

斜坑巻上機のロープに加わる制動時の衝撃について

渋谷英寅* 富田忠二** 鈴木輝彦***

The Impact on the Rope of Inclined Shaft Winder at the Time of Braking

By Hidetora Shibuya, Chuji Tomita and Teruhiko Suzuki
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

When the winder hauling the coal wagon along the inclined shaft is suddenly put under braking, the car does not stop entirely on the spot but repeatedly bounds up and down following the inertia of hoisting rope and the car itself.

In this process the rope receives impulsive tension which is considered to be larger than that appearing in a regular hoisting process. The ratio between these two tensions is termed the impact ratio. The ratio becomes larger or smaller according to the degree of the obliquity of shaft, resistance of coal car, length of the rope connecting the winder and the coal car when the latter is in standstill, capacity and method of braking, and when the ratio grows abnormally large, it involves a hazard of rope breaking.

But few attempts have been made to date to figure out the effects of these factors in the practical operation. In this view, the writers measured them with a 450 kW double drum winder by means of the oscillograph and found that the tension on the rope could be interpreted as that arising from the vibration of a spring coupled with weight, and the impact ratio some times could turn out larger than 2.

The writers detail in this article the measuring method, explanation of oscillograms of the rope vibration and the analysis of them.

〔I〕 緒 言

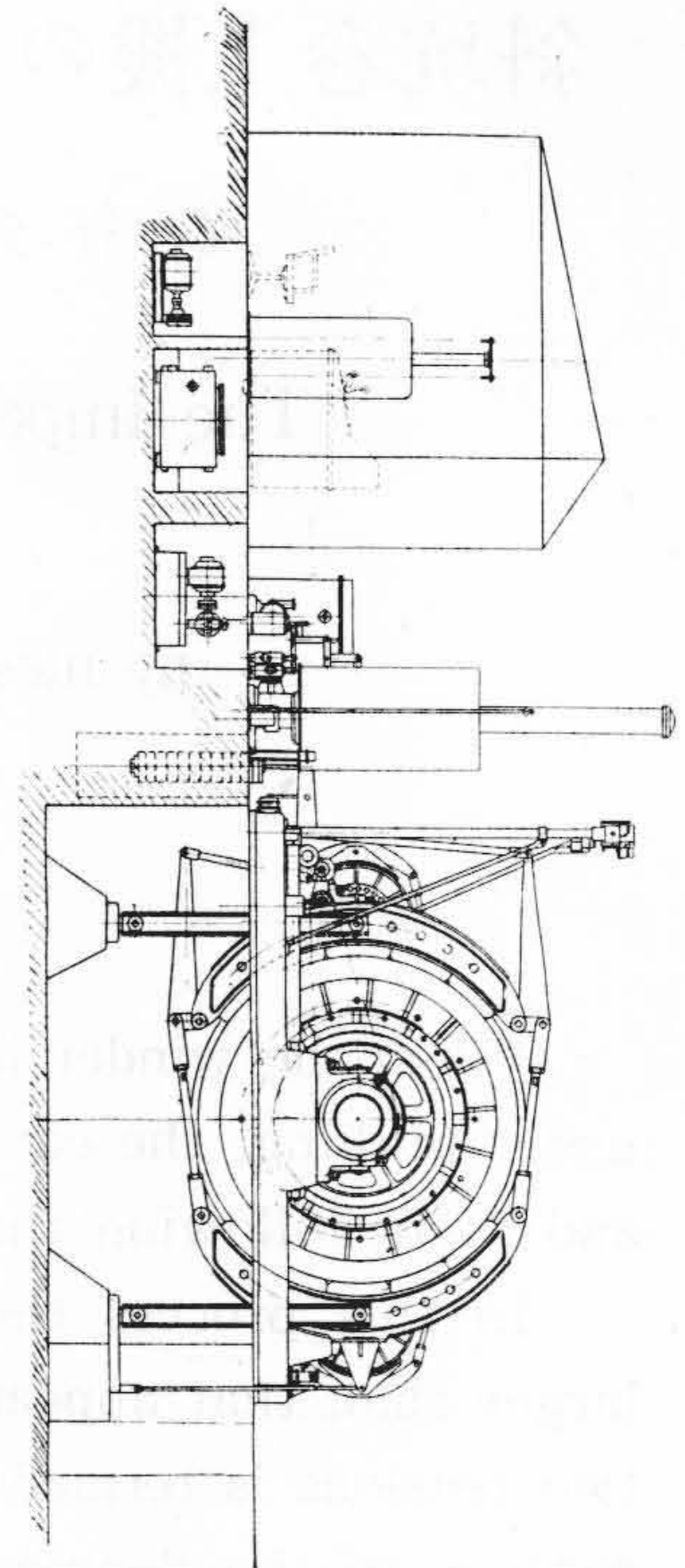
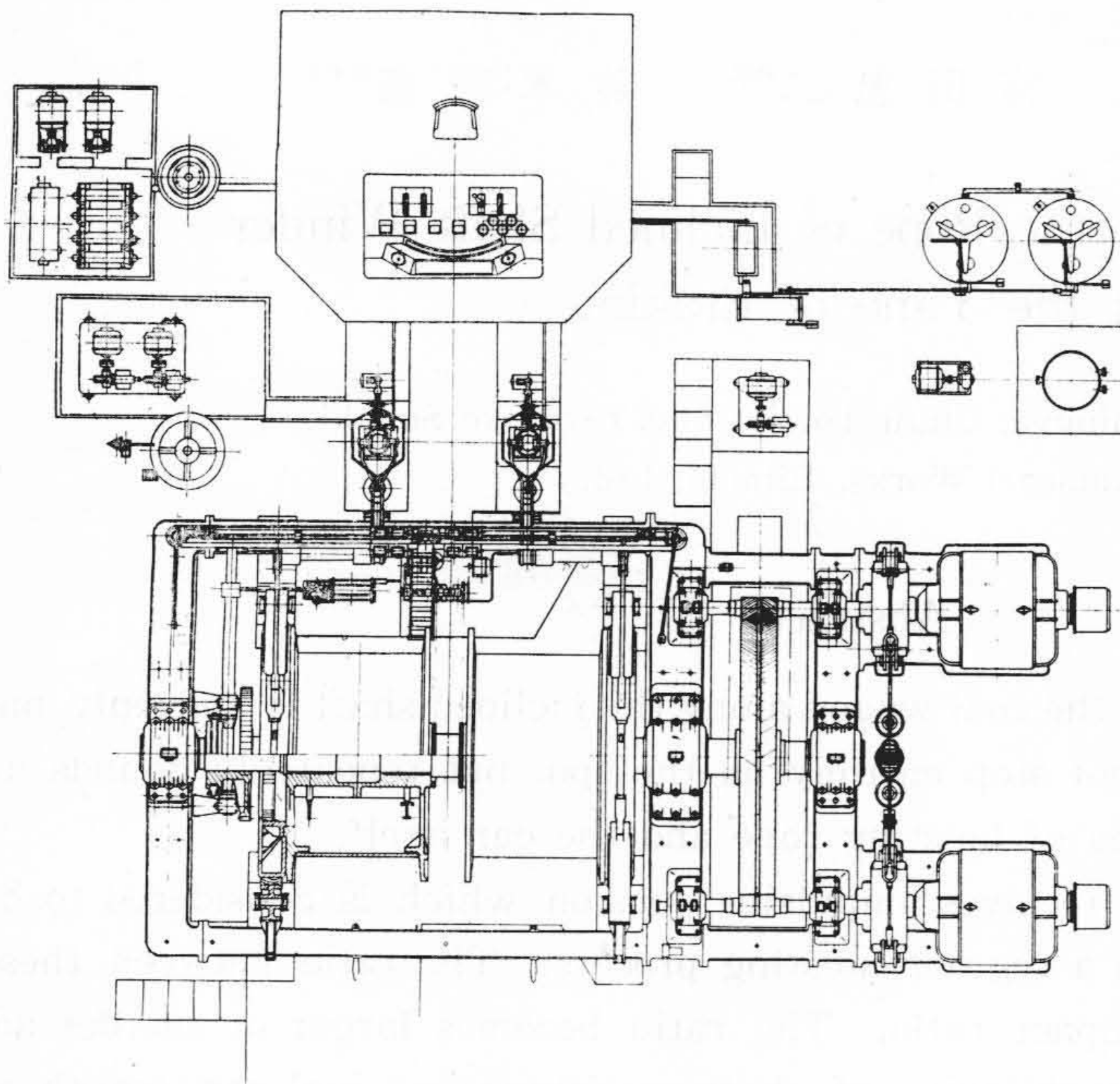
斜坑巻上機で炭車を巻上中に急制動すれば、巻上機は停止しても炭車は惰力で上昇して行つてロープが弛んだ状態になる。ついで炭車が自重により斜面を逆行し、相当な速度になつたときにロープが急に張つて炭車が引き止められるから、ロープおよび炭車の連結チェーンには大きな衝撃が加わる。この現象を炭坑では「シヤクリ」と呼んでいる。巻上機の制動力があまり大きいと巻下時の制動によるロープ張力の増加率も大きくなるが、この「シヤクリ」現象によるロープ衝撃張力も著しく大きくなり、極端な場合はロープあるいはチェーンを切断して大き

な事故も起りうる。従来このシヤクリ現象についての実験例は少なかつたが、今回 450kW 複胴巻上機の一例につき現地実験を行つたのでその実験結果および解析結果について述べる。

〔II〕 供試巻上機の仕様および構造

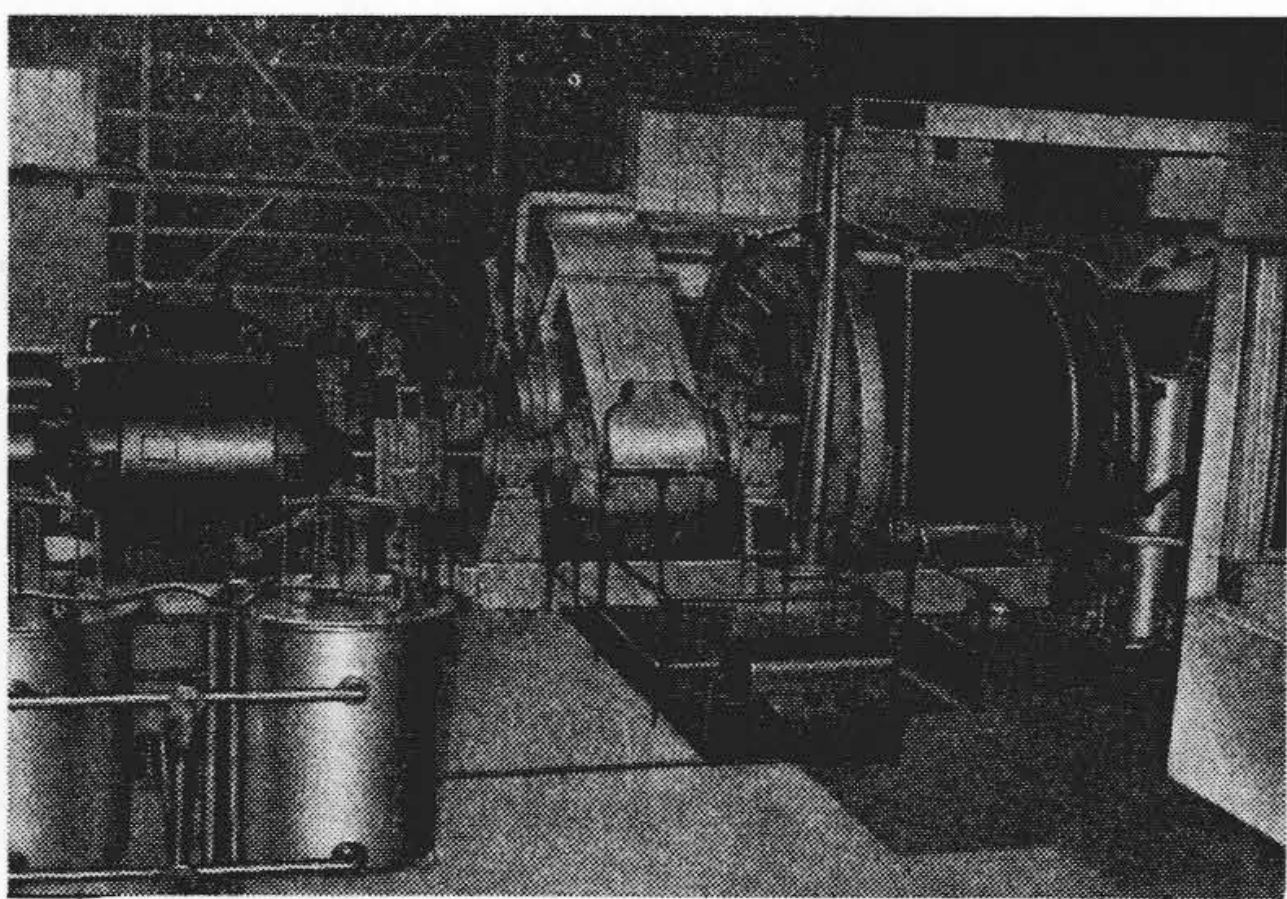
この実験に供した巻上機の仕様を第1表(次頁参照)に、その構造を第1図および第2図(次頁参照)に示す。この巻上機は2台のモータで駆動される複胴方式のものである。当初は炭車巻として使用し、将来スキップ巻として使用する予定で、片胴にロープ長さ調整のためのギヤクラッチを備えている。主ブレーキは非常制動用をも兼ねた油圧平行動ポスト型で両巻胴に備え付けてある。こ

