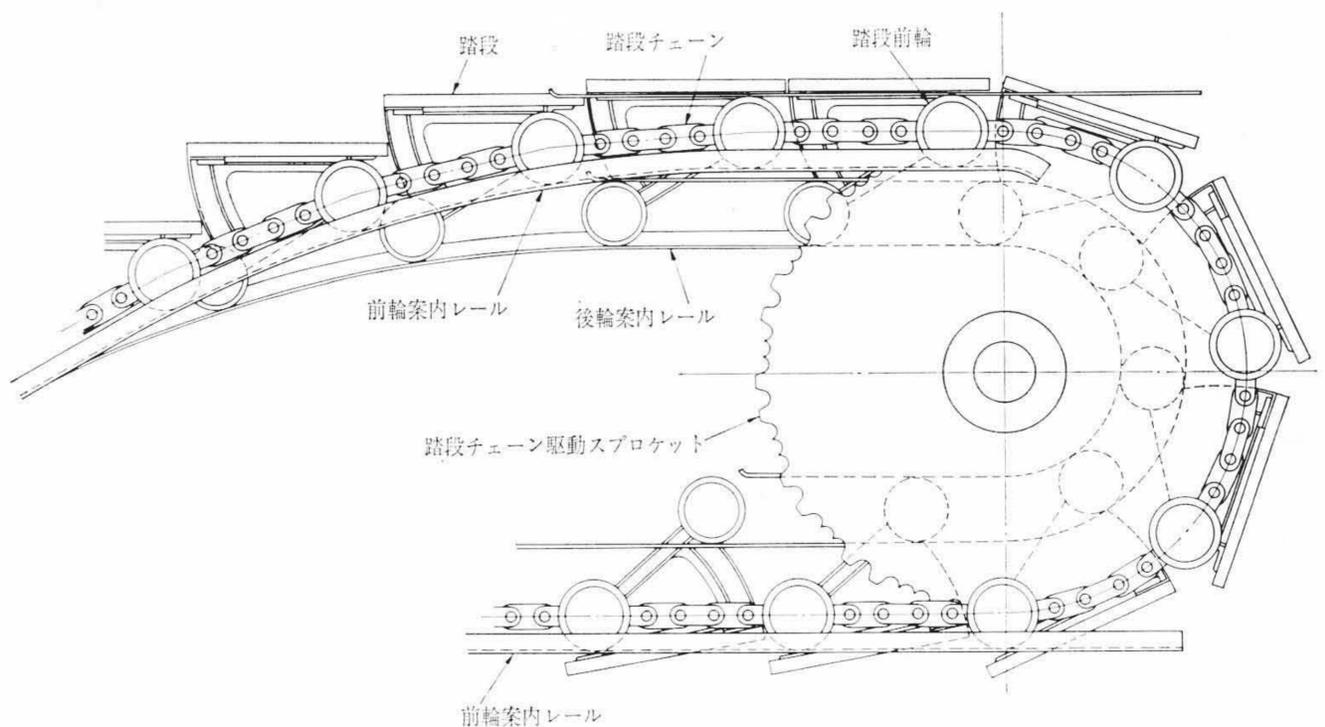


図1 エスカレータの踏段駆動機構

軸によって等間隔にかなりの質量の踏段を装着し、エスカレータの往復路においては前輪軸の両側端にある弾性ローラにささえられて案内レール上を走行する。しかも駆動スプロケット付近では、弾性ローラによって案内レール上にささえられてきた踏段が、踏段チェーンとスプロケットとのかみ合いによってささえられるように変わる。したがって、一般に用いられている動力チェーンとはその駆動機構の構成にかなりの相異がみられ、踏段チェーンに発生するスプロケットとのかみ合いによる振動はエスカレータの乗り心地ばかりでなく、その騒音にもかなり重要な影響をもっていると考えられる。

3. チェーン駆動の理論

3.1 静力学的かみ合い理論⁽¹⁾

踏段チェーンの静力学的かみ合いは、各リンクの節点にそれぞれのもつ質量が集まっているものと仮定すれば、従来より研究し報告されている一般動力チェーンに関する理論と基本的にはなんら変わるところはない。

図2はチェーンとスプロケットとのかみ合い状態を示したもので、スプロケットは矢印の方向、すなわち反時計方向に回転しており、A、BおよびCはチェーンの節点、すなわちチェーンローラを示すものとすれば、ローラAはスプロケットとのかみ合い1歯前にあり、Bはスプロケット歯底面に接する直前にあり、Cはスプロケットにかみ合ってから1歯分だけ進んだ状態を示している。

* 日立製作所日立研究所

** 日立製作所水戸工場

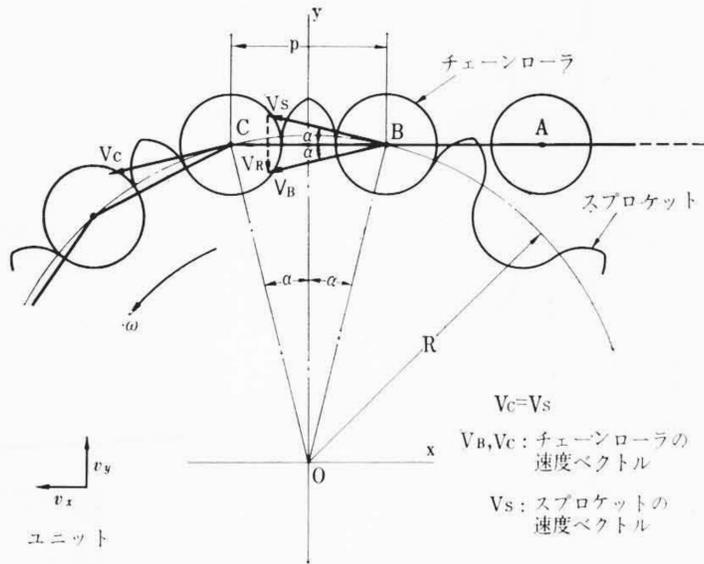


図2 チェーンとスプロケットのかみ合い相対速度

ここで、スプロケットとかみ合う以前のチェーンは無限遠方より張られているものと考えれば、チェーンローラA, BおよびCはいずれもかみ合い後のチェーンローラCの速度 V_c を持つことになる。

