



| | |
|------------------|---|
| Title | 急制, 始動による搬器の運動について |
| Author(s) | 入江, 敏博; Irie, Toshihiro; 山田, 元 他 |
| Citation | 北海道大學工学部研究報告, 41, 19-35 |
| Issue Date | 1966-08-20 |
| Doc URL | https://hdl.handle.net/2115/40793 |
| Type | departmental bulletin paper |
| File Information | 41_19-36.pdf |



急制, 始動による搬器の運動について

入 江 敏 博*

山 田 元*

On the Motion of a Wagon Caused by Rapid Starting or Braking

Toshihiro IRIE

Gen YAMADA

Abstract

For the purpose of increasing transportation capacity, high speed transportation using large sized aerial ropeway wagons are being introduced recently. However, the present ropeway regulations of this country limit the maximum speed of travelling wagons to 3.6 m/sec, which is far lower than the maximum speed of travelling wagons (9~10 m/sec) of countries in Europe and America. Hence, a revision of regulations is suggested in an attempt to raise the speed level.

As part of basic studies on this problem, the vibration of the wagon and the change of tension of ropes caused by starting or braking were studied owing to its importance in planning and designing a wagon travelling at high speed. In this paper, in an attempt to study the problem theoretically some basic equations of motion of the wagon were introduced and a block diagram was presented.

It was concluded from the theoretical calculation that the angular displacement of a wagon with a damper of large capacity is small, while no effects of damping are seen in the angular acceleration of the wagon. Under usual starting or braking conditions (less than 0.1 g), the change of tension has little direct effect with respect to strength, but the vibration of aerial rope systems including the wagon caused by such starting or braking requires careful consideration.

1. 緒 言

最近,旅客用普通索道の輸送力を増大するために搬器の大型化, 運転速度の高速化の機運が高まってきている¹⁾。現在のわが国索道規則による最大速度 3.6 m/sec (特別認下をえた場合は 5 m/sec) は欧米諸国の最大 9~10 m/sec に比べて大きい開きがあり, 関係方面で規則改正について目下検討中である。しかし運転の高速化に関しては運転の安全性を十分考慮して決定すべきことは勿論であり, そのためには学術的, 技術的な議論を尽さなければならない。

この研究はこういった問題に対する一つの手がかりとして急制, 始動時の搬器の振動, 曳

* 機械工学第二学科

ただし, 式中の記号は (ξ, η) : 搬器重心の座標, θ : 搬器中心軸と鉛直線とのなす角, φ : 搬器中心軸と振動減衰器間の角, l : 搬器振動減衰器の有効長さ, k : 搬器重心軸に関する回転半径, e : 搬器重心と車輪間の距離, W : 積載物を含む搬器全重量, $\Delta T = T_1 - T_2$: 曳索あるいは尾索張力の (ベクトル) 和, R : 軌道の垂直反力, F : 搬器に働く軌道の摩擦力 (車輪のころがり摩擦力), C_i : 振動減衰器の粘性係数であって a を車輪系中心と振動減衰器の取付点の距離とすれば, 搬器中心軸と減衰器間の角に関して

$$\sin \varphi = (a/l) \cos (\alpha - \theta) \quad (3)$$

搬器の重心位置は

$$\xi = x + e \sin \theta, \quad \eta = y - e \cos \theta \quad (4)$$

また, 搬器 (車輪) の走行速度は

$$V = ds/dt \quad (5)$$

と書かれ, 軌道上の搬器車輪のころがり摩擦力を

$$F = \mu R \quad (6)$$

で与えておく。なお, 振動減衰器の減衰力は

$$l = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \sin (\alpha - \theta)} \quad (7)$$

より計算することができる。結局, (1)~(7) 式にいたる 12 ケの式において走行速度 V あるいは制, 始動加速度 dV/dt が与えられるとして, 決定されるべき変量としては, 一応これと同数個の $x, y; \xi, \eta; \theta, \varphi; \alpha, s, \Delta T, F, R, l$ が存在することになる。

いま, (1) 式より

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha_0 + \int_0^t \frac{V}{\rho} dt, \\ x &= x_0 + \int_0^t V \cos \alpha dt, \quad y = y_0 + \int_0^t V \sin \alpha dt \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

(4) 式に (8) 式を代入すると

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \xi}{dt^2} &= \frac{dV}{dt} \cos \alpha - \frac{V^2}{\rho} \sin \alpha + e \left\{ \frac{d^2 \theta}{dt^2} \cos \theta - \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \sin \theta \right\} \\ \frac{d^2 \eta}{dt^2} &= \frac{dV}{dt} \sin \alpha + \frac{V^2}{\rho} \cos \alpha + e \left\{ \frac{d^2 \theta}{dt^2} \sin \theta + \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \cos \theta \right\} \end{aligned}$$

なることより, (2) の第 1, 第 2 式から軌道の垂直反力および曳索一尾索系に作用する張力はつぎのようにもとめることができる。

$$R = \frac{W}{g} \left[\frac{V^2}{\rho} + e \left\{ - \left(\frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \sin(\alpha - \theta) + \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \cos(\alpha - \theta) \right\} \right] - C_i \left(\frac{dl}{dt} \right) \cos(\varphi - \theta + \alpha) + W \cos \alpha \quad (9)$$

$$\Delta T = \frac{W}{g} \left(\left(\frac{dV}{dt} \right) + \mu \frac{V^2}{\rho} + e \left[\left(\frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \left\{ \cos(\alpha - \theta) - \mu \sin(\alpha - \theta) \right\} + \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \left\{ \sin(\alpha - \theta) + \mu \cos(\alpha - \theta) \right\} \right] \right) - C_i \left(\frac{dl}{dt} \right) \left\{ \sin(\varphi + \alpha - \theta) + \mu \cos(\varphi + \alpha - \theta) \right\} + W(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (10)$$

搬器車輪が軌道を浮き上ることなく安全に走行しうるためには、軌道反力は常に

$$R > 0 \quad (11)$$

なるべきことはいうまでもない。また、(9)、(10)式でみるように、軌道反力や曳索張力は重力成分によるもの以外、搬器の軌道に沿った慣性力、軌道曲率による遠心力、搬器の振動による作用、減衰器の作動による影響から成り立っている。(9)、(10)式を(2)の第3式に入れて整理すると

$$\frac{W}{g} (k^2 + e^2) \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{W}{g} e \left\{ - \frac{dV}{dt} \cos(\alpha - \theta) + \frac{V^2}{\rho} \sin(\alpha - \theta) \right\} + b C_i \left(\frac{dl}{dt} \right) \sin \varphi - W e \sin \theta \quad (12)$$