* ** *** 日立製作所亀有工場



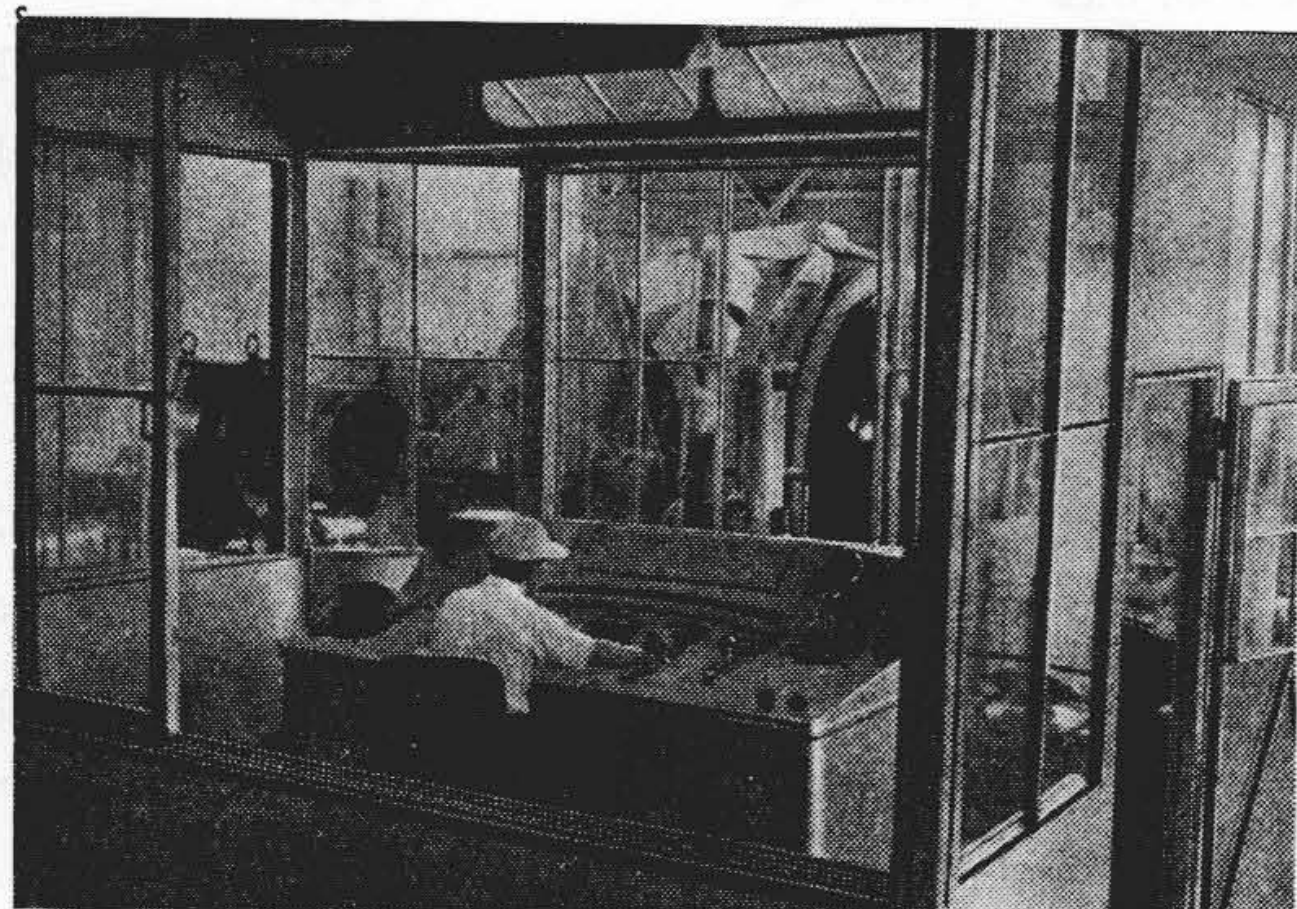
第1図 450 kW 巻上機

Fig.1. 450 kW Winding Machine



第2図 450 kW 巻上機

Fig.2. 450 kW Winding Machine



第3図 巻上機操作台

Fig.3. Control Desk Set

第1表 巻上機仕様

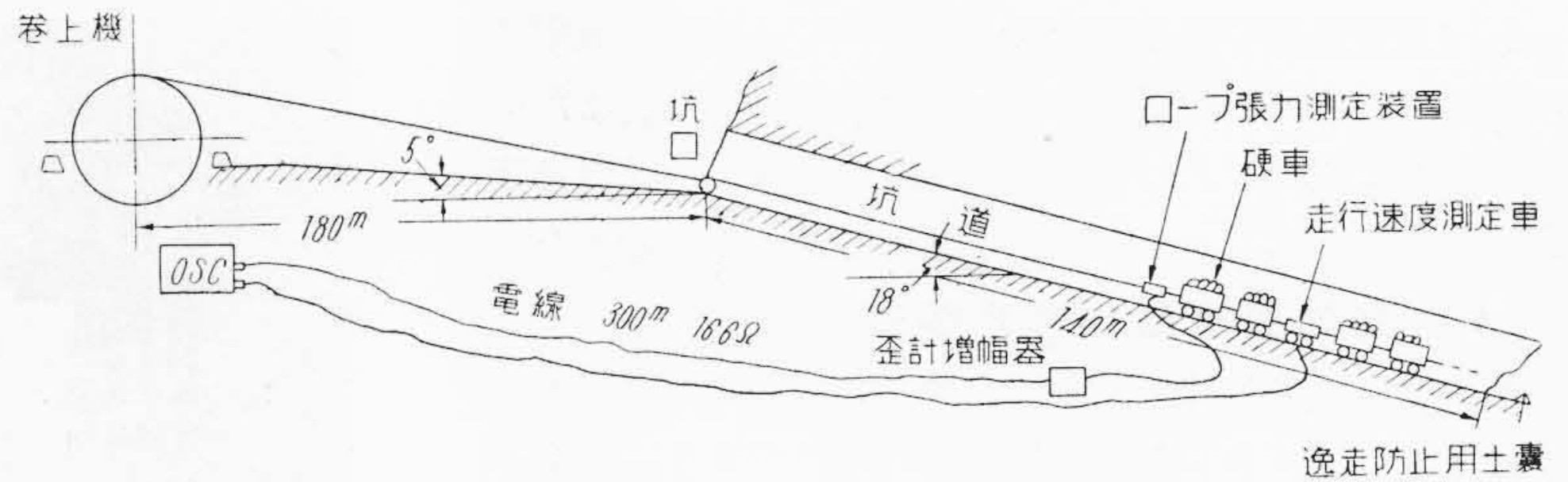
Table 1. Specifications of Winding Machine

使用方法	スキップ巻	炭車巻
型式	DD-G ₁ PO	
最大鋼索張力	10,320 kg	8,200 kg
最大不平衡荷重	7,400 kg	
巻上速度	300 m/m	222 m/m
巻胴	2,250 φ×1,400 W×2,800 φF	
鋼索	32 φ (7×6)×1,500 m	
巻取段数	6 (地巻共)	
クラッチ	ギヤ型油圧操作式	
主制動機	油圧平行動ポスト型	
非常制動機	サーボリフターポスト型	
深度計	横型	
電動機	2×225 kW 450 rpm	
歯車比	244/23=10.6	244/17=14.35
巻胴回転数	40.5 rpm	30.0 rpm

のほかにさらに2台のモータのおのおののカップリングに取付けた小制動機は1箇のサーボリフターで操作しC.F制御用に用いるが、これは非常制動用としても働く。なお運転台は従来と異なり第3図のごとくデスクポート式にしてある。

第4図
坑道状況図

Fig. 4.
Skeleton Diagram of
the Shaft



〔III〕 実験状況および測定装置

(1) 炭車状況

炭車は鋼製プレーンベアリング付で硬を積んだとき自重とも1台 1,400 kg であり、実験は最少4輛から最大16 輛までの編成で行った。

炭車相互間は3箇のチェーンリンクにより連結され、3 輛目の1 輛だけは走行速度測定装置を取付ける都合上木製台車とし荷重を積載しなかつた。

(2) 坑道状況

実験を行つた坑道の状況は概略第4図のごとくである。シヤクリ現象は危険防止の都合により坑道内の18°傾斜部で行つた。

測定装置としては炭車とロープの間にロープ張力測定装置と3 輛目炭車に速度測定装置を設け、巻室にあるオツシログラフに記録するようにした。また連絡用として坑口と巻室間には超短波無線電話を設置し、坑内と巻室間には有線電話を設置した。

(3) ロープの張力測定装置

ロープ張力の感受部は第5図のごとき円筒状の金具で第6図のごとく炭車とロープ間に取り付けロープ終端における張力を測つた。この円筒の内面にはワイヤースレンゲージを4枚ホイートストーンブリッジを構成するごとく貼付け、曲げの影響を除くとともに温度補償をも兼ね出力の増大を図つた。

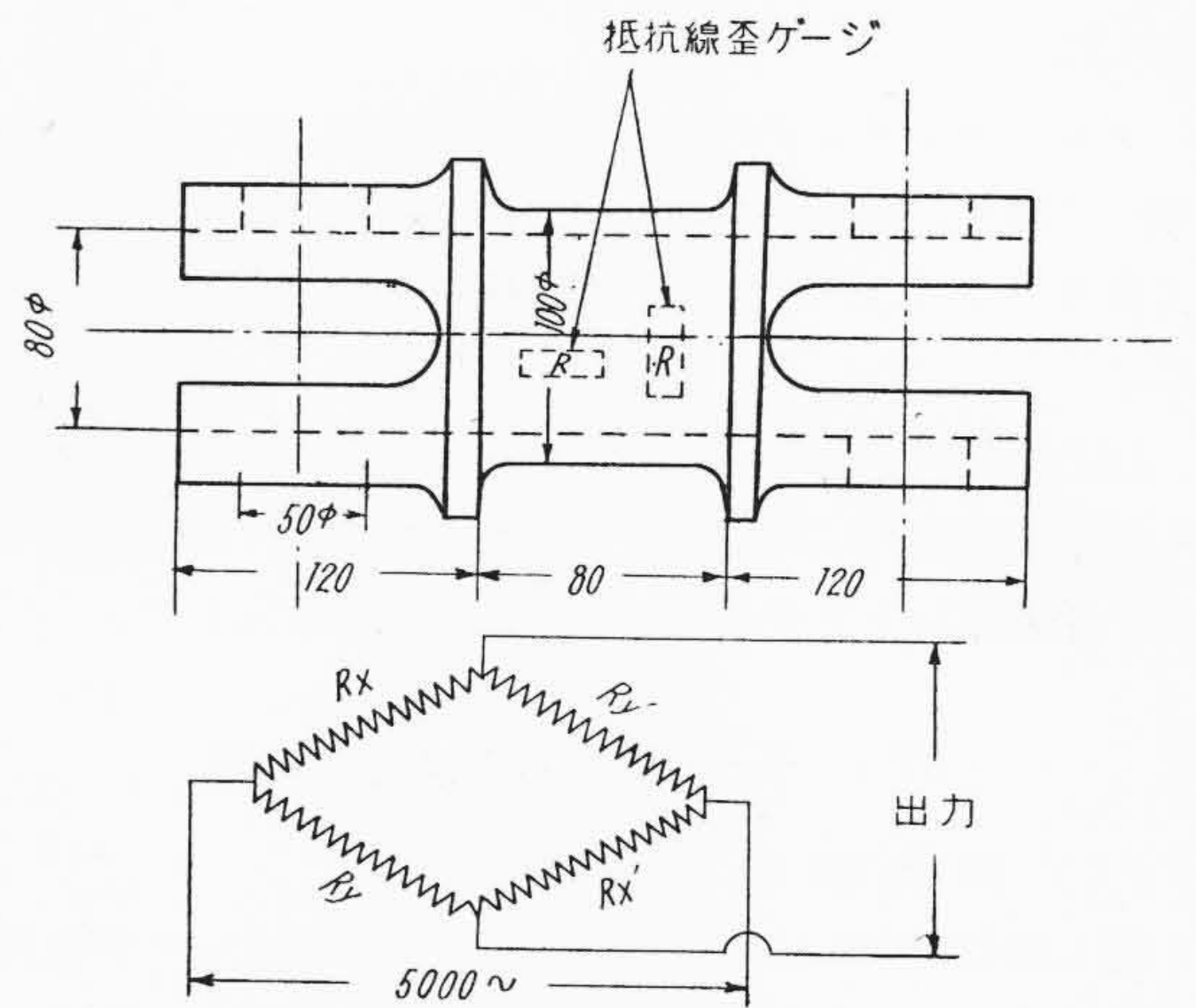
定格荷重は 35 t で引張試験機による検定の結果、金具の歪は 910×10^{-6} であり、荷重と出力電圧は良好な直線比例の関係をもっている。感受部の出力は増幅器を経てオシログラフに記録される。