いま、スプロケットのピッチ円半径を R 、スプロケットの回転角速度を ω 、またチェーンの1ピッチがスプロケットのピッチ円上でなすピッチ角を 2α とすれば、チェーンローラCの持つ速度ベクトル V_c の大きさおよび方向は、 $R\omega$ および OC に直角で、水平線 CA に対して下向きに α の角度をなす。

また、スプロケットのピッチ円周上のB点における速度ベクトル V_s は、大きさ $R\omega$ および水平線 CA に対して上向きに α の角度をなす。

したがって、チェーンローラBとスプロケットがかみ合う瞬間の相対速度 V_R は次のようになる。

$$\begin{aligned} V_R &= V_B - V_s \\ &= V_c - V_s \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

y 軸方向の単位ベクトル v_y を用いれば、(1)式は、

$$V_R = 2 v_y \cdot R\omega \sin \alpha \dots\dots\dots (2)$$

また、図2で示すように、チェーンピッチ $p = 2R \sin \alpha$ の関係があるから、(2)式は、

$$V_R = p\omega \cdot v_y \dots\dots\dots (3)$$

すなわち、チェーンローラとスプロケットとのかみ合い時の相対速度は図2で示す CB に直角で、その大きさはチェーンピッチとスプロケットの回転角速度との相乗積に等しい。

3.2 チェーンとスプロケットとのかみ合い衝撃防止の理論

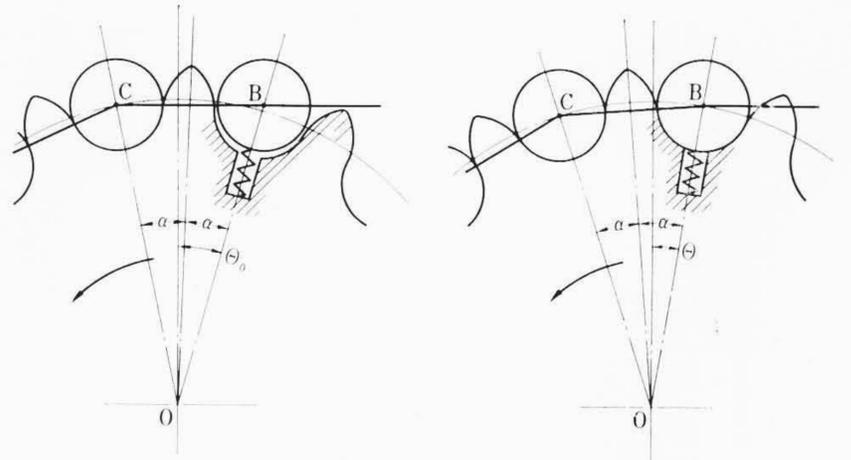
エスカレータが発生する騒音、すなわち断続音は、階段チェーンと駆動スプロケットとのかみ合い時に発生する衝撃に起因するものがその大部分を占めている。したがって、チェーンとスプロケット歯底面との衝突速度を小さくすれば、エスカレータの騒音を著しく低下しうることは明白である。

上に述べたように、この衝突速度は、チェーンのピッチを小さくするにしたがい、あるいは運転速度を一定とした場合、スプロケットのピッチ円径、すなわち歯数を大にするにしたがって減少する。しかし、実際のエスカレータにおいては、建物内に占める面積の増大、あるいは製作技術などからこの2点を十分に満足できる駆動方法をとることはかなり困難である。

日立製作所はこれらの点に留意し、かみ合い衝撃防止の実用的な方法として、スプロケットの歯底に緩衝体を入れる手段を選び、研究を行なった。

3.2.1 チェーンローラが緩衝体に接触するとき発生する衝撃(初期衝撃)

図3はスプロケット歯底面に緩衝体を組み込んだ場合のチェー



(a) チェーンローラBがばねに接触する瞬間 (B) チェーンローラBがスプロケットに接触する瞬間

図3 チェーンと緩衝体を持つスプロケットのかみ合い機構

ンローラとスプロケットとのかみ合い状態を示し、図3(a)はチェーンローラが緩衝体に接する瞬間、(b)はチェーンローラがスプロケットの歯底に接する瞬間、すなわち正規のかみ合いを始める瞬間を示している。

いま、図3(a)のチェーンローラが緩衝体に接する際に発生する衝撃について、W. H. Hoppmann その他^{(2)~(4)}の研究を参考にして、チェーンローラに等しい有効質量を持つ剛球とばねの衝突におきかえてみると、衝突時に発生する衝撃力は、

$$\begin{cases} F = m v (1+e) \frac{\pi}{2\tau_L} \cdot \sin \frac{n\pi t}{\tau_L} & (0 < t < \tau_L) \\ F = 0 & (\tau_L \leq t) \end{cases} \dots\dots (4)$$

のような正弦波パルスで表わされる。

- ここに、 m : 剛球の質量
- v : 衝突前の球とばねとの接近速度
- e : 剛球とばねとのばね返り係数
- τ_L : 剛球とばねとの接触時間
- n : 振動モード数

また、接触時間 τ_L は Hertz の接触理論から、

$$\tau_L = 3.28 \left\{ \frac{m^2}{vr} \cdot \frac{(1-\nu^2)}{E^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots (5)$$