つぎに(7)式を微分して

$$\frac{dl}{dt} = \frac{ab}{l} \left(\frac{V}{\rho} - \frac{d\theta}{dt} \right) \cos(\alpha - \theta) \quad (13)$$

をうるが、(3)、(13)式を(12)式に入れ、加速度の項でまとめると

$$\left(\frac{k^2}{e} + e \right) \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{b}{e} C_i \cdot b \left\{ 1 + \left(\frac{b}{a} \right)^2 + 2 \left(\frac{b}{a} \right) \sin(\alpha - \theta) \right\}^{-1} \left(\frac{V}{\rho} - \frac{d\theta}{dt} \right) \cos^2(\alpha - \theta) - \frac{dV}{dt} \cos(\alpha - \theta) + \frac{V^2}{\rho} \sin(\alpha - \theta) - g \sin \theta \quad (14)$$

($C_i = C_i/(W/g)$) は搬器単位質量当り減衰係数) この式において、右辺第1項は搬器前後方向の回転角速度 $d\theta/dt$ に比例する振動減衰器の(正)減衰作用を含んでいる。また、第2項以下はそれぞれ搬器(の曳索取付部)に作用する制、始動加速度、軌道上を走行するために生ずる遠心加速度および重力加速度の作用によるものである。

搬器の制動あるいは始動にともなう搬器振動のみを考えるために、軌道の曲率による影響を考えないことにしよう。この場合は $\alpha = \alpha_0$ (一定)、また、 $1/\rho = 0$ となり、搬器の振動は全く速度変化のみによって起されることとなり(14)式は

$$\begin{aligned} \left(\frac{k^2}{e}+e\right)\frac{d^2\theta}{dt^2}+\frac{b}{e}C_i\cdot b\left\{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2+2\left(\frac{b}{a}\right)\sin(\alpha_0-\theta)\right\}^{-1}\cos^2(\alpha_0-\theta)\cdot\frac{d\theta}{dt} \\ +g\sin\theta=-\frac{dV}{dt}\cos(\alpha_0-\theta) \end{aligned} \quad (15)$$

となる。通常索道の場合、中間支塔の付近を除けば、軌道曲率はきわめて小さいので、搬器の制、始動時の振動を論ずるのに(15)式を用いても実用上十分な結果を期待することができるであろう。さらに、直線軌道を走行する搬器の微小振動を仮定して十分な場合は、(14)式はつぎのように線型化することができる。

$$\begin{aligned} \left(\frac{k^2}{e}+e\right)\frac{d^2\theta}{dt^2}+\frac{b}{e}C_i\cdot b\left\{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2+2\left(\frac{b}{a}\right)\sin\alpha_0\right\}^{-1}\cos^2\alpha_0\frac{d\theta}{dt}+g\theta \\ =-\frac{dV}{dt}\cos\alpha_0 \end{aligned} \quad (16)$$

2.2 回転式振動減衰器を用いた場合

以上は Fig. 1 にみるような往復式減衰器について解析を試みたものであるが、やや実際のでない面がないでもない。むしろ、こういった搬器には回転式減衰器が採用されるべきであって、以下に軌道と同一鉛直面内に搬器の回転軸と同軸に取り付けられた回転式減衰器をもつ搬器の運動を論ずることとする。搬器の運動に関しては(2)式よりむしろ簡単に

$$\left. \begin{aligned} \frac{W}{g}\frac{d^2\xi}{dt^2} &= (\Delta T - F)\cos\alpha - R\sin\alpha \\ \frac{W}{g}\frac{d^2\eta}{dt^2} &= (\Delta T - F)\sin\alpha + R\cos\alpha - W \\ \frac{W}{g}k^2\frac{d^2\theta}{dt^2} &= -(\Delta T - F)e\cos(\alpha - \theta) + Re\sin(\alpha - \theta) - C_r\frac{d\theta}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

となる。式中の記号に回転角速度に比例する振動減衰器の減衰係数をあらわす C_r を除き、(2)式のそれとかわらない。また、(3)、(7)式以外はこの場合についても成立する。かくして、搬器の振動を与える(14)式は、この場合

$$\left(\frac{k^2}{e}+e\right)\frac{d^2\theta}{dt^2}=-\frac{gC_r}{eW}\frac{d\theta}{dt}-\frac{dV}{dt}\cos(\alpha-\theta)+\frac{V^2}{\rho}\sin(\alpha-\theta)-g\sin\theta \quad (18)$$

となり、(14)式と比較すると、右辺第1項はかなり簡単になる。また、軌道反力、曳索張力については

$$R=\frac{W}{g}\left[\frac{V^2}{\rho}+e\left\{-\frac{d^2\theta}{dt^2}\sin(\alpha-\theta)+\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2\cos(\alpha-\theta)\right\}\right]+W\cos\alpha \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{W}{g}\left(\frac{dV}{dt}+\mu\frac{V^2}{\rho}+e\left[\left(\frac{d^2\theta}{dt^2}\right)\left\{\cos(\alpha-\theta)-\mu\sin(\alpha-\theta)\right\}\right.\right. \\ &\quad \left.\left.+\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2\left\{\sin(\alpha-\theta)+\mu\cos(\alpha-\theta)\right\}\right]\right)+W(\sin\alpha+\mu\cos\alpha) \end{aligned} \quad (20)$$

のように当然のことながら減衰器の項は陽にあらわれない。

直線軌道の場合は $\alpha = \alpha_0$ (一定), また, $1/\theta = 0$ となり, (18) 式は

$$\left(\frac{k^2}{e} + e\right) \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{C'_r}{e} \frac{d\theta}{dt} + g \sin \theta = -\frac{dV}{dt} \cos(\alpha_0 - \theta) \quad (21)$$

($C'_r = C_r/(W/g)$ は搬器単位質量当り減衰係数) のように書ける。さらに, 直線軌道を走行する搬器の微小振動を仮定することができるときには (18) 式はつぎのように線型化できる。

$$\left(\frac{k^2}{e} + e\right) \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{C'_r}{e} \frac{d\theta}{dt} + g \theta = -\frac{dV}{dt} \cos \alpha_0 \quad (22)$$

3. 搬器速度のプログラム制御と搬器の運動

非常の際を除いて, 通常の索道搬器は一定のプログラムにしたがって Fig. 2 のような速度制御が行なわれる。そして, 制, 始動時の加速度は 0.5 g 以下, その時間は 1 分内外である。かくして, (15) 式は始動 ($t_0 \rightarrow t_1$) から定速 ($t_1 \rightarrow t_2$), 制動 ($t_2 \rightarrow t_3$), 停止 ($t_3 \rightarrow$) にいたる間に分けてつぎのように書かれる。