(4) 炭車速度測定装置

3 輛目炭車の車輪踏面にゴムプリーをスプリングで押付け、この回転を第7図のごとく、ベルトにより小型直流発電機に伝えてこれの出力電圧をオツシロに記録した。

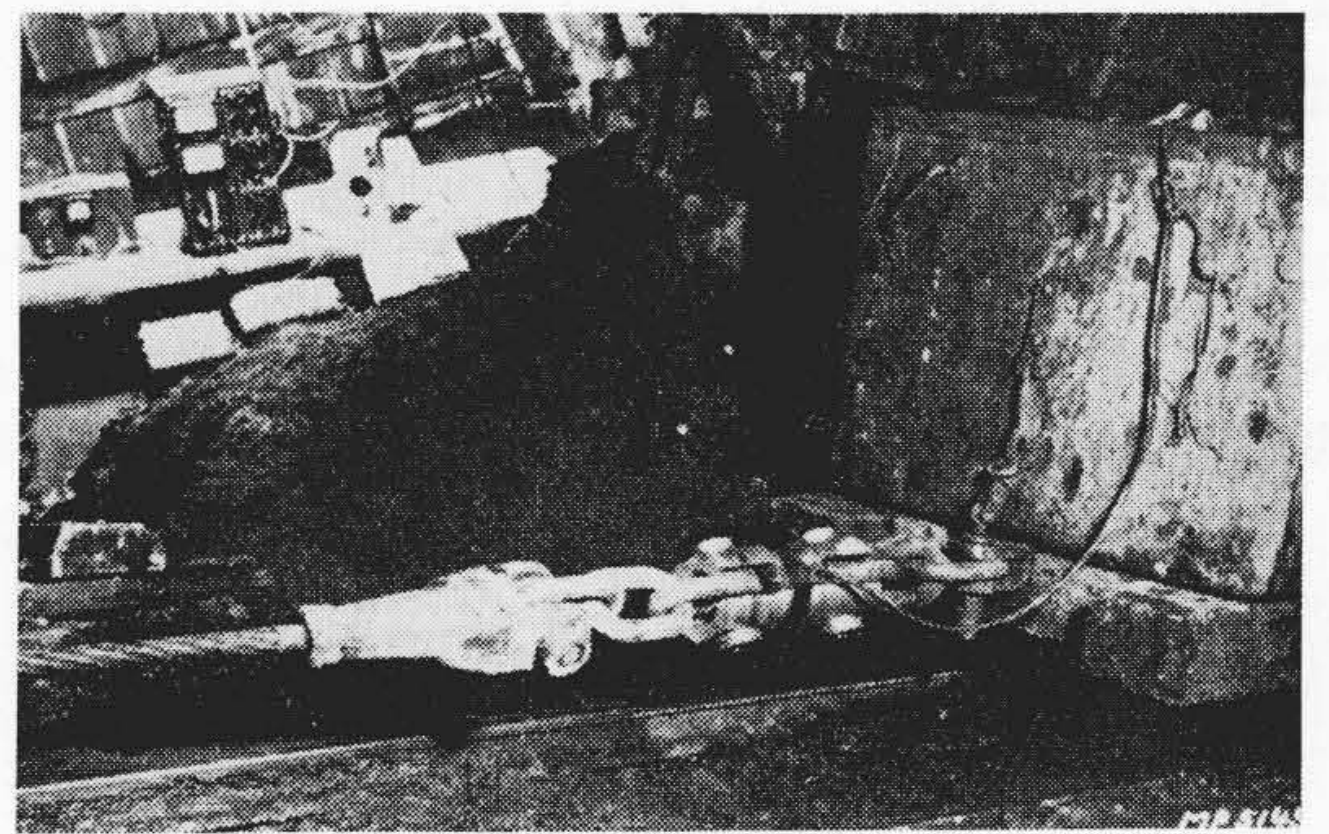
(5) 巻上機の巻胴速度測定装置

上記の炭車速度測定と同時に巻胴の速度も測定した。



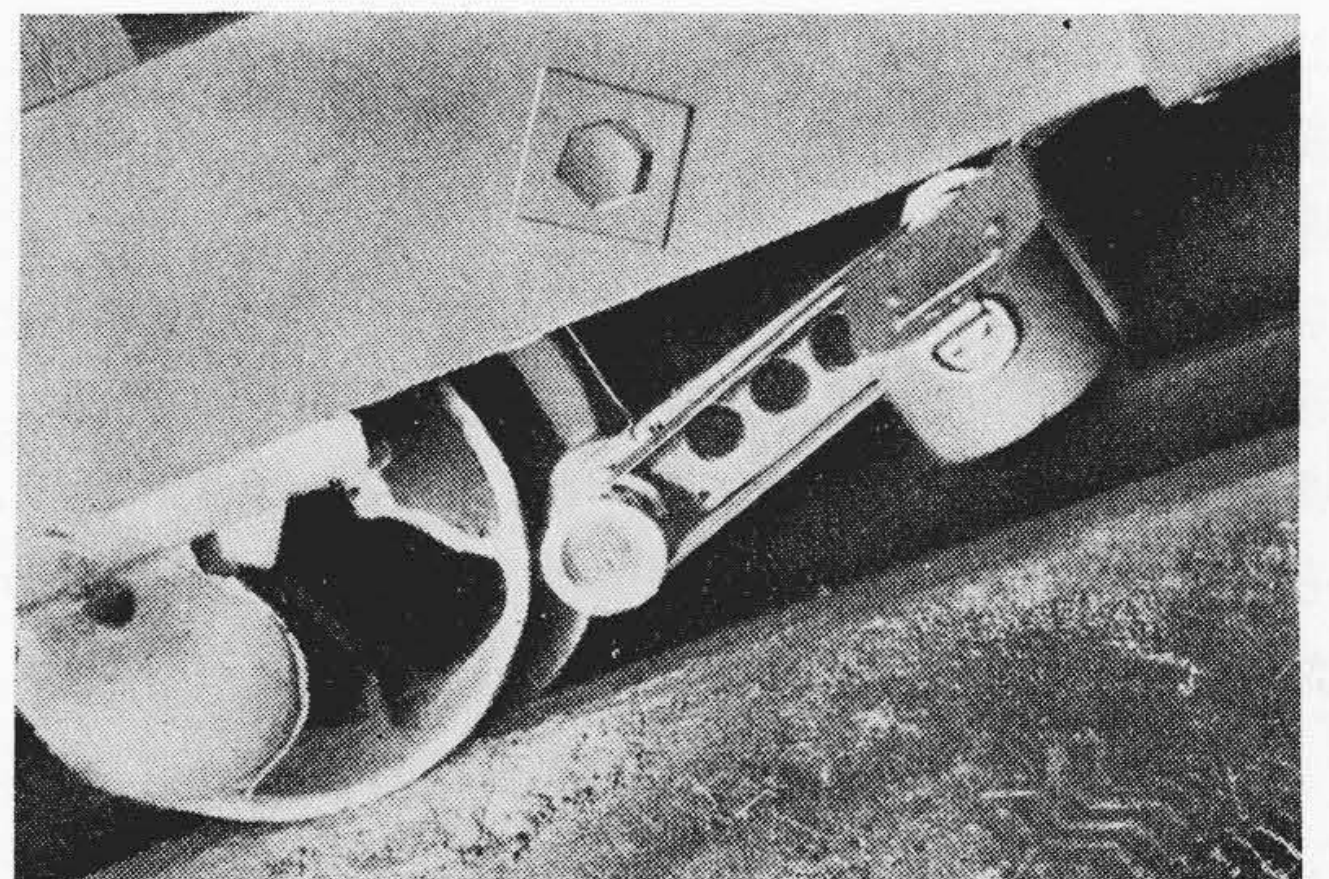
第5図 張力測定棒

Fig. 5. Tension Bar



第6図 張力測定部

Fig. 6. Tension Bar



第7図 速度計用発電機

Fig. 7. Generator for Speed Meter

これは主電動機の回転速度をベルト掛で小型直流発電機に伝えてこれの出力電圧をオッシロに記録した。またモータ軸の1回転ごとのマークを同時に記録して速度測定の正確を期するとともに制動距離の算定にも使用した。

(6) 制動機構動作測定装置

この巻上機の3種の制動機、すなわち右、左巻胴およびモータカップリング部の制動機の油圧の変化、ブレーキピストンの動きおよびタイロッドに掛かる制動力を記録した。

ブレーキシリンダの油圧変化は抵抗線歪計型圧力計を用いて計り、ピストンの動きは摺動抵抗型変位計を用いて計り、タイロッドの応力は抵抗線歪計を用いて計つた。

以上の各装置からの出力をロープ張力や炭車速度とともに巻上機室内においてオッシログラフに同時記録した。第8図にオッシログラフ側の諸装置を示した。

[IV] 予備実験および準備

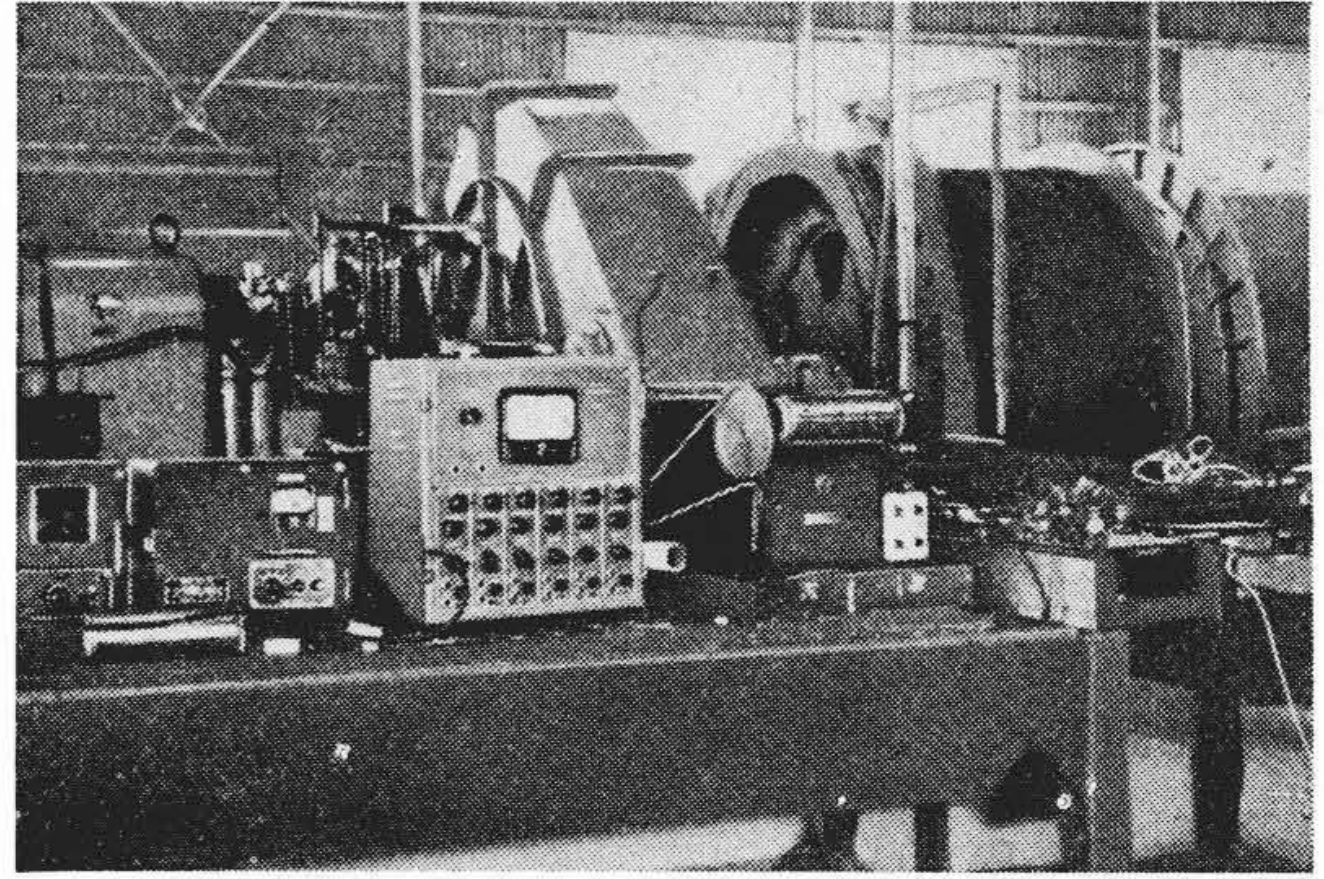
(1) 無負荷制動試験

巻上機の制動力は電動機、歯車、ドラムなどの回転体を減速する力と傾斜線路上を走る炭車を減速させる力との合計が必要である。この巻上機の制動機は油圧ネガチブ型であるので、制動力は重錘により調整できる。この重錘の重量が複雑なレバー機構を経てブレーキシユーによりドラムを締付け制動力を発生するが、レバー機構の伝達効率および摩擦係数などの値が正確には判らないのでこの実験を行つた。まず炭車をはずして無負荷の状態にしておき、各制動機の重錘を変えて制動を掛け、その制動傾向(減速度)をオッシログラフにより測定し、計算上の回転部慣性能率から各制動機につきその重錘と制動力との関係を計算した。(オッシログラム省略)