- ここに、 r : 剛球の半径
- E : ばね構成材のヤング率
- ν : ばね材のポアソン比

さらに、ばね返り係数 e は、W. H. Hoppmann により次のように求められる。

$$e = \frac{1 - \frac{m}{m_b} \sum \phi_n}{1 + \frac{m}{m_b} \sum \phi_n} \dots\dots (6)$$

$$\phi_n = \frac{1}{2(4Q_n^2 - 1)^2} \cdot (1 + \cos 2\pi Q_n) \dots\dots (7)$$

$$Q_n = f_n \cdot \tau_L \dots\dots (8)$$

ただし、 m_b はばねの質量の1/2をとり、 f_n はばねの第 n 次の固有振動数である。

以上の理論に基づき、実際のエスカレータの階段チェーンとスプロケットとのかみ合いにおける衝突加速度を等価な剛球と剛体壁との衝突とみなした場合の衝突加速度を1として、種々のばね定数の緩衝体との衝突加速度の変化をみれば図4のような関係をうる。すなわち緩衝体のばね定数が有限な値であっても、約5,000 kg/cm 以上になれば、剛体壁への衝突時に発生する衝撃加速度にほぼ等しくなることがわかる。

また、ばね定数が5,000 kg/cm から300 kg/cm の間で衝撃加速度は急激に減少し、それ以下ではほとんど変化がないことから、

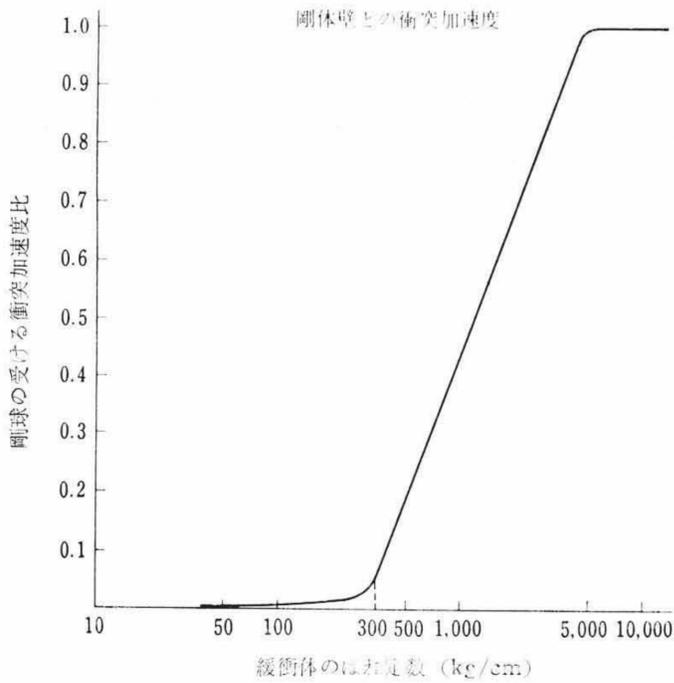


図4 剛球の受ける衝突加速度比と緩衝体のばね定数との関係

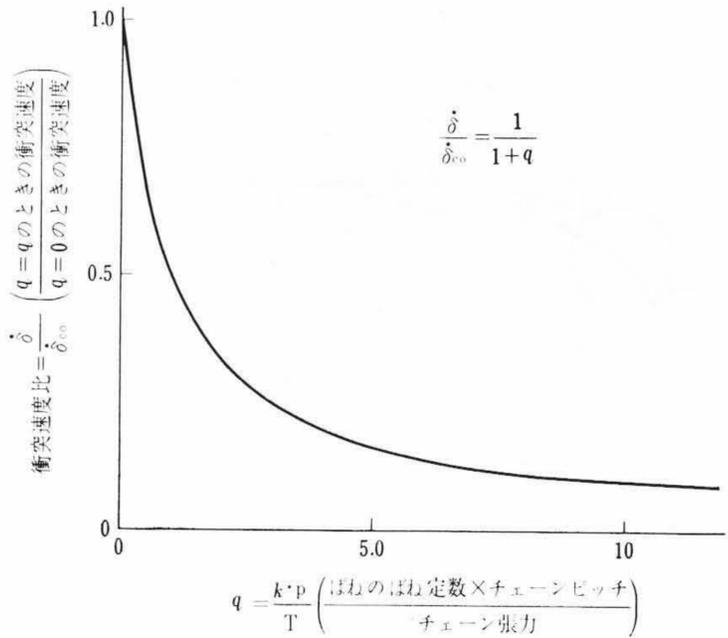
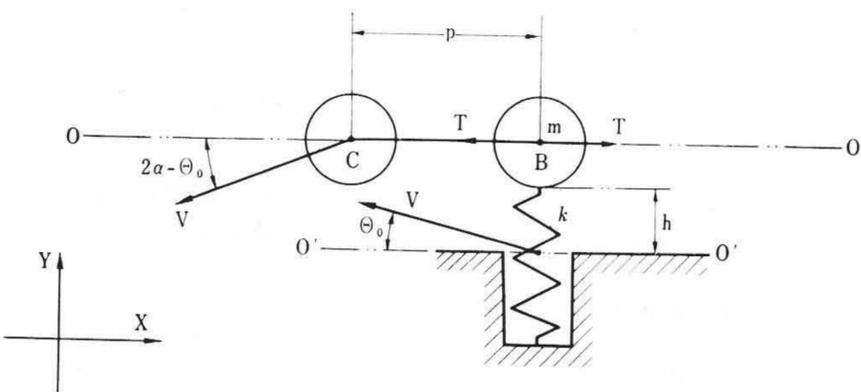
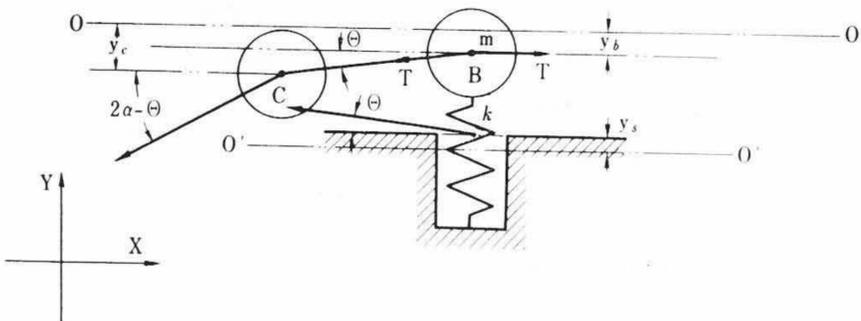