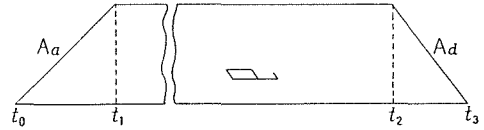


Fig. 2 Speed diagram of wagon of aerial ropeway.

$$\begin{aligned} \left(\frac{k^2}{e} + e\right) \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{b}{e} C'_i \cdot b \left\{ 1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 + 2\left(\frac{b}{a}\right) \sin(\alpha_0 - \theta) \right\}^{-1} \cos^2(\alpha_0 - \theta) \cdot \frac{d\theta}{dt} \\ + g \sin \theta = \begin{cases} -A_a(t) \cos(\alpha_0 - \theta) & (t_0 \leq t < t_1) \\ 0 & (t_1 \leq t < t_2) \\ A_d(t) \cos(\alpha_0 - \theta) & (t_2 \leq t < t_3) \\ 0 & (t_3 \leq t) \end{cases} \quad (23) \end{aligned}$$

回転式減衰器を用いた場合は (23) 式左辺第 2 項を (C'_i/e) ($d\theta/dt$) に書き改めればよい。ここで, $A_a(t)$ および $A_d(t)$ はそれぞれ始動時の加速度および制動時の減速度をあらわす。かくして, 搬器の運動は (23) 式を解いてえた過度振動解 (初期条件 $t=0 : \theta = d\theta/dt = 0$) で与えられる。

(23) あるいは (21) 式左辺の第 2 項は搬器に正減衰を与えるものであることより, 制, 始動時の加 (減) 速度のためおこされた搬器の振動はやがて減衰するのであるが, 制, 始動時の振動中心は加, 減速度を一定と考えて (通常, 時間の変化はないと考えて差し支えない。)

$$\theta = \begin{cases} -\sin^{-1} \frac{(A_a/g) \cos \alpha_0}{\sqrt{1 + 2(A_a/g) \sin \alpha_0 + (A_a/g)^2}} < 0 \quad (\text{加速時}) \\ \sin^{-1} \frac{(A_d/g) \cos \alpha_0}{\sqrt{1 - 2(A_d/g) \sin \alpha_0 + (A_d/g)^2}} > 0 \quad (\text{減速時}) \end{cases} \quad (24)$$

となる。加速時, 搬器慣性のため進行と逆方向に搬器が振れ, 減速時は進行方向へ振れるのは

常にみかけることである。

3.1 ブロック線図

Fig. 3 は以上の式を用いて作った回転式減衰器を有する搬器のブロック線図である。この線図においてみるように軌道曲率 $1/\rho$ ，搬器加速度を与えることによって，軌道反力，曳索一尾索系張力，搬器の角加速度，角変位等を取り出すことができる。同図の [Reaction]，[Tension] 部はそれぞれ軌道反力，張力変化の計算部分であって，これらを必要としないときはブロック線図はきわめて簡単になる。

往復式減衰器の場合については [Angle] 部の減衰力に相当する部分がいくらか複雑になるが，考え方に根本的な相違はない。かくして，各積分器に適当な初期条件（搬器出発前の静止平衡状態）を与えることによって搬器の運動や力の変化を完全にシミュレートで

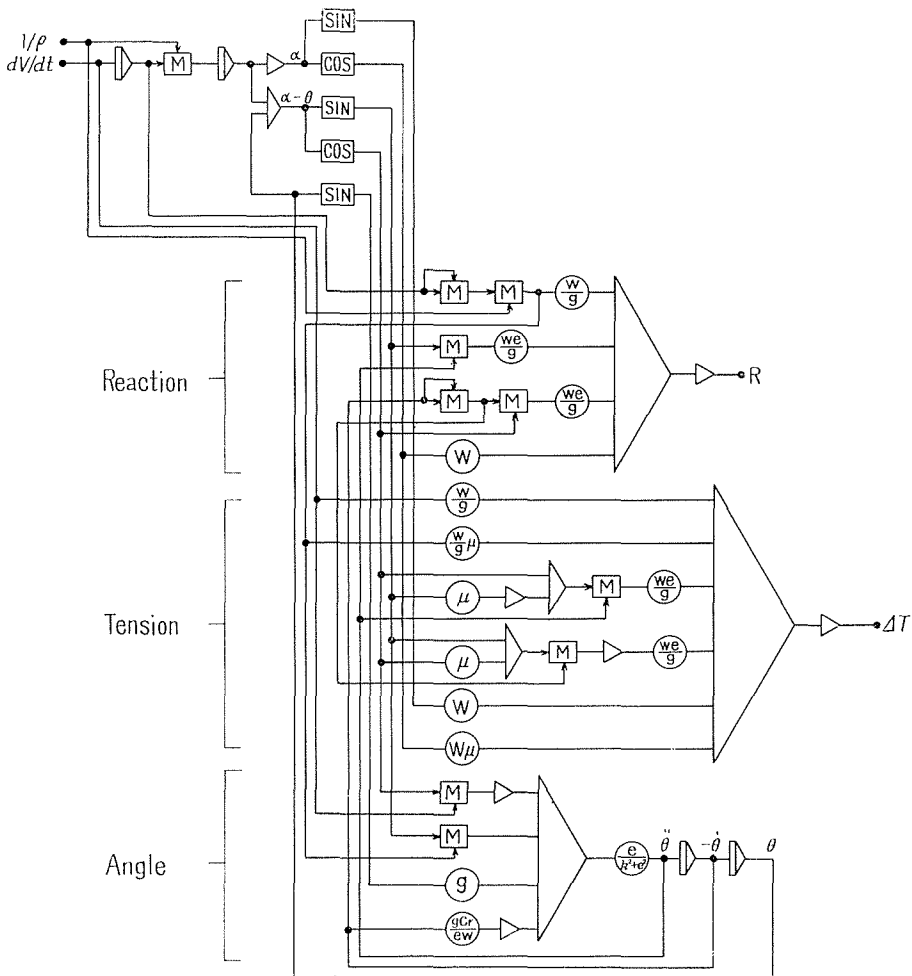


Fig. 3 Block diagram of analog computer for the motion of travelling wagon.