(2) 無負荷時の制動減速度の調整

シャクリ現象を左右する主要な要素は制動力であるが、これは小さすぎると下り時の制動力が不足し、大きすぎると下り時の制動の際のロープ張力が過大となるのみならず、上昇時の制動の際もシャクリ現象が激しくなる。よつてこれらの丁度中間の適切な制動力を定めるため、前記3種の制動機の重錘を加減して調節した。この巻上機はスキップ巻上機として複胴で使用されるように設計したものであるが、実験時は坑道の関係で単胴炭車巻として使用していたので、特に非常制動の際は制動位置、巻上巻下荷重(車輦数)、作用制動機などの組合せにより、その制動減速度はスキップ巻の場合に比し大きな開きがある。

[IV] (1) の実験から重錘と無負荷時の制動能力との関係はわかっているため、これに規定の炭車16輦を連



第8図 測定装置

Fig. 8. Test Apparatus

第2表 制動能力表

Table 2. Brake Effect

制動位置	作用制動機数	巻上制動減速度	巻下制動減速度
巻室より 2,000 m 18° 傾斜	1	0.180 g	0.047 g
	2	0.295 g	0.161 g
	3	0.408 g	0.275 g
巻室より 200 m 18° 傾斜	1	0.181 g	0.052 g
	2	0.298 g	0.169 g
	3	0.414 g	0.286 g

g: 重力の加速度

結した場合の減速度を巻上、巻下両方面および各種のブレーキ組合せに対して計算し、さらにロープ自重も影響するので坑道の上部、下部についても求めた。計算の結果、最も適当と思われる制動能力(減速度)になるような重錘を選定し、以後この一定条件で実験を行つた。

第2表に計算上の制動減速度を作用制動機の数、制動位置、巻上、巻下など各場合の組合せについて示した。表には3箇の制動機を作用させた場合も示してあるが、当時は単胴巻として運転しており、2箇の制動機のみを使用していた。なお制動機中2箇は巻胴につき1箇はモータカップリングにつくものであるが、いずれも制動能力は大体ひとしくなるように重錘を調節してある。

この調節で巻下げ時非常制動の際万一1箇の制動機しか働かなくても最少制動減速度は0.047gであり、本機の全速300 m/mnの速度からは約10秒25mあまりの制動距離で停止する。

つぎの[V]の試験は第2表に示す減速度になるような制動力に調整して測定したものである。

(3) ロープの弾性係数の測定

シャクリ現象によりロープに加わる衝撃張力はロープ長さおよびその弾性係数にも関係するのでこの測定を行つた。まず巻上機を制動しておき巻上機より300mはなれた傾斜18°の位置にて炭車に荷重を加え、張力増加

と伸増加を実測した。その結果は伸び方向弾性率=9,450 kg/mm²であった。

〔V〕「シヤクリ」によるロープ
衝撃荷重の測定

(1) 略号の説明

まずオツシログラム中の略号についてつぎに説明する
 $T_h + B_1$ —サーボリフター制動機 (モータカップリング部) と非常制動機(左) 1 箇を作動させる。

$T_h BF$ —サーボリフター制動機のタイロッドにかゝる応力で制動力を示す。

DS_p —巻胴回転速度

$MB_1 FB$ —主制動機(左)の下側タイロッドにかゝる応力で制動力を示す。

TS_p —炭車の走行速度

RT —ロープ張力

$MB_1 S$ —主制動機ピストンの動き

$T_h S$ —サーボリフター制動機の動き

MBP —主制動機の油圧

$T_h P$ —サーボリフター制動機の油圧

IM —主電動機電流

上下両端の短形波—タイムマーク (0.2 秒)

他—モータ1回転を示すマーク

(2) 測定の条件

負荷および制動力の大きさによりロープ衝撃は異つてくるゆえ、負荷は炭車(硬を積む)の数を 4, 8, 12, 16 函と変化し、これに速度測定台車 1 輛を連結した。

また制動力は〔IV〕(2) 項の大いさとしたが万一の危険を考慮し、硬 4 函の時のみ作動制動機数 3 箇の場合の測定を行い 8 函以上は 2 箇までとし、前記の炭車数と組合せて計 9 回の測定を行つた。

いずれも第 4 図の逸走防止用土のう附近から起動して順次加速し若干の全速時間をおいて (巻上機より約 200 ~ 250m の位置) 非常スイッチにより非常制動を掛けた。

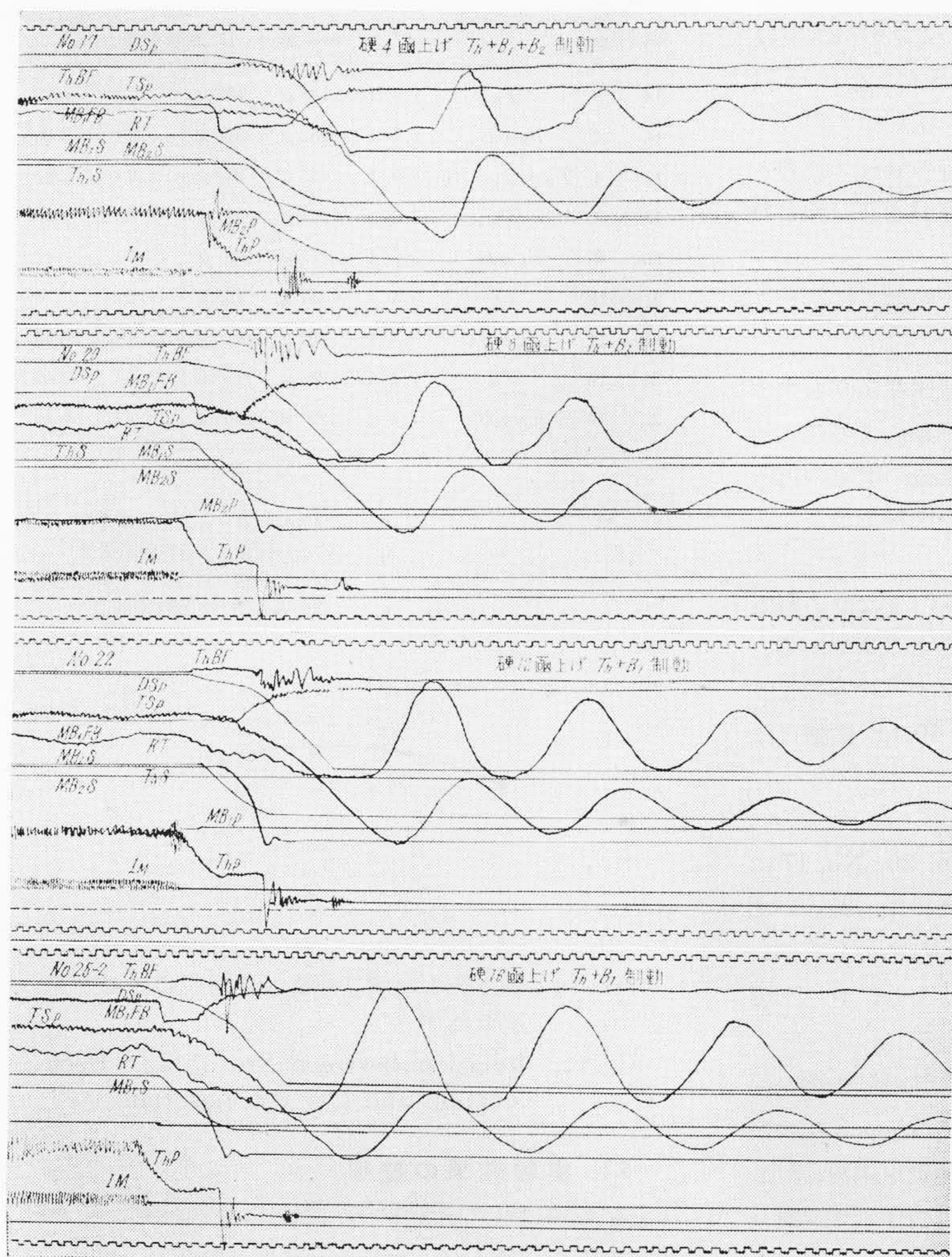
(3) 硬 16 函巻上中の制動試験

代表例として第 9 図のオツシログラム No. 25 について説明すると、これは硬 16 函上げ制動機 2 箇 (サーボリフターおよび主制動機) により非常制動を掛けた状況を示したもので第 10 図(次頁参照) にそれを拡大して示した。

非常スイッチにより主電動機の電源が遮断されると同時に、巻胴速度は炭車の引張力により低下を始める。約 0.3 秒後に主制動機内の油圧は放出されて下り、制動機レバーが動き始め、その後約 1 秒で制動力は最大となる。

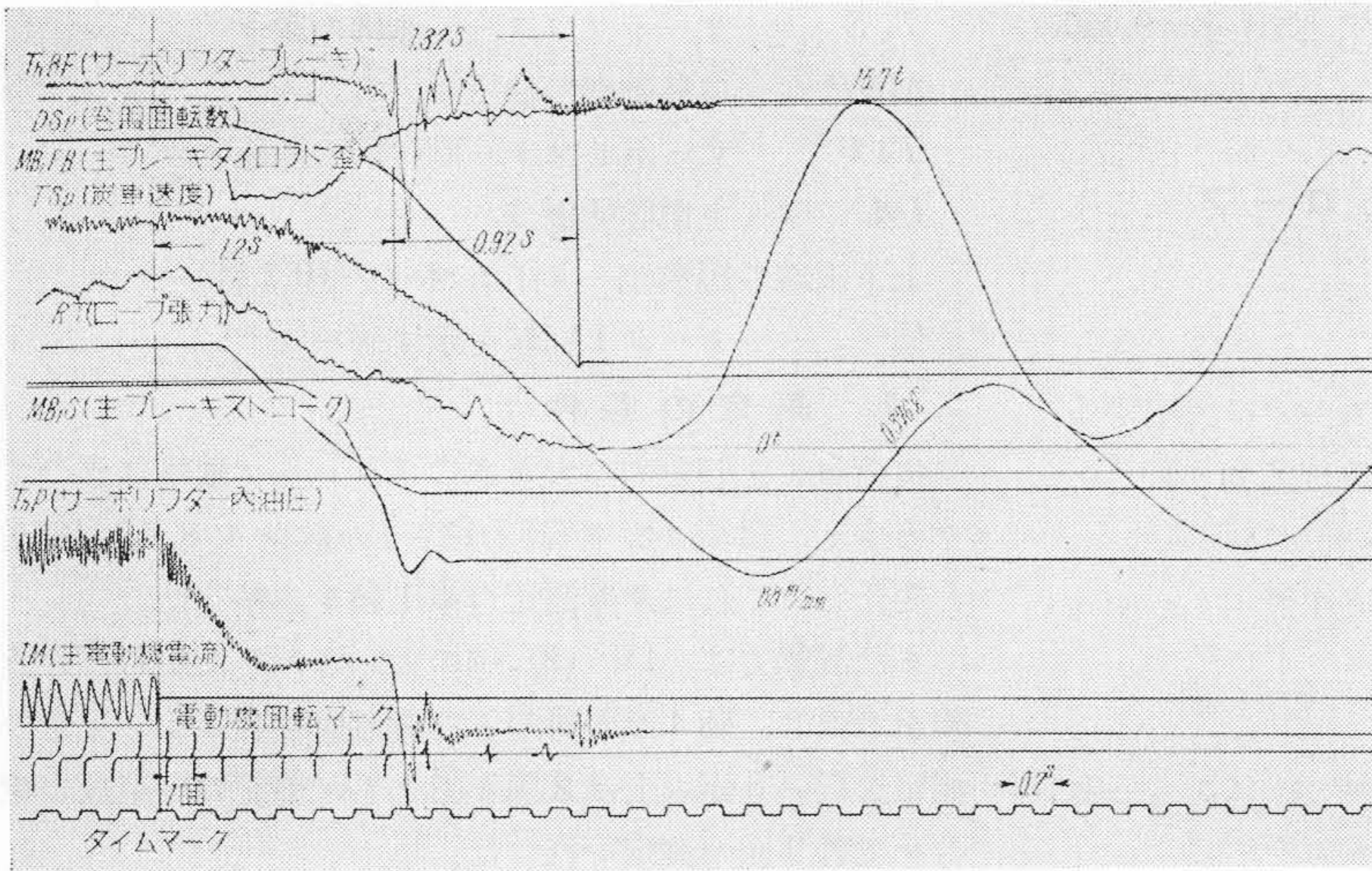
サーボリフターは電動機電源遮断と同時に油圧が下り始めるが、慣性のため約 1 秒は重錘を保持する圧力があり、その後に制動力を発生する。この両者が綜合されて制動後期は減速度が大となり図上より計算すると 0.29 g となる。結局巻胴が停止するのは非常制動の指令後 2.12 秒ロープ長さで 5.5 m 巻取つた後である。