図6 チェーンローラとスプロケット歯底面との衝突速度比と緩衝ばね定数の関係



(a) チェーンローラとばねが接触開始した状態



(b) チェーンローラがスプロケット歯底へ接近する過程

図5 チェーンローラとスプロケット歯底面との力学的接近状態

初期衝撃の影響を受けない有効な緩衝体のばね定数は 300 kg/cm 以下にすべきである。

3.2.2 初期衝撃を受けた後のチェーンローラの運動 (後期衝撃)

緩衝体と接触したチェーンローラの運動は、チェーンに働く張力による押し付け力とばね反力とによって変化する。すなわち、ばね反力が張力による押し付け力より強ければ、チェーンローラとスプロケット歯底面との衝突は行なわれず、またチェーンローラの押し付け力がばね反力より大となれば衝突を行なうことになる。

ばね反力がチェーンローラの押し付け力より大きい場合も小さい場合も、初期衝撃の影響はごく短時間のうちに消滅することが確かめられている。したがってチェーンローラの初期衝撃後の運動は図5のような力学系に置き換えることができる。

図5(a)はチェーンローラBとばねが接触しはじめた状態で、先行のローラCはすでにスプロケット歯底面と接しており、ローラBに押し付け力を発生しはじめる状態を示す。(b)はローラがスプロケット歯底面に到達する過程を示したものである。

いま、Vをスプロケットのピッチ円周速度、2αをピッチ角、

θ₀をチェーンローラがばねに接触しはじめるときの図5(a)に示すO'O'線となす角度、hをばねの初期突出量とすれば、チェーンローラCおよびスプロケット歯面の持つ速度 \dot{y}_c, \dot{y}_s は、

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_c &= -V \sin(2\alpha - \theta) \\ \dot{y}_s &= V \sin \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

ここに、θは時間とともに変化する、

$$\theta = \theta_0 - \omega t \dots\dots\dots (10)$$

したがって、この系の運動の基礎方程式は、チェーンローラの等価質量を m とすれば、

$$m \ddot{y}_b = -k(y_b + y_s) + T \sin \theta$$

ここに、sin θは図5から、(y_c - y_b)/p と置き換えることができるから上式は

$$m \ddot{y}_b + \left(k + \frac{T}{p}\right) y_b = -k y_s + \frac{T}{p} y_c \dots\dots\dots (11)$$

(11)式では減衰項を考慮していないが、ある時間後は減衰により振動項が消えるから、静的平衡状態を解けばほぼ実際の状態に等しいことになる。(9)式を用いて、(11)式の慣性項を無視して解けば、

$$y_b = -\frac{V}{(1+q)\omega} [q \{ \cos(\theta_0 - \omega t) - \cos \theta_0 \} + \{ \cos(2\alpha - \theta_0 + \omega t) - \cos(2\alpha - \theta_0) \}] \dots\dots\dots (12)$$

ただし、 $q = \frac{kp}{T}$ とする。

チェーンローラとスプロケット歯底面との接近距離、すなわちばねの圧縮量 δ、およびローラの歯底面への接近速度 $\dot{\delta}$ は、

$$\begin{aligned} \delta &= y_b + y_s \\ &= \frac{V}{(1+q)\omega} [\{ \cos \theta_0 - \cos(2\alpha - \theta_0) \} (\cos \omega t - 1) \\ &\quad + \{ \sin \theta_0 + \sin(2\alpha - \theta_0) \} \sin \omega t] \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta} &= \dot{y}_b + \dot{y}_s \\ &= \frac{V}{1+q} [- \{ \cos \theta_0 - \cos(2\alpha - \theta_0) \} \sin \omega t + \{ \sin \theta_0 \\ &\quad + \sin(2\alpha - \theta_0) \} \cos \omega t] \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

(14)式において、2α、θ、ωt ≪ 1 であるから、

$$\left. \begin{aligned} \dot{\delta} &= \frac{2\alpha V}{1+q} \cdot t = \frac{\dot{\delta}_{co}}{1+q} \cdot t \\ \dot{\delta} &= \frac{2\alpha V}{1+q} = \frac{\dot{\delta}_{co}}{1+q} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