きることとなる。ただし、変数変換、時間変換は考慮していない。

3.2 方程式の無次元化と位相面解析

計算の便宜のために、いま

$$\tau = \sqrt{\frac{g}{k^2/e+e}} t \quad (25)$$

なる無次元時間を用いて、往復式減衰器の (14) 式を書きあらためると

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{d\tau^2} = & -n_1 \left\{ 1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 + 2\left(\frac{b}{a}\right) \sin(\alpha-\theta) \right\}^{-1} \cos^2(\alpha-\theta) \cdot \frac{d\theta}{d\tau} \\ & + n_2(\tau) \left\{ 1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 + 2\left(\frac{b}{a}\right) \sin(\alpha-\theta) \right\}^{-1} \cos^2(\alpha-\theta) \\ & - n(\tau) \cos(\alpha-\theta) + n_3(\tau) \sin(\alpha-\theta) - \sin\theta \end{aligned} \quad (26)$$

ここで、 n_1 , $n_2(\tau)$, …… はつぎのような無次元量である。

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= (b/e) \zeta_l, \quad (\zeta_l = b C_l / \sqrt{g(k^2/e+e)}) \\ n_2(\tau) &= (b^2/\rho e) \cdot (C_l \cdot V/W) \\ n(\tau) &= A/g \quad (\text{重力加速度に対する加速度比}) \\ n_3(\tau) &= (V^2/\rho)/g \quad (\text{重力加速度に対する軌道の遠心加速度比}) \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

回転式のものについては (18) 式より

$$\frac{d^2\theta}{d\tau^2} = -n_1' \frac{d\theta}{d\tau} - n(\tau) \cos(\alpha-\theta) + n_3(\tau) \sin(\alpha-\theta) - \sin\theta \quad (28)$$

ただし

$$n_1' = \zeta_r (= (C_r/e)/\sqrt{g(k^2/e+e)}) \quad (29)$$

曲率がきわめて小さく、かつ、等加速度の場合には (26), (28) 式はつぎのように簡単になる。

$$\frac{d^2\theta}{d\tau^2} + f(\theta) \frac{d\theta}{d\tau} + g(\theta) = 0 \quad (30)$$

ここで、往復式に対して

$$\left. \begin{aligned} f(\theta) &= \frac{b}{e} \zeta_l \left\{ 1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 + 2\left(\frac{b}{a}\right) \sin(\alpha_0-\theta) \right\}^{-1} \cos^2(\alpha_0-\theta) \\ g(\theta) &= n \cos(\alpha_0-\theta) + \sin\theta \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

回転式のものでは $f(\theta) = \zeta_r$ となる以外変るところはない。重力加速度に対する搬器の制、始動加速度比 n (始動時 $n > 0$, 制動時 $n < 0$) は一般的には時間の関数であるが、通常一定とみなして差し支えない。したがって、(30) 式の $f(\theta)$, $g(\theta)$ は角度 θ のほか、減衰器取付位置係数 b/a , (無次元) 減衰係数 $(b/e) \zeta_l$ (あるいは ζ_r), 加速度比 n , 軌道の水平傾斜角 α_0 に支配されることがわかる。

(30) 式の解曲線は等傾線法によって図式的にもとめることができる³⁾。すなわち (30) 式は $d\theta/d\tau=r$ とおくことによって

$$\frac{dr}{d\theta} = \frac{-f(\theta)r - g(\theta)}{r} \quad (32)$$

となる。そして、 $f(\theta) > 0$ (正減衰) より、この場合いかなる θ の領域においても周期運動は存在しない。いま、位相面上で、その点における傾斜 $dr/d\theta$ が p であるような点は曲線

$$r = -\frac{g(\theta)}{p+f(\theta)} \quad (33)$$

の上にある。したがって、 p をパラメータとする曲線群を位相平面上に描いておけば、これを利用してトラゼクトリを描くことができる。

いま、 $b/a=1.0$, $\alpha_0=15^\circ$, $n=0.5$ (かなりの急始動) として計算すれば

$$f(\theta) = 0.5 (b/e) \zeta_l \{1 - \sin(15^\circ - \theta)\}$$

$$g(\theta) = \sin \theta + 0.5 \cos(15^\circ - \theta)$$

となり、Fig. 4 ($(b/e) \zeta_l = 1.0$) の曲線⁴⁾をうることは周知の通りである。

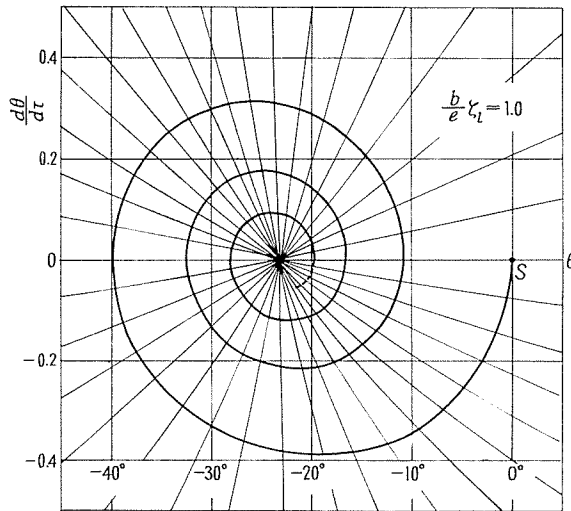


Fig. 4 Trajectory of angular displacement of travelling wagon on the phase plane.

3.3 計算結果と考察

搬器の運動は以上述べた方法によって知ることができるが、ここでは、HITAC 5020 によってえた結果を示す。

Fig. 5-a および Fig. 5-b は Fig. 2 のような速度制御を行なった場合

$$b/a = 1.0, 1/(k^2/e + e) = 0.75, (b/e) \zeta_l = 1.0 \text{ (実線) および } (b/e) \zeta_l = 2.5 \text{ (点線)}$$

の搬器の

軌道勾配 $\alpha_0 = 15^\circ$, 摩擦係数 $\mu = 0.1$

について、(26) 式を用いて角変位および角加速度を計算したものである。また、Fig. 5-c は同一搬器について静止張力に対する曳索一尾索系の張力を（無次元化した）(10) 式を用いて計算したものであるが、いずれも

$\tau_0 (0) \rightarrow \tau_1 (10.1)$ (始動, $n=0.15$)
 $\tau_1 \rightarrow \tau_2 (25.2)$ (定速, $n=0$)
 $\tau_2 \rightarrow \tau_3 (32.8)$ (制動, $n=-0.20$)
 $\tau_3 \rightarrow \infty$ (停止, $n=0$)

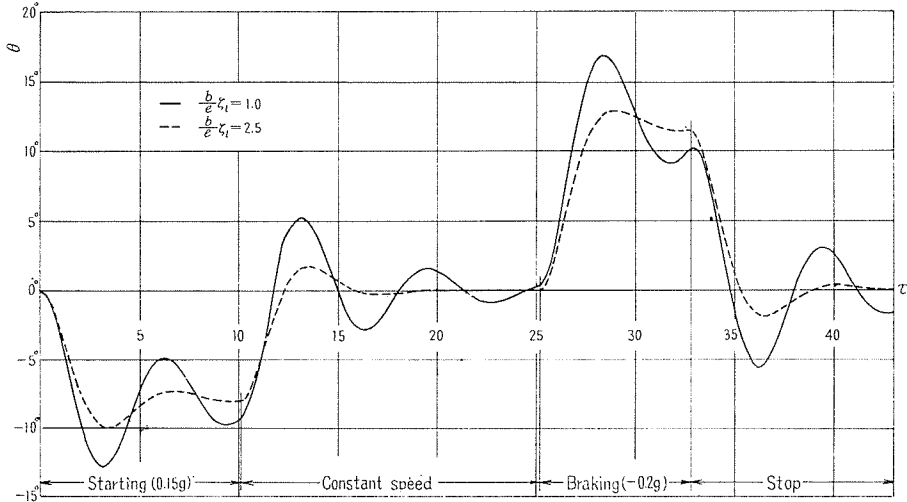


Fig. 5-a Angular displacements of wagon caused by starting or braking.