巻胴は上述のような経過で停止するが炭車の動きはその後も続



第 9 図 オシログラム

Fig. 9. Oscillogram



第 10 図
オシログラム

Fig. 10.
Oscillogram

く。すなわち巻胴停止後も約 0.15 秒の間炭車は惰力上昇を続けロープをたるませて行き、次いで自重による下降を始め最高 88 m/mn の速度に達するが、次第にロープが張つて減速し一度停止するが、このときの減速度は 0.376 g におよぶ。同時にロープ張力は最大となり 15.7t になった。その後は一般の減衰振動の形をとつて約 7 回の振動後に完全に停止した。この振動時のロープ張力と炭車速度は常に 90° の位相差があつて理論通りの形を持つている。

この炭車 16 函巻上の条件ではロープの弛みはキンク (e 状になる) を作る程甚だしくはない。

炭車の減速度 0.376 g は通常の制動減速度よりも大きい。すなわちロープにとつては巻下時制動による過大張力よりも巻上制動時において、巻胴停止後の炭車の再下降による衝撃のため過大張力の方が危険性があることがわかる。

一定速度上昇時のロープ張力は 7.15 t となりこれと衝撃張力 15.7 t との比を衝撃比とすると 2.2 である。

上記と同様 16 函巻上にてサーボリフターのみにより非常制動を行つた場合の衝撃張力は 10.4 t 衝撃比は 1.46 であつた。

(4) 硬 12, 8, 4 函巻上その他

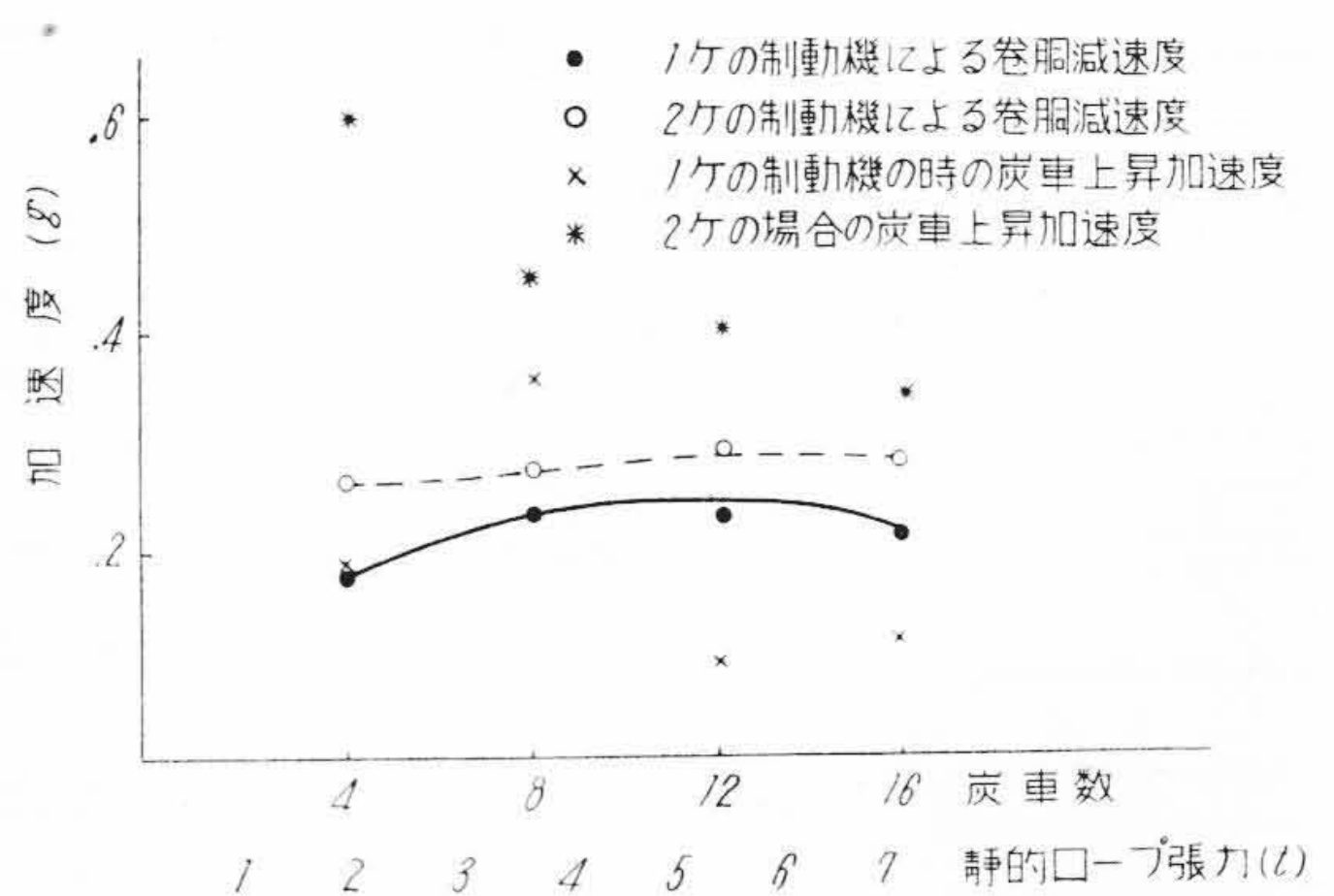
第 9 図のオシログラム No. 22, No. 20, No. 17 に炭車 12, 8, 4 函の場合の状況をそれぞれに示した。いずれも同様な傾向を持つが、炭車が少なくなるにしたがいロープ張力が 0 になる時間が次第に長くなり、ロープ張力、炭車速度、両曲線とも形が不整になる。

オシログラム No. 22, No. 20 は 2 箇の制動機を用いた例であり、No. 17 は実用時には行わない 3 箇の制動機をかけた場合を示している。その他炭車函数、巻上、巻下、制動機の組合せなど種々の場合につき、オシログラムをとり以後の設計計算の資料とした。

第 3 表 測定結果

Table 3. Tested Data

オシロ No.	炭車数	作用制動機	索引時ロープ張力	制動終期巻胴減速度	炭車上昇加速度	最大ロープ衝撃張力	衝撃比
14	4	T_h	1.9 t	.175 g	.188 g	2.9 t	1.63
16	4	T_h+B_1	1.9 t	.263 g	.61 g	6.0 t	3.16
17	4	$T_h+B_1+B_2$	1.9 t	.465 g	.83 g	6.9 t	3.61
18	8	T_h	3.64 t	.244 g	.38 g	8.0 t	2.22
20	8	T_h+B_1	3.64 t	.277 g	.46 g	10.0 t	2.78
21	12	T_h	5.4 t	.237 g	.105 g	7.2 t	1.33
22	12	T_h+B_1	5.4 t	.295 g	.41 g	12.4 t	2.30
24	16	T_h	7.1 t	.22 g	.13 g	10.4 t	1.46
25	16	T_h+B_1	7.1 t	.29 g	.35 g	15.7 t	2.20

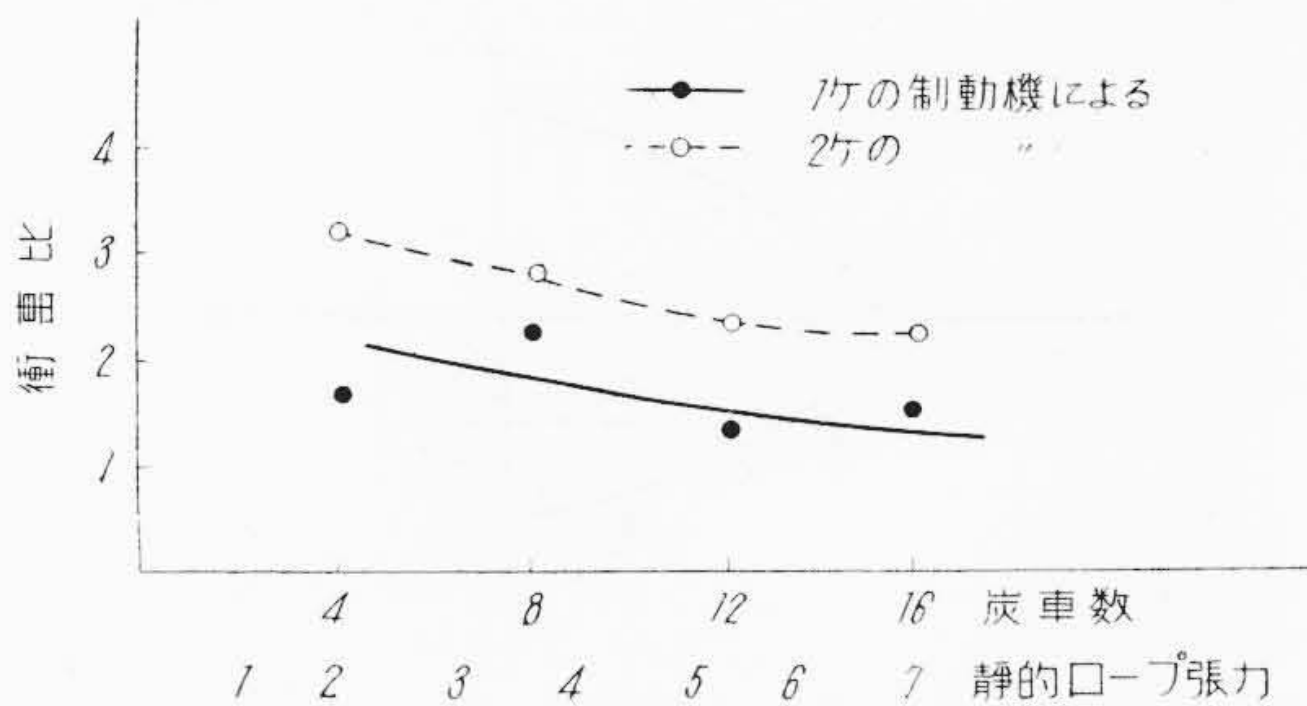


第 11 図 炭車数と巻胴減速度および炭車上昇加速度の関係

Fig. 11. Relation between No. of Car Deceleration and Car Acceleration

(5) 実験結果の整理

前記各場合のロープ張力、衝撃比、減速終期の減速度、炭車の停止後第 1 回上昇時の加速度、静的ロープ張力な



第12図 炭車数と衝撃値の関係
Fig.12. Relation between No. of Car and Shock Factor

どを第3表に示し、第11図に静的ロープ張力（炭車数に比例する）と減速終期（停止直前）の巻胴の減速度および炭車の第1回上昇の加速度の関係を各制動条件について示した。第12図は作用制動機が1箇および2箇の場合、静的ロープ張力とシャクリによるその衝撃比がいかなる関係にあるかを示す。

第11図に見るごとく、巻胴減速度は制動機の作動箇数により少しく異なるが傾向は大差ない。シャクリ現象により炭車が上昇する加速度はかならずしも前記巻胴減速度との関連性はないようである。第12図の衝撃比についても同様のことがいえる。

[VI] シャクリ現象の分析

巻胴停止の指令後の巻胴の減速時の運動および炭車の運動について理論的に解析を行い、ロープの最大衝撃張力と振動の型式について実測結果と比較してほぼ満足すべき結果をえた。

計算の方法として Phase Plane による解析を試みた。

元来 Phase Plane とはある力学系において二つの状態量を縦軸と横軸にとり、時間を補助変数として状態量の変化を描いたもので、自動制御系の安定性の判定をするためにしばしば用いられる方法であるが、摩擦やガタのある非線型の振動を解くのものにも有力な方法である。