ただし、 $\dot{\delta}_{co}$ はばねの無い場合のチェーンローラとスプロケットとの衝突速度である。

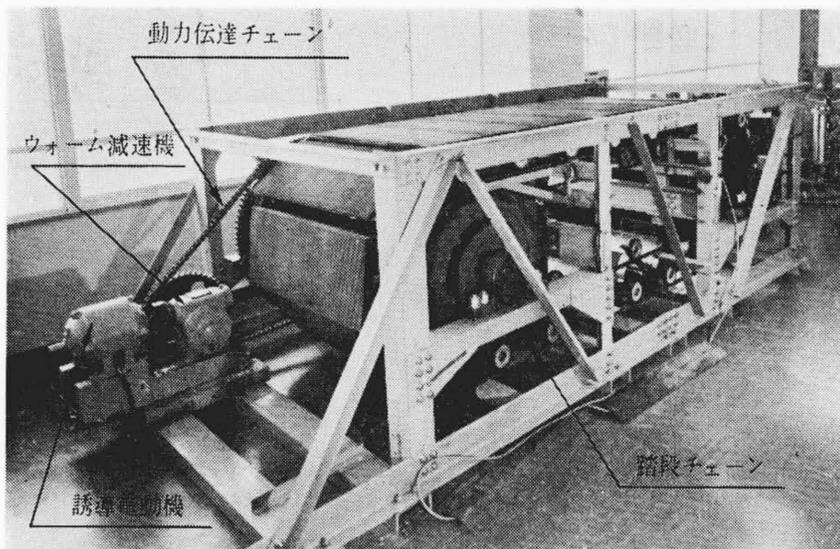


図7 かみ合い衝撃加速度の試験に用いたモデル試験装置

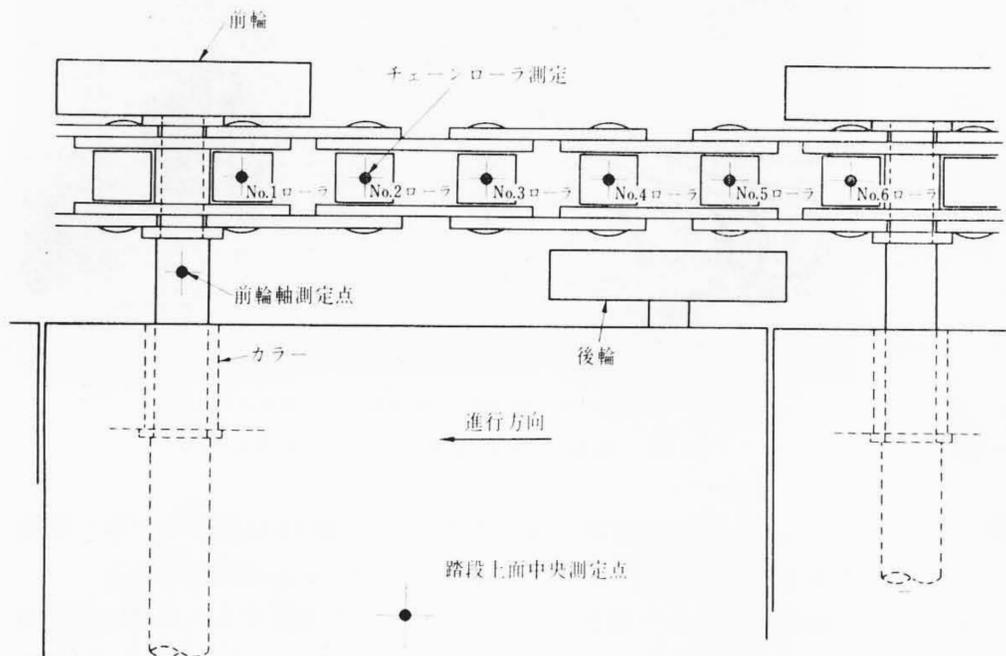


図8 階段構成と加速度測定点

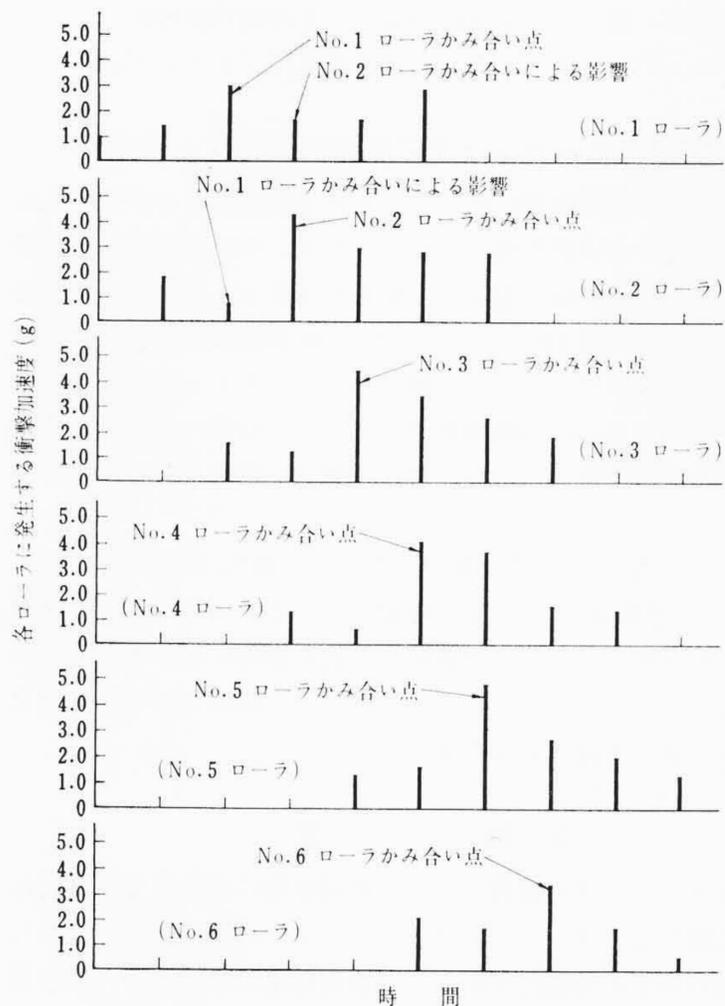


図10 チェーンローラのかみ合い点前後に現われる衝撃加速度

図6は、(15)式から求めたばねの無い場合とある場合におけるチェーンローラとスプロケットの衝突速度比 $\dot{\delta}/\dot{\delta}_{c0}$ と q との関係を示している。これより、チェーンに働く張力 T の変化にとまなない、ばねのばね定数を相対的に大きくとればスプロケット歯底面への衝突速度を任意の大きさにすることが可能であることがわかる。

4. 実験による検討

4.1 実験装置および実験方法

実験は、図7に示すような運転速度 27 m/min, 水平駆動のモデルによる基礎試験と、階高 3,600 mm, 1200 形の実際のエスカレータによる実用試験とを併用した。

チェーンとスプロケットとのかみ合い衝撃値の測定には加速度計ピックアップをチェーンローラ, 階段軸および階段上面に接着固定し, 記録は高速度ブラウン管撮影装置を用いて行なった。図8に試験結果を説明するための加速度の測定点およびチェーンローラの測定ナンバーを示す。