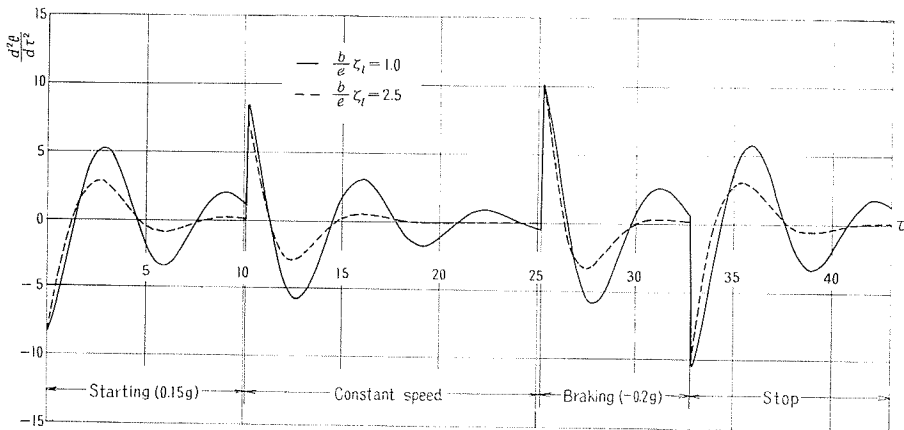


Fig. 5-b Angular accelerations of wagon caused by starting or braking.

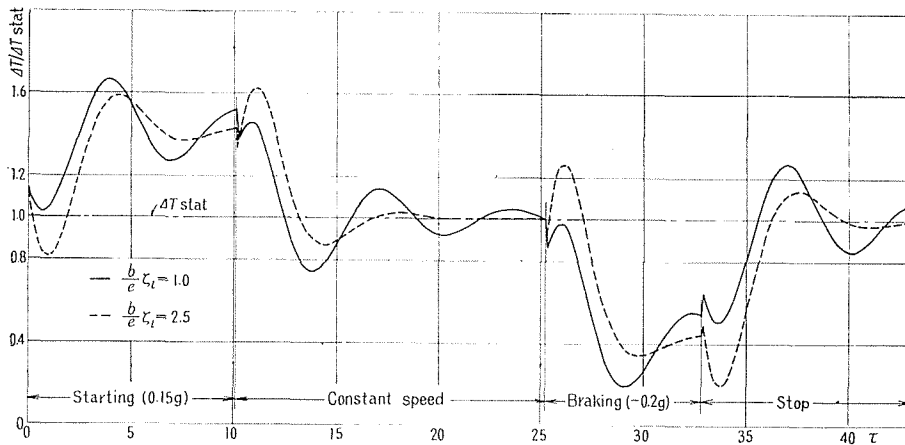


Fig. 5-c Curves of dynamic tension of haul ropes caused by starting or braking.

を考えている。これらの図よりわかるように、最初静止の状態にあった搬器は始動時加速度のために進行方向と逆の方向の変位が与えられるが、減衰器の作用により加速された状態のまま一定の角変位に減衰（この例では $\theta = -7.57^\circ$ ）しようとする。しかし、実際には始動時間が短

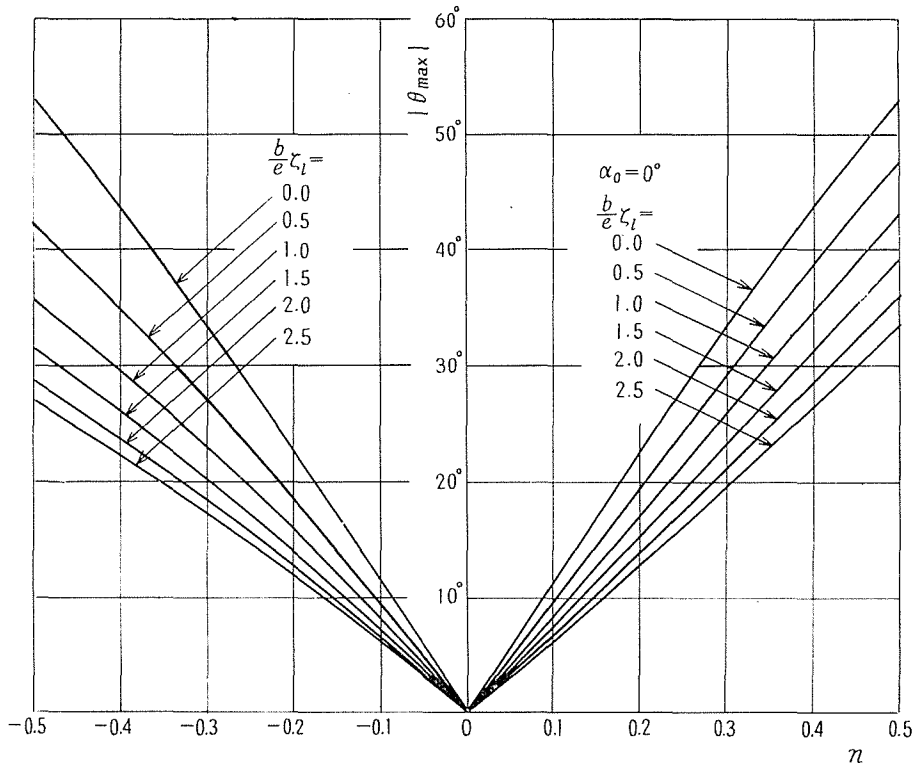


Fig. 6-a Max. angular displacements of wagon caused by starting or braking.