今回はロープの伸び量 y を横軸にとり、その時間的変化率 \dot{y} を縦軸として Phase Plane を描いた。

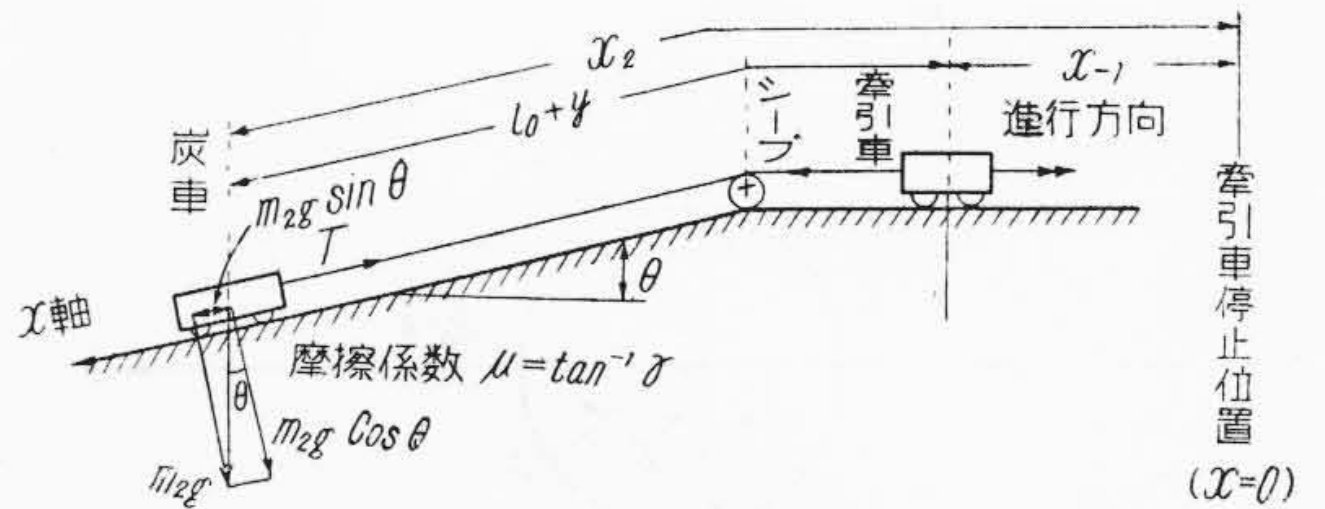
(1) 運動方程式

運動方程式を立てるに当り、つぎの仮定を設ける。

- 1) ロープは質量を有しないバネとする。かつその圧縮に対する抵抗力は零とする。
- 2) 走行抵抗は摩擦力のみとする。
- 3) 巻上機の減速度は一定とする。

[iv] 第13図のごとく巻上機を牽引車で置き換えて考える。

なお x 軸は図のごとくロープに沿つてとり、斜面を下



第13図 炭車と巻上機のスケルトン図
Fig.13. Skelton of Car and Winding Machine

る方向を正とする。

(A) ロープ張力 $T > 0$ の場合 ($y \geq 0$)

牽引車の加速度

$$\ddot{x}_1 = \alpha \dots \dots \dots (1)$$

炭車に関する運動方程式

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 (\sin \theta \pm \mu \cos \theta) g - T \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{or } m_2 \ddot{x}_2 = m_2 \sin(\theta \pm \gamma) g - T \dots \dots \dots (2')$$

$$\text{ただし } \tan \gamma = \mu, \quad \cos \gamma = 1$$

ロープの伸び

$$\left. \begin{aligned} \frac{y}{l_0} EA = T \\ \text{ただし } y = x_2 - x_1 - l_0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

ここに記号を説明すると

- m_1 : 巻上機の換算質量（牽引車の質量）
- m_2 : 炭車の質量
- x_1 : 巻上機の回転角の換算変位量（牽引車の移動距離）
- x_2 : 炭車の移動距離
- θ : 斜面の傾斜角
- μ : 炭車とレールとの間の摩擦係数
- g : 重力の加速度
- T : ロープの張力
- E : ロープのヤング率
- A : ロープの有効断面積
- l_0 : ロープの長さ ($T=0$ における)
- y : ロープの伸び量 ($T=0$ のとき $y=0$ とす)

なお (2) 式の複号はつぎのごとく区別する。

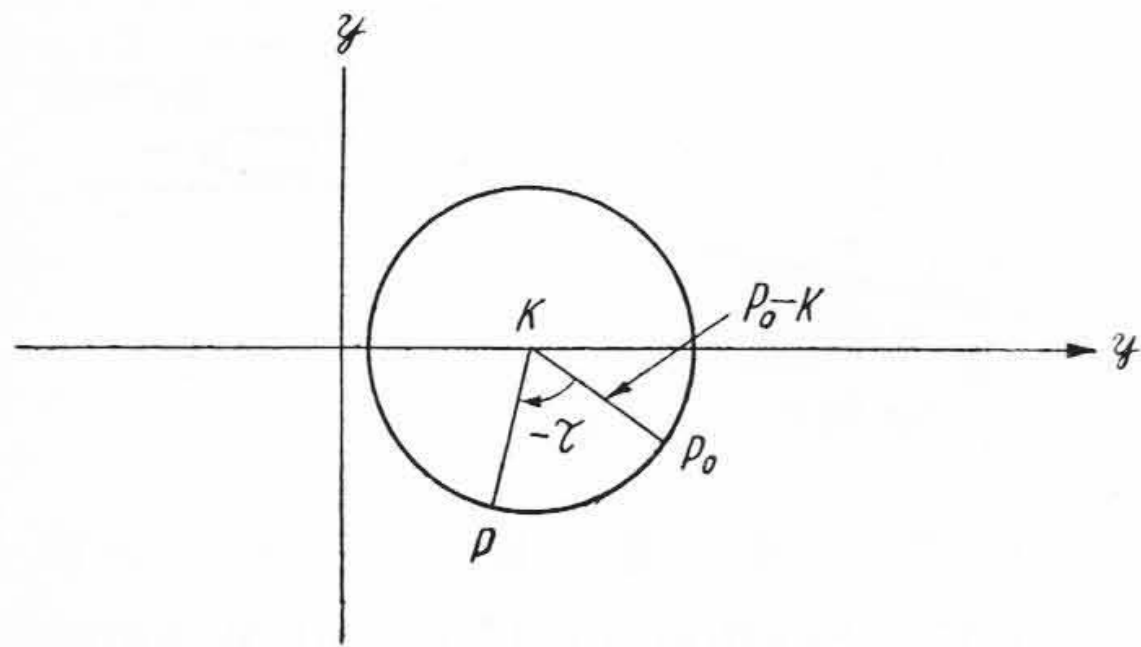
- $\left\{ \begin{aligned} x_2' > 0 \text{ のとき (炭車が降るとき) } &- \\ x_2' < 0 \text{ のとき (炭車が昇るとき) } &+ \end{aligned} \right.$

(1)(2)(3) 式より x_1, x_2 を消去して y についての微分方程式を作る。

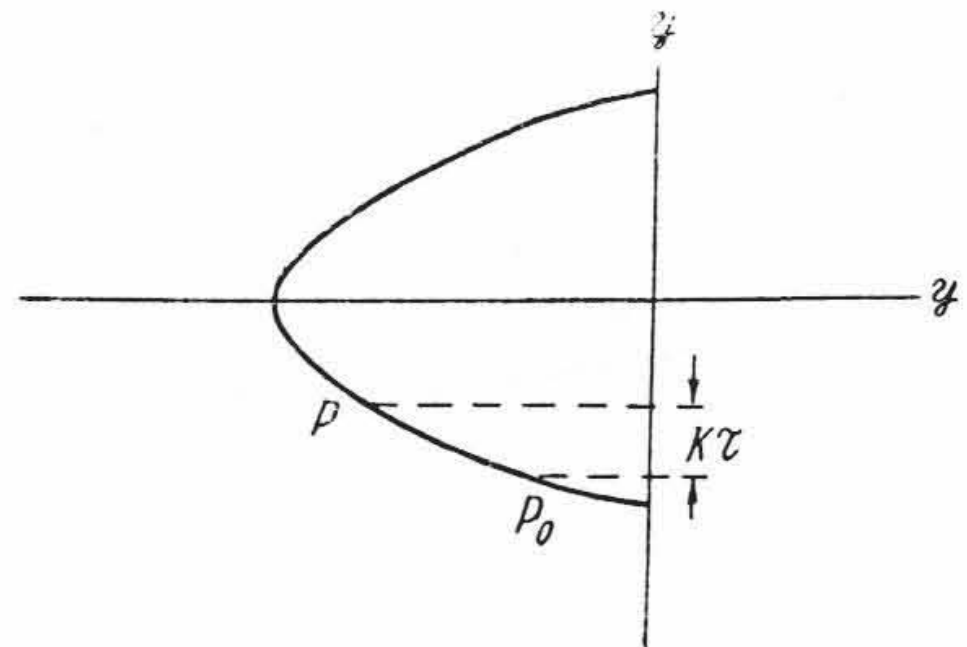
$$y'' + \frac{EA}{l_0 m_2} y + \alpha - \sin(\theta \pm \gamma) g = 0 \dots \dots \dots (4)$$

こゝで簡単にするためつぎのごとき置き換えを行う。

$$\left. \begin{aligned} \frac{EA}{l_0 m_2} &= \omega^2 \\ \alpha - \sin(\theta \pm \gamma) g &= -K\omega^2 \\ \tau &= \omega t \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5)$$



第14図 フェーズプレーン
Fig.14. Phase Plane



第15図 フェーズプレーン
Fig.15. Phase Plane

しかるときは(4)式は次式のごとくきわめて簡単な形になる。

$$\ddot{y} + y - K = 0 \dots\dots\dots (4')$$

ただし $y = \frac{d^2y}{d\tau^2} = \frac{1}{\omega^2} \ddot{y}$ (\ddot{y} は τ に関する微分, \ddot{y} は t に関する微分を表わす。)

つぎに y と \dot{y} に関する Phase Plane を作るために Phase Plane 上の点 P を複素数で表わす。

$$P = y + i\dot{y} \dots\dots\dots (6)$$

$$(6) \text{ 式より } \dot{P} = \dot{y} + i\ddot{y}$$

$$\therefore P - i\dot{P} = y + i\dot{y} - i(\dot{y} + i\ddot{y}) = \ddot{y} + y \dots\dots (7)$$

(4') および (7) 式より IP に関するつぎの微分方程式をうる

$$P - i\dot{P} - K = 0 \dots\dots\dots (8)$$

(8) 式を解けば

$$P = (P_0 - K)e^{-i\tau} + K \dots\dots\dots (9)$$

ただし $\tau=0$ における P を P_0 とする。

(9) 式は Phase Plane 上では K を中心とし $(P_0 - K)$ を半径とする円を表わし, 角速度は -1 であることを示す。すなわちこれを図示するならば第14図のごとくなる。

(B) ロープ張力 $T=0$ の場合 ($y \leq 0$)

この場合は(A)で立てた運動方程式で $T=0$ とおけばよい。ただしこの場合には(3)式の上の式は成立しない。

しかしロープの伸びに関する式

$$y = x_2 - x_1 - l_0$$

はそのまゝたるみ量を表わす式として成立する。そこで

(A) の運動方程式に $T=0$ を代入すると

$$\ddot{x}_1 = \alpha \dots\dots\dots (10)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 \sin(\theta \pm \alpha) g \dots\dots\dots (11)$$

$$y = x_2 - x_1 - l_0 \dots\dots\dots (12)$$

(10)(11)(12) 式より x_1, x_2 を消去して次式をうる。

$$\ddot{y} + \alpha - \sin(\theta \pm \alpha) g = 0 \dots\dots\dots (13)$$

ここでやはり時間の unit を変えて

$$\begin{cases} \tau = \omega t \\ \alpha - \sin(\theta \pm \alpha) g = -K\omega^2 \end{cases}$$

とおけば(13)式はつぎのごとくなる

$$\ddot{y} - K = 0 \dots\dots\dots (13')$$

(13') 式を積分して y および \dot{y} を求めると

$$\begin{cases} \dot{y} = K\tau + \dot{y}_0 \\ y = \frac{K}{2}\tau^2 + \dot{y}_0\tau + y_0 \end{cases}$$

ただし \dot{y}_0 および y_0 は $\tau=0$ における \dot{y} および y の値である。

これら二式を(6)式に代入すれば

$$P = \left(\frac{1}{2} K\tau^2 + \dot{y}_0\tau + y_0 \right) + i(K\tau + \dot{y}_0) \dots\dots (14)$$

(14) 式は拋物線を表わし, \dot{y} の変化速度が K に等しいことを示す。これを図示すると第15図のごとくなる。

(2) iso-cline

前節において Phase Plane 上の曲線の性質がわかつたのでつぎに実際に Phase Plane を描く上に必要な iso-cline を求める。

(A) ロープ張力 $T > 0$ の場合 ($y \geq 0$)

前節(4')式 $\ddot{y} + y - K = 0$ において

$$\ddot{y} = \frac{d\dot{y}}{d\tau} = \frac{d\dot{y}}{dy} \cdot \frac{dy}{d\tau} = \dot{y} \frac{d\dot{y}}{dy} \dots\dots\dots (15)$$