さらに, 実際のエスカレータでの騒音の測定には騒音計を用い, そのオシログラムにより検討した。

4.2 試験結果

図9, 10および図11はチェーンローラが直接スプロ

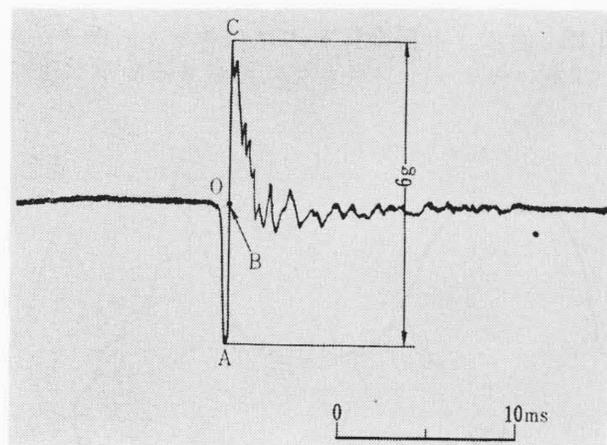
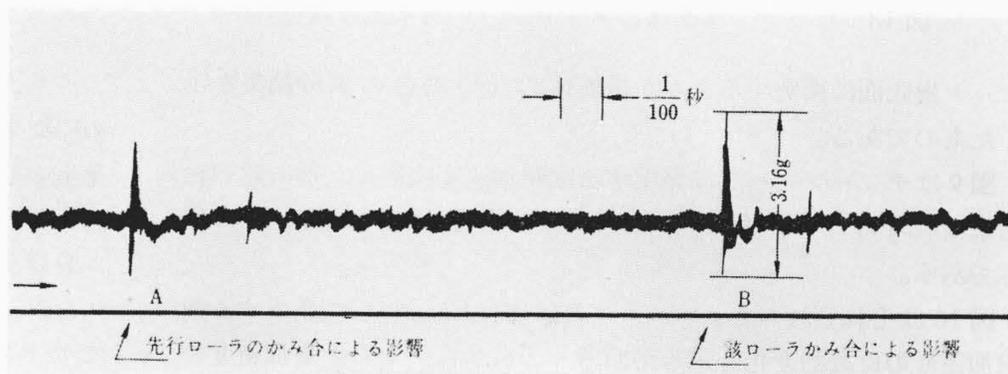
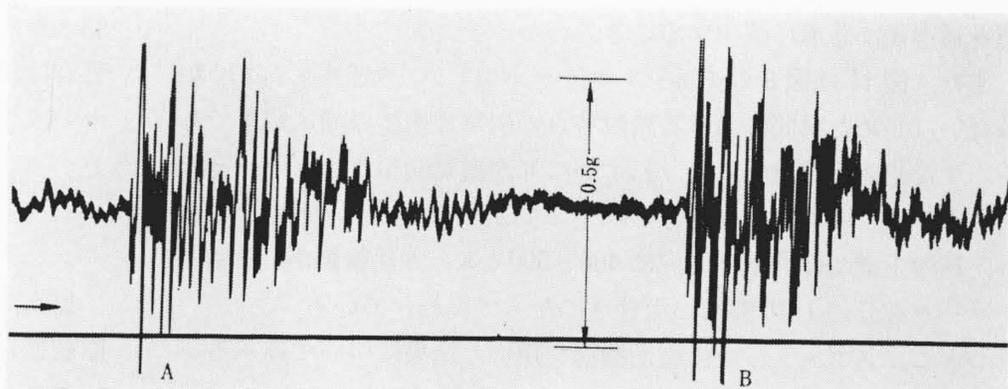