いために、この状態は直ちに終了し、搬器の走行速度が一定となるにしたがって、搬器は鉛直線を中心とした減衰振動をすることとなる。さらに、制動状態に入るとともに前とは逆に搬器は進行方向へ傾斜し ($\theta=11.52^\circ$)、やがて振動が減衰して全く停止の状態に入ることとなる。これらの加速度状態が変化する時刻に、角変位は時間的に連続であるが、角加速度は Fig. 5-b にみるように連続でないのは不思議ではない。

また、Fig. 5-c のように曳索一尾索系の張力は搬器の振動とともに変動し、静止時張力の数 10% 程度の値を示すことがわかる。この例のような正勾配の場合に始動時、負勾配のとき制動時に最大張力が発生することはいうまでもない。

Fig. 6 のおのおのの図は軌条勾配 $\alpha_0=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ について、上記角度の最大値 $|\theta_{\max}|$ を調べたものである。これより、制、始動加速度の増加とともに最大角変位はほぼ直線的に(厳密には直線でない)増加するが、減衰の大きいものほど、小さい値に押えられることは当然である。減衰の大きさは、かくして制、始動に関する限りは大きいほど望ましいが、実際には、搬器軌道は索条曲線にしたがって変化するものであり、とくに、中間鉄塔の周辺では軌道曲率が大きくなり、また、高速搬器ほど(時間的)曲率変化が大きいことを考えると極端に大きい減衰機能をもった搬器の採用は考えられない。たとえば、搬器が鉄塔を乗り越えた

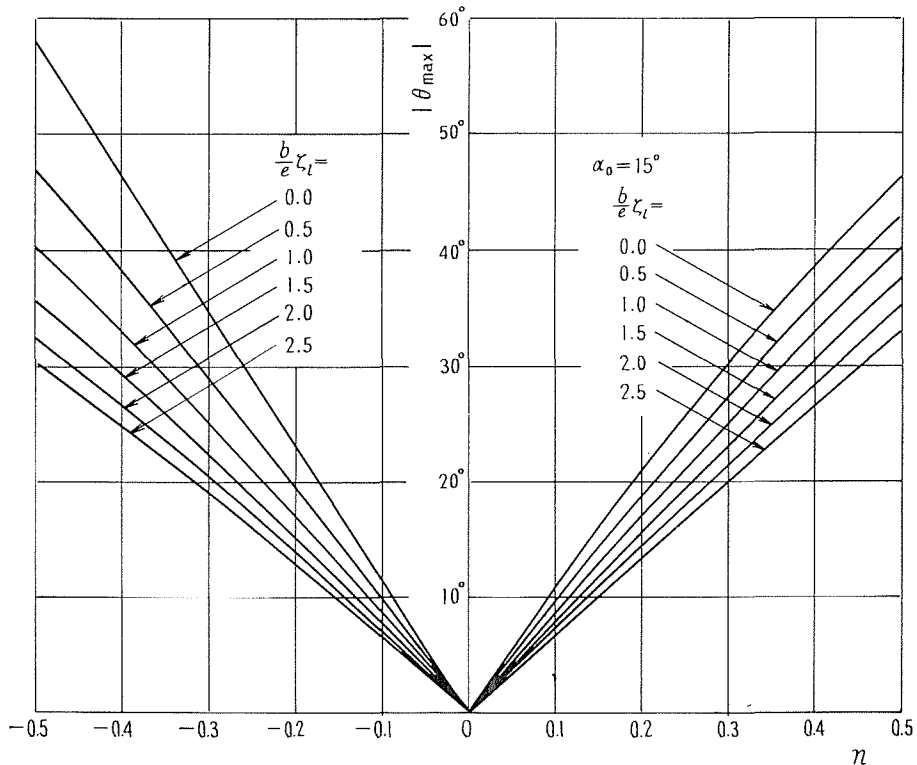


Fig. 6-b Max. angular displacements of wagon caused by starting or braking.

直後の搬器の姿勢を想像すれば容易に納得がゆくであろう。この点の詳細については後の報告にゆずりたい。

Fig. 6 でみると、最大角度は制動時の方が始動時に比して大きい値が出ているが、これは上記正勾配軌道の場合の計算結果によるからであって、負勾配においてはこれと逆の傾向がみられるはずである。これらのおおのこの図において $n > 0$ を制動、 $n < 0$ を始動時の加速度比と見かえると、おおむねこれらは負勾配軌道のものに近い値となり、これらの図は $\alpha_0 = -45^\circ \sim 45^\circ$ にいたるかなり広い範囲の数値を与えていると考えてよからう。

Fig. 7 は最大角加速度の大きさを与えるもので、加速度の大きいほどその数値も大きくなることはいうまでもないが、減衰の大きさには関係なく、また、軌条勾配が大きくなると角加速度の値は小さくなっている。 $\alpha_0 = 0^\circ \sim 30^\circ$ 程度の勾配までは、その値はそれ程大きい変化はないものとみてよいであろう。

Fig. 8 のおおのこの図は静止時の曳索一尾索系張力と動的張力の最大値との比をとったものであるが、加速度が大きくなるにしたがって、比の値は大きくなるが、減衰の影響は大きいものではなく、無減衰の場合の計算で実用上十分であろう。また、正勾配では始動時の、これと逆に負勾配に対しては制動時の値が大きくなるが、一般に勾配が大きくなるにしたがって

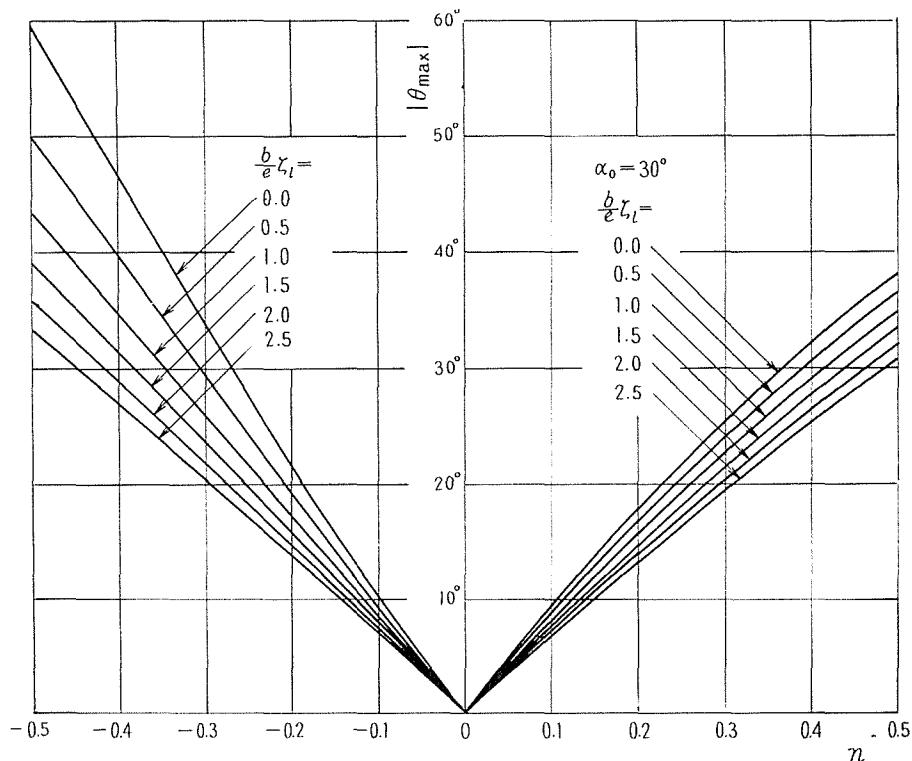


Fig. 6-c Max. angular displacements of wagon caused by starting or braking.