なる変形を行えば(4')式は y と \dot{y} についての微分方程式となる。

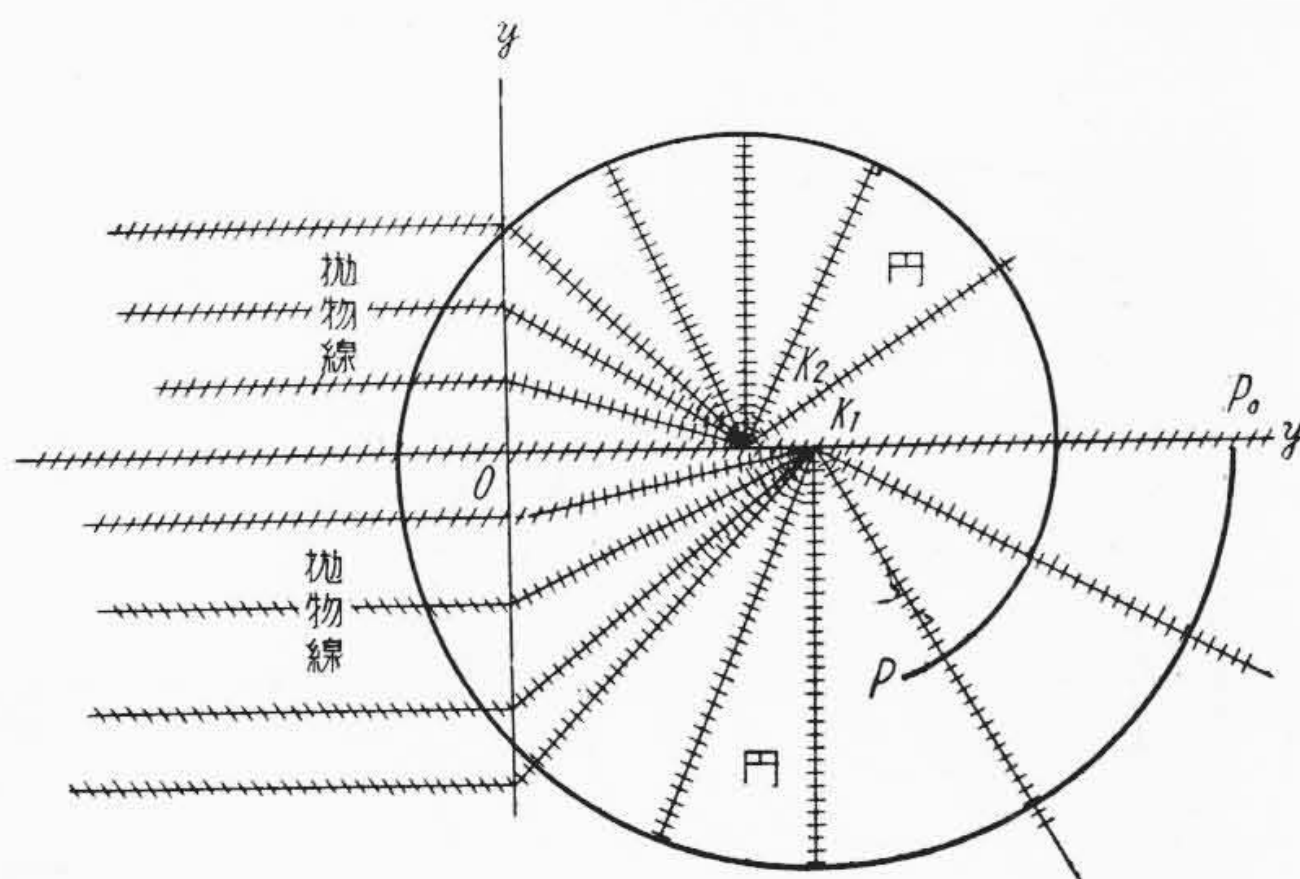
$$\dot{y} \frac{d\dot{y}}{dy} + y - K = 0 \dots\dots\dots (16)$$

(16) 式において $\frac{d\dot{y}}{dy} = a \text{ const.}$ とおけば, (16) 式の表わす曲線群の勾配が等しい点の軌跡すなわち iso-cline が求められる。

$$\left. \begin{aligned} a\dot{y} + y - K &= 0 \\ \text{or } \dot{y} &= -\frac{1}{a}y + \frac{K}{a} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

(17) 式は K ($y=K, \dot{y}=0$) なる点を通る直線群を表わし, 方向係数 $-\frac{1}{a}$ なる直線上では $\frac{d\dot{y}}{dy} = a$ となっている。

すなわち(17)式の直線群と(16)式の曲線群とは直交する。これは前節において求めた(16)式の曲線群が K ($y=K, \dot{y}=0$) となる点を中心とする同心円の集りで



第16図 フェーズプレーンとアイソクライン
Fig.16. Phase Plane and Isocline

あるという結果から当然のことである。

(B) ロープ張力 $T=0$ の場合 ($y \leq 0$)

前節(13')式 $\ddot{y}-K=0$ において(15)式の変形を行えば

$$\dot{y} \frac{d\dot{y}}{dy} - K = 0 \dots\dots\dots (18)$$

(18)式において $\frac{d\dot{y}}{dy} = a \text{ const.}$ とおけば、(18)式の表わす曲線群の勾配が等しい点の軌跡、すなわち isocline が求められる。

$$\left. \begin{aligned} a\dot{y} - K &= 0 \\ \text{or } \dot{y} &= \frac{K}{a} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

(19)式は y と \dot{y} の座標において y 軸に平行な直線群を表わす。しかも $\dot{y} = \frac{K}{a}$ なる直線上では $\frac{d\dot{y}}{dy} = a$ であつて、これは(17)式を用いて ($y=0, \dot{y} = \frac{K}{a}$) なる点における $\frac{d\dot{y}}{dy}$ を求めても等しい値がえられる。(A), (B) でえられた結果を図示すると第16図のごとくなる。

第16図の曲線に時間の目盛をつけておけば、任意の時刻における y と \dot{y} の値が直ちに求められる。また(3)式を用いれば y の値からロープの張力 T が計算される。

(3) 摩擦係数 μ について

摩擦力は炭車とレールの間の転り摩擦力 F_2 とロープとガイドローラおよびシーブの間の摩擦力 F_0 とに分けられる。

いま炭車とレールの間の摩擦係数を μ_2 、ロープとガイドローラおよびシーブの間の摩擦係数を μ_0 としロープの質量を m_0 とすれば

$$F = F_2 + F_0 = (\mu_2 m_2 + \mu_0 m_0) g \cos \theta \dots\dots (20)$$

ゆえに炭車とレールの間の見掛上の摩擦係数 μ は

$$\mu = \frac{F}{m_2 g \cos \theta} = \mu_2 + \frac{m_0}{m_2} \mu_0 \dots\dots\dots (21)$$

すなわち見掛上の摩擦係数 μ の値は μ_2 と μ_0 により

定まり、ロープの長さが一定の場合(したがつて m_0 一定)には炭車の質量 m_2 が小さいとき程大きくなる。

(4) 数値計算

一例として16函巻上の場合(オツシロ No. 25)の計算を示す。

$$m_2 = \frac{1,400}{9.8} \times 16 = 2,288 \text{ kg s}^2/\text{m}$$

$$\theta = 18^\circ$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$E = 9,450 \text{ kg/mm}^2$$

$$l_0 = 250 \text{ m}$$

$$A = 410.87 \text{ mm}^2 \approx 411 \text{ mm}^2$$

$$\mu = 1/8 \quad \therefore r = \tan^{-1} \mu = 44'$$

この度の実験では l_0 は 230 m ないし 260 m で行つたが、計算では 250 m とした。

上記の常数よりつぎの値が計算される。

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{\frac{EA}{l_0 m_2}} = \sqrt{\frac{9,450 \times 411}{250 \times 2,288}} \\ &= \sqrt{6.8} = 2.6 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

またオツシロ (No. 25) より減速度は二段に変化しており、そのおのおのの値は

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha_1 &= 0.088 \text{ g} \quad (t_1 = 1.2 \text{ s}) \\ \alpha_2 &= 0.29 \text{ g} \quad (t_2 = 0.92 \text{ s}) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \sin(\theta + r)g &= 0.321 \text{ g} \\ \sin(\theta - r)g &= 0.296 \text{ g} \end{aligned} \right.$$

これらの値から Phase Plane 上の円の中心を求めると、

$$\begin{aligned} \text{A点では: } K &= -\frac{1}{\omega^2} (\alpha_1 - \sin(\theta + r)g) \\ &= 0.0343 \text{ g} = 0.336 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{C点では: } K &= -\frac{1}{\omega^2} (\alpha_2 - \sin(\theta + r)g) \\ &= 0.00455 \text{ g} = 0.0446 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{E点では: } K &= -\frac{1}{\omega^2} (-\sin(\theta + r)g) \\ &= 0.0472 \text{ g} = 0.463 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{F点では: } K &= -\frac{1}{\omega^2} (-\sin(\theta - r)g) \\ &= 0.0435 \text{ g} = 0.426 \end{aligned}$$

また角速度 $\dot{\beta}$ は(9)式で求めたように $\dot{\beta} = -1$ である。ゆえに

$$\begin{aligned} \beta' &= \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = u\dot{\beta} \\ &= -\omega = -2.6 \text{ rad/s} = -149 \text{ deg/s} \end{aligned}$$