図9 チェーンローラに発生するかみ合い衝撃加速度波形



(a) 前輪軸に現われる衝撃加速度



(b) 階段上面中央に現われる上下方向の振動加速度

図11 階段の各位置に発生する加速度

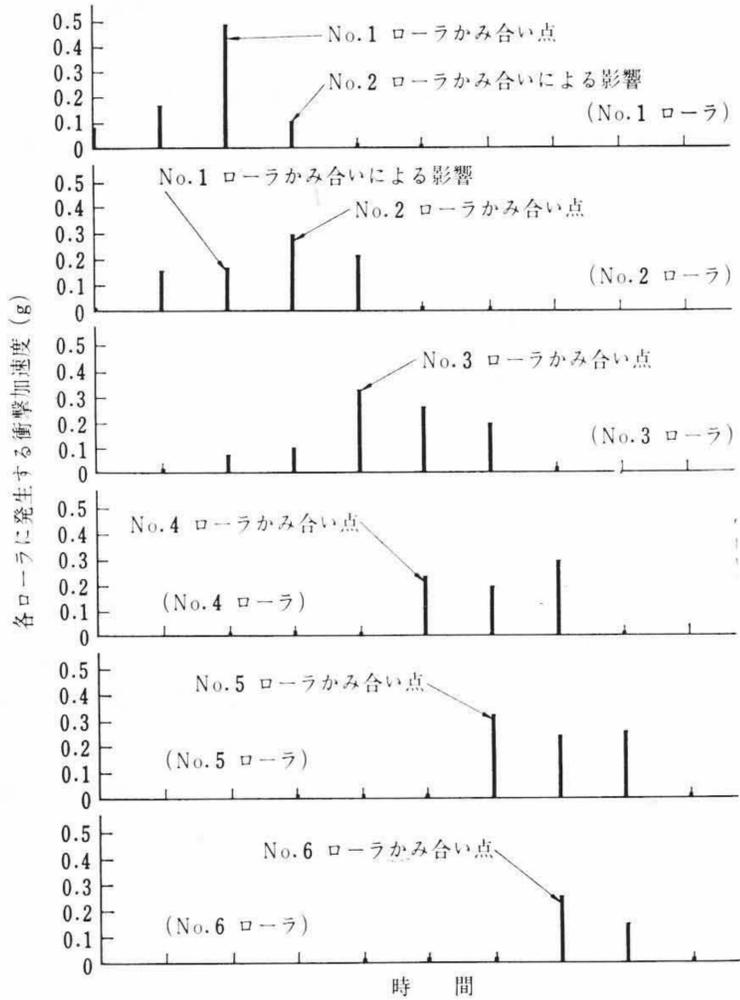


図12 合成ゴム緩衝体をスプロケットに組み込んだばあいのチェーンローラに発生する衝撃加速度

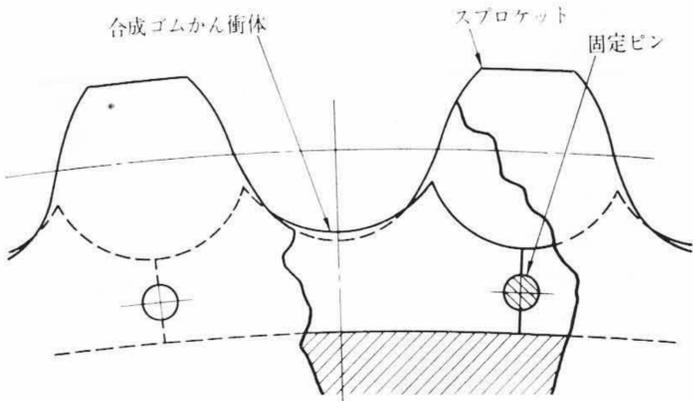


図13 合成ゴム緩衝体のスプロケット組み込み状態

ケット歯底面に衝突するような緩衝体のない場合の試験結果を示したものである。

図9はチェーンローラに発生する衝撃加速度波形で、前に述べた衝撃接触時間 τ_L は、図のO→A→B間に相当し、その値は1ms程度である。

図10はそれぞれのチェーンローラに着目し、これらに発生する衝撃加速度の位置的变化を示してある。これから、その衝撃加速度の発生間隔はチェーンピッチの時間的間隔と一致し、加速度の大きさはそのローラとスプロケットのかみ合い点をピークとし、かみ合い点を通過後は急激に減少することがわかる。

また、図11は図8のチェーンローラNo.1が、スプロケットにかみ合いはじめた瞬間における踏段各点の衝撃加速度の測定結果である。すなわち、踏段軸には、わずかに弾性振動的傾向をもち、その大きさがチェーンローラ部分の約1/2である加速度が発生しており、踏段上面では、上下方向に400~500c/sの弾性振動が、チェーンローラ部分の1/10程度の大きさになって現われている。

つぎに、スプロケットに緩衝機構を用いた結果について述べる。

図12は、前述の理論より最適なばね常数 $k=150\text{ kg/cm}$ 、スプロケット歯底面からの突出量0.2cmの合成ゴム製緩衝体⁽⁵⁾を図13のようにスプロケット歯底面に設けた場合のチェーンローラに発生す

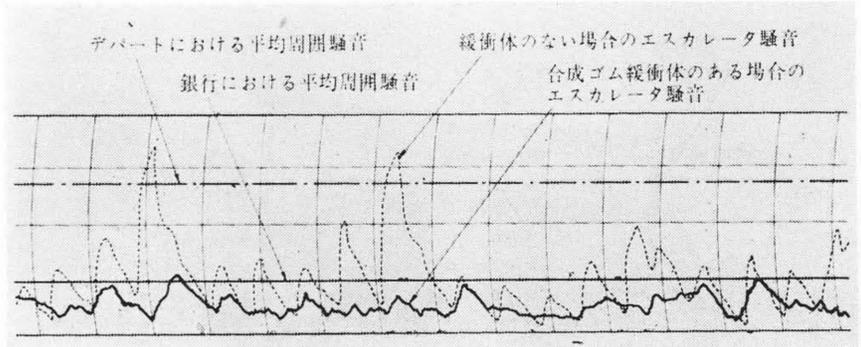


図14 合成ゴム緩衝体によるエスカレータの騒音低下の比較オシログラム



(常陽銀行本店納 800 T-N 透明式エスカレータ)

図15 低騒音構造を採用したエスカレータ

るかみ合い衝撃加速度の値である。また、図14は緩衝体のない場合とある場合に発生する騒音のオシログラムによる比較である。

緩衝体を入れた場合のチェーンローラに発生するかみ合い衝撃加速度は、緩衝体のない場合の1/10以下であり、その値は約0.4gである。また騒音オシログラムから、緩衝体を入れた場合、入れない場合にチェーンローラとスプロケットとがわみ合うごとに現われた弾性振動に基づく鋭い山は完全に消滅し、その絶対値の低下とともにエスカレータの騒音低下に著しい効果をあげることがわかる。

5. 実際のエスカレータに用いた騒音防止構造

エスカレータの踏段駆動に際して発生する断続騒音を防止するために従来から種々の方法が検討されてきたが、今回の研究は、騒音発生の根源を直接除く防止方法で、結果が示すようにきわめて有効である。実際的には図13に示したように、耐油性にすぐれた合成ゴム製緩衝体を駆動スプロケットの歯底面にサンドイッチ状にはさみ込む構造を採用した。この緩衝体はチェーンから受ける繰返し負荷に十分耐える寿命を有し、かつ、製作、組立が容易であるから実用性が高い。

図15はこの騒音防止構造を採用した第1号機で、常陽銀行本店に納入され、去る昭和40年8月より稼働している。本エスカレータの騒音はほとんど感ぜられず、周囲騒音の低い銀行において期待どおりの成果をあげることが認められたので、その後納入のすべての日立エスカレータに実施し効果をあげている。

6. 結 言

以上、エスカレータの騒音、とくに踏段駆動に起因する不具合な断続騒音に関して、チェーンとスプロケットとのかみ合い理論から展開した騒音発生の理論的究明および騒音防止の理論とその試験結果について述べた。

結論として、騒音の原因がかみ合い衝撃に基づく弾性体の振動で、

この騒音防止構造として、直接に発生原因を避けるよう、駆動スプロケットの歯底面に緩衝体を装備する構造がきわめて有効であることを見きわめ、かつ、その緩衝体のばね常数とかみ合い衝撃低減度の関係をは握し得た。

これらの成果は、今後エスカレータの利用がますます活発になると考えられる銀行、ホテル、事務所ビルなどきわめて周囲騒音の低い建物へのエスカレータ設置に威力を発揮し、顧客に満足を与えるものと思う。

終わりに本研究に当たり、現地試験にご協力いただいた常陽銀行の各位、および種々ご指導、ご援助を与えられた日立製作所中央研

究所、日立研究所および水戸工場の関係者に深甚なる謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 大越諄：ローラチェーン：(昭36, コロナ社)
- (2) W. H. Hoppmann：Jr. of Appl. Mech. 15, 125~135, (1948)
- (3) Harris & Grede：Shock and Vibration Hand book, 1, 9-1 (1961, Mcgraw-Hill)
- (4) C. Zenen, H. Feshbach：Jr. of Appl. Mech. Jr. ASME, 61, Pt. A-67, (1939)
- (5) 今回の無音構造に対しては特許、実用新案を出願中である。