これらの比の値は小さくなっている。これは動的張力が小さいのではなくて、勾配の大きいものほど静止時の曳索一尾索系張力がすでに大きいことに原因しているのはいうまでもない。水平軌条 (Fig. 8-a) においては ΔT_{stat} として静止摩擦力を用いている。

以上においてはかなり急激な加速度の範囲まで計算を実施したが、実際の正常運転時の値は数 % g 程度のものであり、高速搬器、危急時の急制動といえども 0.1 g を越すのはまれである。したがって、瞬間最大張力は静止時張力の 50% 増し程度 (水平勾配を除く) とみなしなして差し支えないであろうし、また、関係法規 (索道規則) の定める曳索の張力安全率が 4.0 であることより、曳索の強度に関する限り問題はないわけであるが、これが曳索一尾索系、ひいては搬器を含めた架空索系およびこれと関連ある構造物に振動、衝撃等機械的な悪影響を与えるおそれのあることを十分注意する必要がある。

搬器の角度、(角) 加速度は索道の構造上や乗心地の上から重要であって $\pm 10^\circ$ を越すような搬器の前後振動は心理的にいちじるして危険感を与えるのみでなく、周辺索条との関連において危険性なしといいえない。搬器の速度、制、始動加速度、搬器構造、索条と支持構造物その他全般について以上のような計算機シミュレーションが設計段階において実施され十分の検討が加えられることがのぞましい。

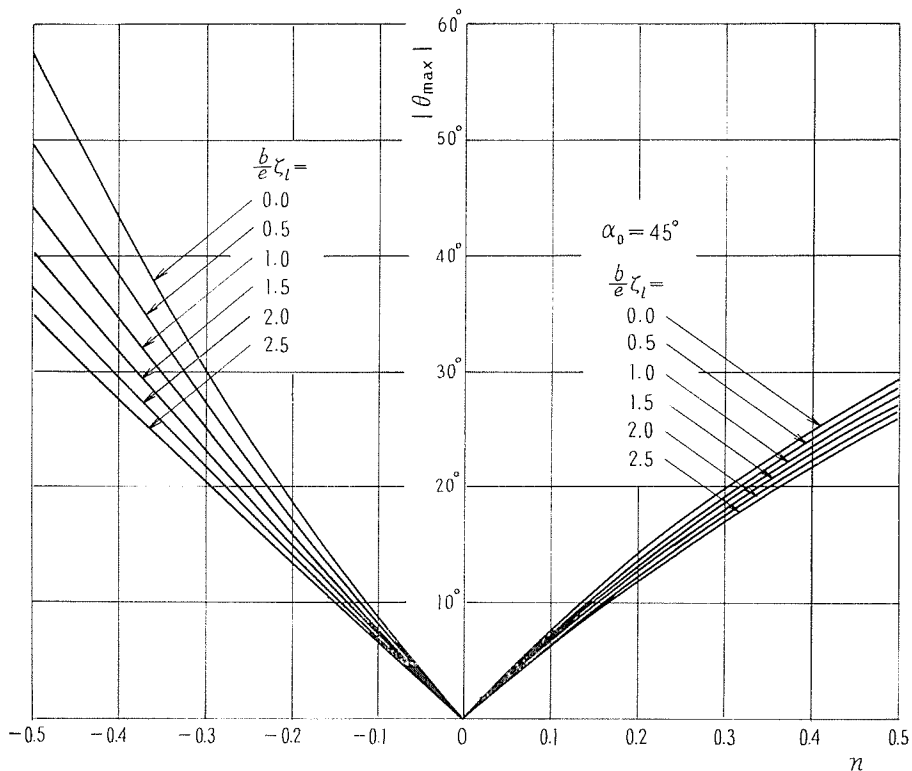


Fig. 6-d Max. angular displacements of wagon caused by starting or braking.

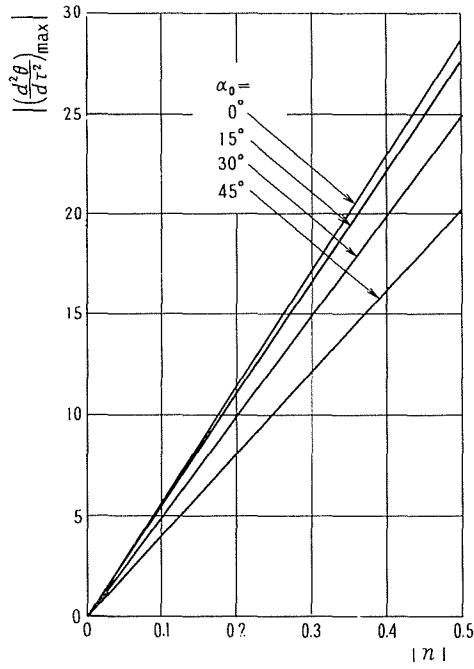


Fig. 7 Max. angular accelerations of wagon caused by starting or braking.

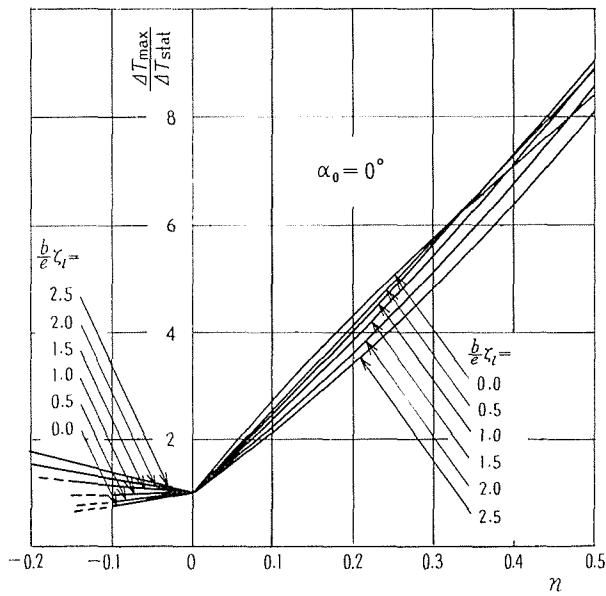


Fig. 8-a Ratios of max. dynamic tension to static tension of haul ropes caused by starting or braking