特 許 の 紹 介



特許第451217号 (特公昭 39-28790)
特許第451218号 (特公昭 39-28791)

油井 兄朝

動 力 車 両 用 台 車

起動時あるいは加速時における軸重移動現象が動力車のけん引能力を低下させることは周知なことである。

後者の特許は、この軸重移動を簡単な構造で解決したものであり、前者の特許は、軸重移動を防止する装置をそなえた台車において、特に構造上の摩擦しゅう動部分を一切なくすことにより、台車の振動問題を改善し円滑安定な進行をなし得るようにしたものである。

図1において1は、車体、2は垂直荷重、引張り力およびねじりモーメントを伝達する車体心皿、3は心皿2にややゆるいはめ合いにて取り付けられたH形横はり、4および5は一端がイ、イ'点にて車軸6、7に連結するL形軸はりであり、そのひじ点ロ、ロ'にて前記H形横はり3とピン結合される。

これらの装置は心皿2を中心にして左右2個の車軸6、7に対して左右対称になるよう設けられている。8は車輪、9は主電動機、10はL形軸はり4、5の自由端に介装された抗圧バネまたはこれに類するものを示す。

いま台車が矢印方向に向かうトルクが主電動機に発生した場合を考えると、車軸6の軸重移動量 f_I および車軸7の軸重移動量 f_{II} は

$$f_I = F \frac{R}{B-E} - F \frac{R}{B-D} - F \frac{R}{B-E} \cdot \frac{2C}{L} + F \frac{R}{B-D} \cdot \frac{2D}{L} - 2F \frac{H-h}{L} \dots\dots (1)$$

$$f_{II} = -F \frac{R}{B-E} + F \frac{R}{B-D} - F \frac{R}{B-E} \cdot \frac{2C}{L} + F \frac{R}{B-D} \cdot \frac{2D}{L} - 2F \frac{H-h}{L} \dots\dots (2)$$

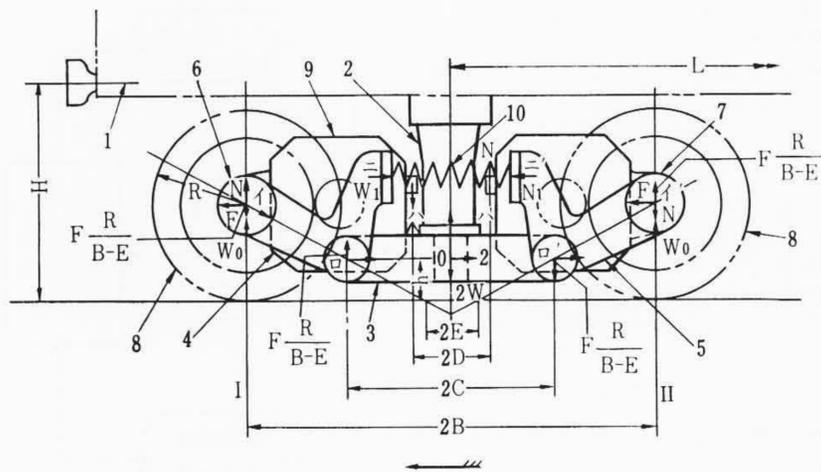


図1

となり、また

$$\frac{R}{h} = \frac{B-E}{C-E}$$

であるから、これを(1)、(2)式に代入して整理すると、

$$f_I = F \left\{ \frac{(L-2E) \cdot R}{(B-E) \cdot L} - \frac{(L-2D) \cdot R}{(B-D) \cdot L} - \frac{2H}{L} \right\} \dots\dots (3)$$

$$f_{II} = F \left\{ -\frac{(L+2E) \cdot R}{(B-E) \cdot L} + \frac{(L+2D) \cdot R}{(B-D) \cdot L} - \frac{2H}{L} \right\} \dots\dots (4)$$

前記(3)、(4)式において $E=D$ とすれば

$$f_I = -\frac{2H}{L} = f_{II}$$

となり、引張り着力点高さ h に無関係になる。すなわち、 $f_I = f_{II}$ で台車内軸重移動はなくなり台車間軸重移動量のみが残る。

次に図2について説明すると、同図で11はH形横はり3とL形軸はり4、5との連結部ロおよびロ'に介装された筒形防振ゴム、ロはL形軸はり4、5と車軸6、7との連結部イに介装された車軸6、7を支承する球面ころ軸受である。

上記の構造であるから、車体1の上下振動に対してはバネ10が伸縮することによりL形軸はり4、5が連結部ロおよびロ'を中心として円運動を行ない、レールに追従しうる。この場合L形軸はりの円運動に対しては防振ゴム11のせん断たわみで逃げることができ、摩擦しゅう動は一切行なわなくてよい。また左右方向の振動に対しては防振ゴム11、ころ軸受12が変形することにより台車に対する水平方向の弾性を与えることができる。(山元)

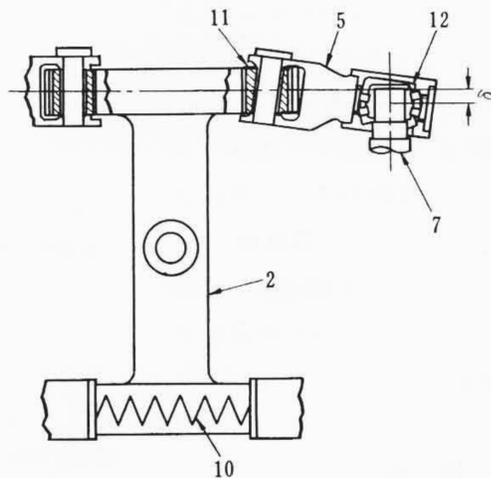


図2