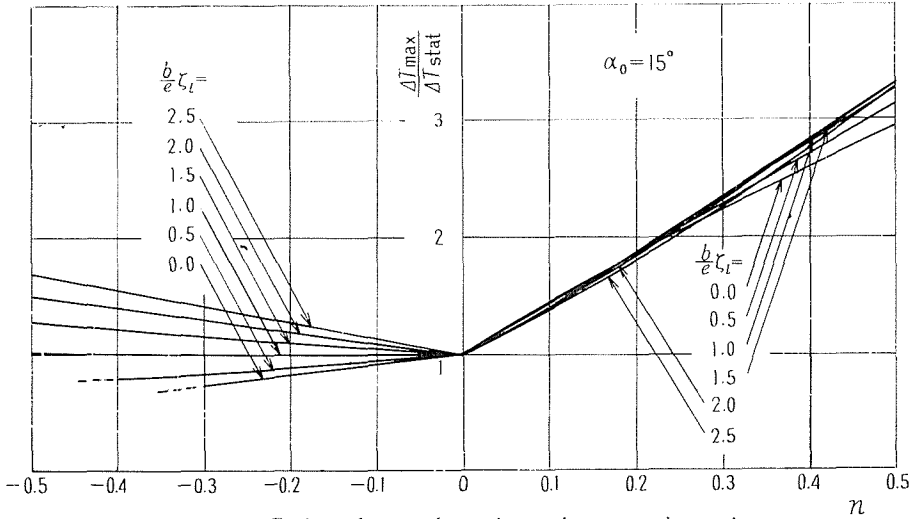


Fig. 8-b Ratios of max. dynamic tension to static tension of haul ropes caused by starting or braking.

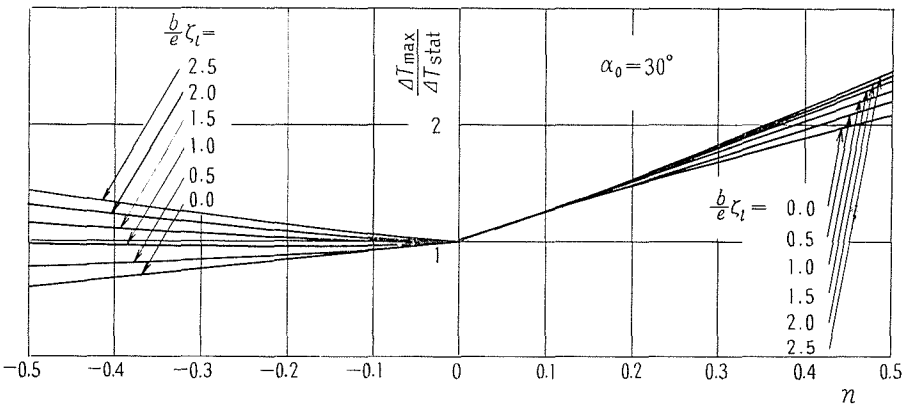


Fig. 8-c Ratios of max. dynamic tension to static tension of haul ropes caused by starting or braking.

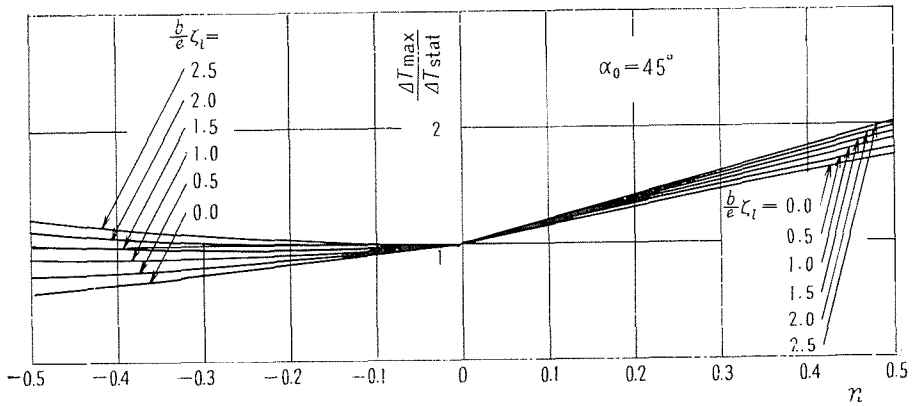


Fig. 8-d Ratios of max. dynamic tension to static tension of haul ropes caused by starting or braking.

4. 結 論

急制, 始動時の加速度による搬器の運動, 曳索一尾索系の張力や制振作用等を知るために, 搬器を索道軌索上の一点から吊り下げられた剛体と仮定して, 回転角, 軌条反力, 曳索一尾索系張力等に関する基礎方程式を導き, これを計算するためのブロック線図を与えた。この理論の結果を普通索道の正常運転時(多少制, 始動加速度を大きくとってある)の例について数値計算した結果以下のことが明らかとなった。

1) 搬器は始動とともに進行と逆方向に傾斜しつつ振動し, さらに, 制動時にはこれと逆に進行方向に傾斜しながら減衰振動するが, これら加速度が大きいほどその振幅, 加速度とも大きくなることは勿論である。減衰の大きいものほど角変位は小さくなるが, 角加速度については減衰の影響はほとんど認められない。

2) 曳索一尾索系の張力変化も通常の制, 始動加速度 (0.1 g を越えない) 状態では数 10% 増すが, 曳索の張力安全率を考えれば, 一応強度的には問題はないであろう。しかし, 搬器を含めた架空索系の振動, 衝撃等の影響については十分注意する必要がある。

3) 搬器の角度, (角) 加速度は索道の構造上や乗客の乗心地等の上から重要であって, 索道設計に際して十分の検討が加えられなければならない。

文 献

- 1) 石田英男: 第 15 回ワイヤロープ研究会講演集, 53 (1964-9).
- 2) 搬器の立体運動に関して
Irie, T.: Proc. 7th Jap. Nat. Congr. Appl. Mech., 371 (1957).
- 3) 立体的軌道表示は Frenet-Serret の式, たとえば, 窪田忠彦: 微分幾何学, 11 (昭 39), 岩波書店. より与えられる。
- 4) 入江敏博・山田 元: 機械学会北海道支部第 10 回講演会前刷集, 75 (昭 40-10).
- 5) Stoker, J. J.: Nonlinear Vibration in Mechanical and Electrical Systems, 27 (1950), Interscience Publishers.