また Phase Plane 上で $y \leq 0$ の範囲での状態点の変化速度を求めると、A点に対応する拋物線上では

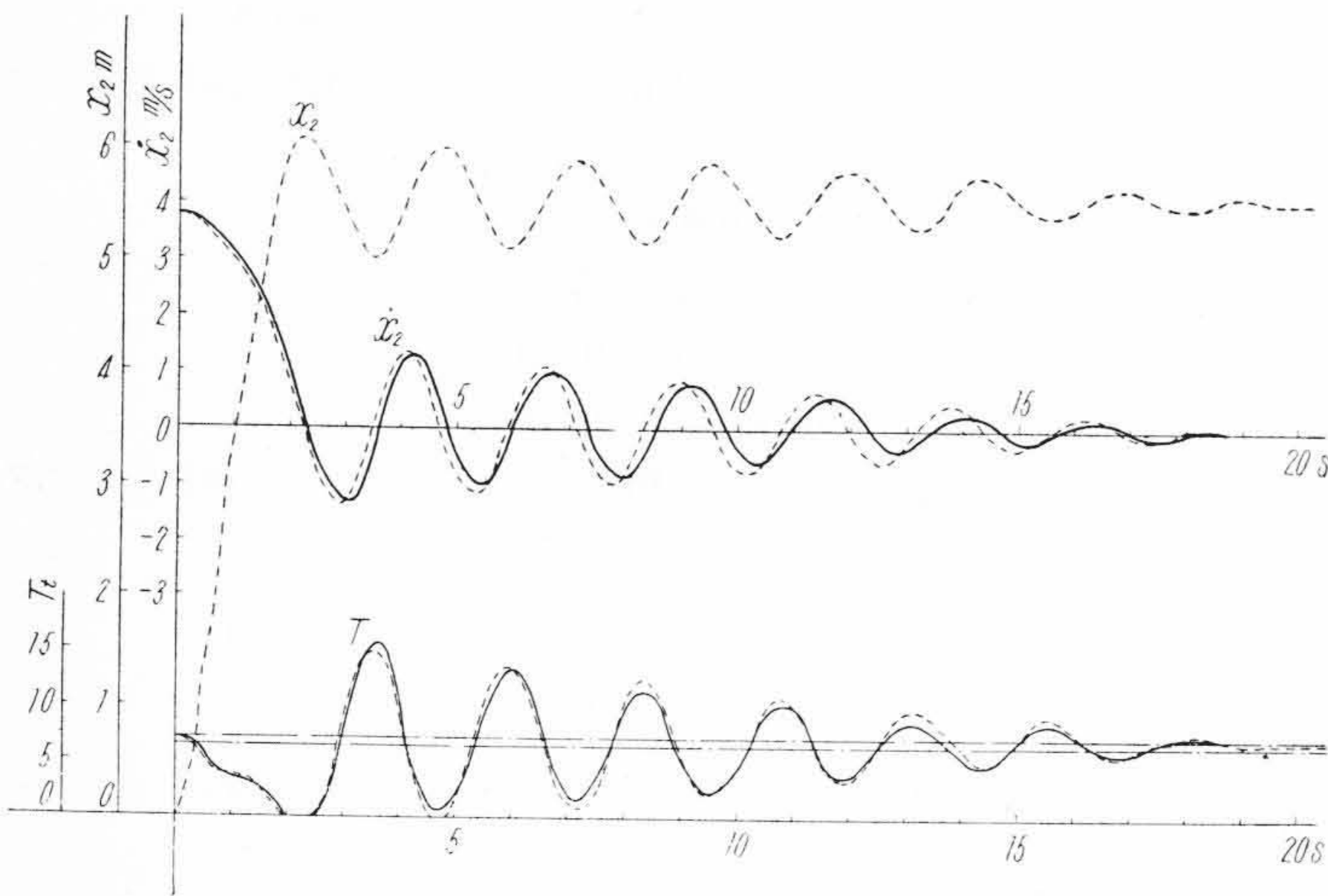
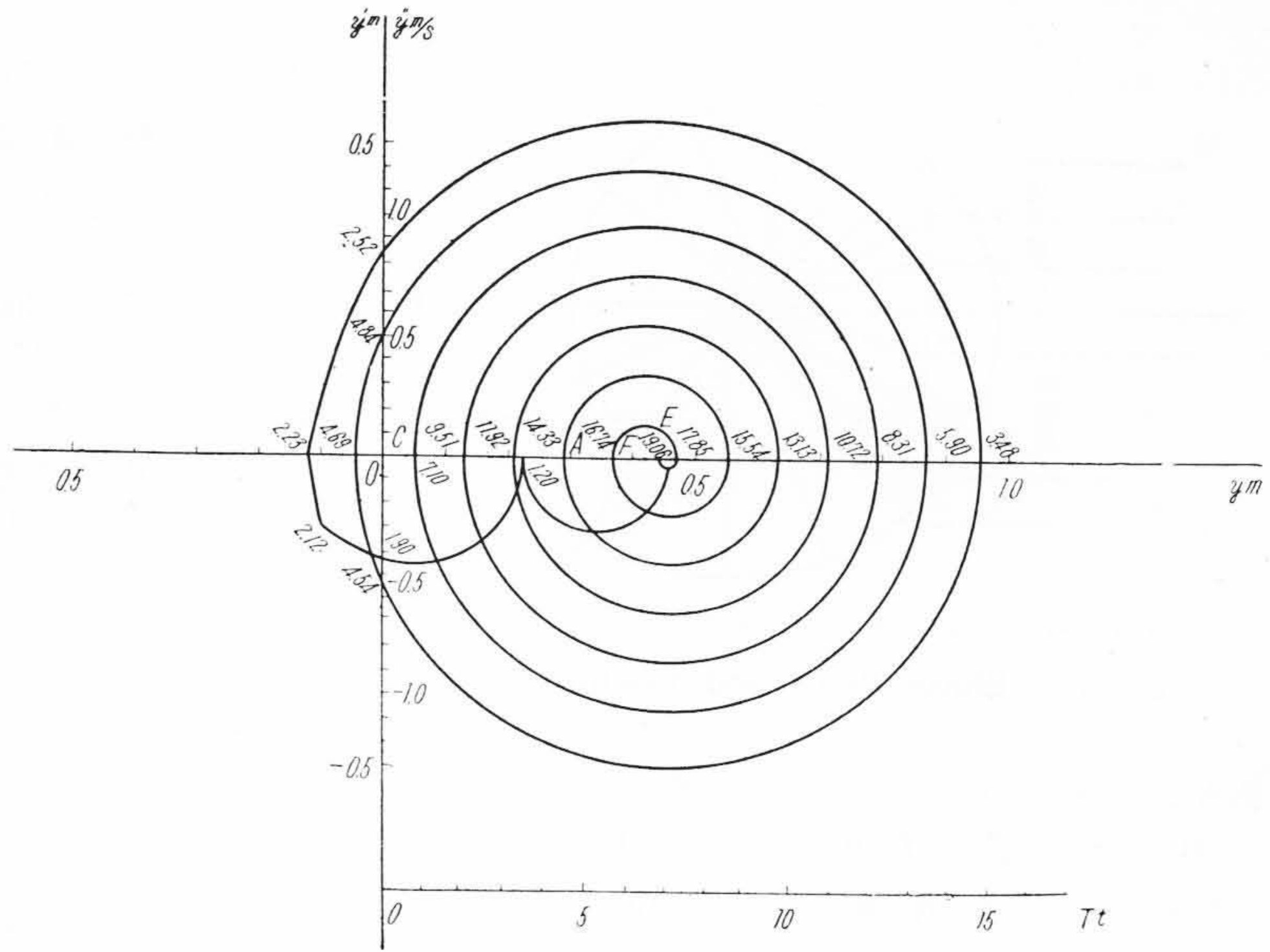
$$\frac{d\dot{y}}{dt} = \frac{d\dot{y}}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \omega \ddot{y} = \omega K = 0.874$$

同様にC点では 0.116

同様にE点では 1.20

第17図
16 函巻上時のフェーズプラン

Fig. 17.
Phase Plane for 16 Tub Winding



第18図
実験と解析との比較

Fig. 18.
Comparison between Test and Analysis

第4表 解析の結果
Table 4. Result of Analysis

	計 算 値	実 験 値
最大衝撃力	15 t (3.48 s)	15.7 t (3.65 s)
最大シャクリ距離	0.12 m (2.23 s)	
振 動 山 数	7 山	7 山
振 動 周 期	2.41 s	2.35 s

曲線上に附記された数字は制動指令を発生してからの時刻である。この図からつぎのごとき第4表を作つた。

上表中()内の数字はその事態の生ずる時刻を示す。また振動周期はロープがたるまなくなつてからの周期を示す。

また第17図をオツシロと比較すると第18図のごとなる。実線は実験値を表わし点線は計算値を表わす。

同様にF点では 1.11
最後にPのτ=0における値P₀を求めると

$$P_0: \begin{cases} y = \frac{m_2 y}{EA} l_0 \sin(\theta + r') = 0.463 \\ \dot{y} = 0 \end{cases}$$

以上の数値から第17図のごときPhase Planeがえられる。

[VII] 考 察

前述と同様の計算法により4函, 8函, 12函の各場合についても計算した。その結果を検討すればつぎのごとなる。

(1) 最大衝撃力

最大衝撃力は実測値を100%とすると, 計算値の方は

3~15% 小さい値を示している。

(2) 振動周期

振動の初期においては計算上も実験上も周期は大きくなっているが、これはロープがたるむためである。またロープがたるんでいる間は摩擦力が周期を左右する。

その理由は Phase Plane の拋物線上での P の移動速度が

$$\frac{dy}{dt} = \omega y'' = -\frac{1}{\omega}(\alpha - \sin(\theta \pm r)g)$$

で表わされるように摩擦力の項を含むからである。そこで計算値と実験値とを比較すると、ロープがたるまなくなつてからの周期はよく一致しているが、ロープがたるんでいる間は実験値の方が計算値より周期が大きくなっている。これは実際の摩擦力の計算で仮定した摩擦力が振動の初期には一致していないためであろう。

(3) 減衰

減衰については計算、実験ともに最初の2山位で大きく減衰し、あとは直線的に減衰している。これもロープのゆるみのためである。しかし計算と実験とを比較すると計算上では減衰の割合が実際より少ない。これも実際には衝撃力の加わるたびに硬(ズリ)が車のうちで動きエネルギー損失がおこるためと考えられる。このエネルギー損失は硬の動きの大きい振動の初期では大で逐次減少する。したがって見掛上最初のうちは μ が大きく、次第に μ が小さくなつて行くことになる。計算上では μ を一定とし平均された μ をとつたため、最初は実際より減衰が少く後では実際より減衰が大きく現われた。ゆえにいつそう実際に近い結果を計算からうるためには計算で速度に比例する抵抗力の項を加えればよいであろう。

(4) 巻胴減速度

非常制動の発令後実際の制動力が働くまでに時間遅れがあり、この間は重力により自然減速を行つているわけである。すなわち減速曲線はかならず2段以上になるがこれを計算に入れないと実測とは合わない。

また衝撃張力は巻胴減速度のみにより左右されるものではなく減速の時間的経過により変るもので巻胴減速が始まつてから停止するまでの間既に巻胴と炭車間には相互振動を行つているゆえ減速度は大きくても丁度うまい

位置で停止すれば炭車のその後の振動が小さくなることもありうる。

(5) 停止位置

第17図にみるごとき振動状況で巻上機から炭車停止位置までの距離 l_0 が最大衝撃力におよぼす影響を考察する。すなわち l_0 が違えば ω が違い炭車停止前の振動角度が大あるいは小となり最大衝撃力が変つてくる。たとえば l_0 が非常に短くなると ω が大となるのでちよつとした減速度の変化、傾斜、走行抵抗などの変化などにより最大の衝撃張力が現われる場合と最少の衝撃張力で済む場合とがある。

一般に停止距離が長くなるにしたがい、次第に安定した最大衝撃張力となりまたその値も小さくなる。

(6) 坑道傾斜

坑道傾斜が小なる場合もし均一傾斜である場合は一般にこれに相当するだけ炭車を増す(あるいはロープを小にする)ことになるゆえ大きな影響はないが急傾斜から停止前後緩傾斜に変るごとき場合には第17図のA円およびC円は大きくなり(5)と同様ちよつとした変化により衝撃張力は最大になつたりあるいは小さくなつたりする。

実験のごとき非常停止を考えない場合でも坑道傾斜のvariety目が丁度減速位置にあるごとき状況にするとやはり同様の危険性がでてくる。

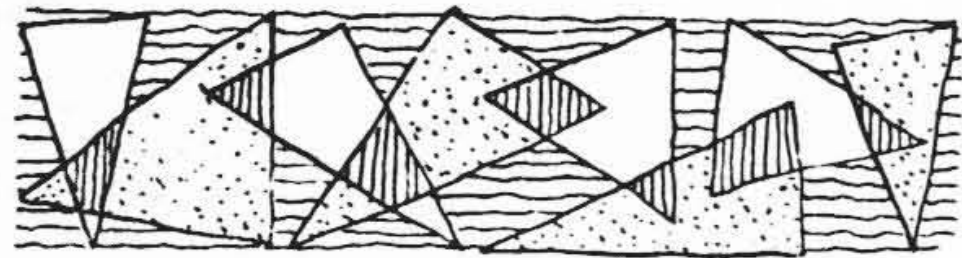
なお巻下げ時に制動した場合あるいは巻上機の制動力を一定であると仮定した場合のロープ張力も全く同じ方法によつて解析できるが、今回は紙面の関係で割愛する。

[VIII] 結 言

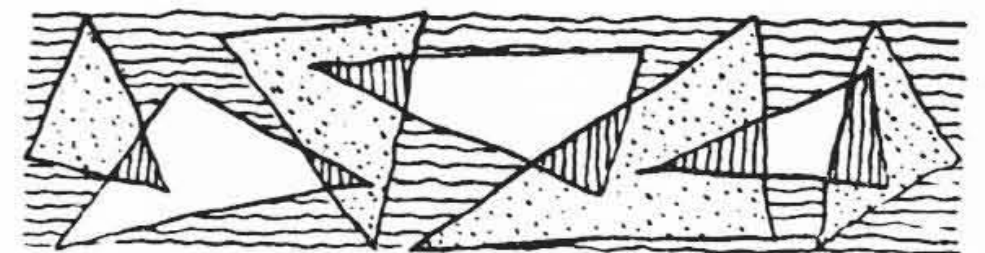
本実験および解析により斜坑巻上機急停止時シヤクリ現象によりロープに加わる最大衝撃力の値、および傾向を知ることができ、坑道条件すなわち傾斜、停止位置および巻上機の制動方法などについてうるところ大であつた。

本実験は日産鉱業株式会社江迎鉱業所上山所長、堀永課長はじめ関係各位の絶大な援助の下に行われたもので厚く感謝の意を表するものである。





特 許 と 新 案



最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その2)

(第30頁から続く)

区 別	登録番号	名 称	工場別	氏 名	登録年月日
実用新案	420253	押 卸 ス イ ッ チ	日立工場	酒 井 真 平 小 池 吉 男	29. 11. 20
"	420254	縦 軸 回 転 子 線 輪 落 下 防 止 装 置	日立工場	小野崎 一 男	"
"	420256	補 極 線 輪	日立工場	坪 秀 雄	"
"	420257	回 転 電 機 軸 受 部 の 油 漏 れ 防 止 装 置	日立工場	小野崎 一 男	"
"	420258	電 機 子 巻 線	日立工場	菅 野 政 雄	"
"	420260	フ ラ イ ホ イ ル 付 電 動 機	日立工場	菅 原 忍	"
"	420261	大 型 電 動 機 用 ス パ イ ダ ー	日立工場	菅 原 忍	"
"	420262	電 機 回 転 子	日立工場	大 森 馥	"
"	420266	同 期 機 の 突 出 磁 極	日立工場	菅 原 忍	"
"	420267	変 圧 器 用 放 熱 器	日立工場	滑 川 清	"
"	420269	突 出 磁 極 型 回 転 電 機 の 回 転 子 組 立 装 置	日立工場	高 木 正 吉 高 橋 昭	"
"	420272	縦 軸 水 車 発 電 機	日立工場	滑 川 清	"
"	420273	函 入 電 気 器 取 付 盤	日立工場	横 山 二 郎	"
"	420274	液 流 継 電 器	日立工場	横 山 二 郎 角 田 勝 美	"
"	420275	電 気 車 用 制 御 器 箱	日立工場	高 橋 健 造	"
"	420283	回 転 型 マ ク レ オ ー ド ゲ ー ジ	日立工場	宮 崎 徳 太 郎	"
"	420288	敷 設 配 線 固 定 装 置	日立工場	宮 崎 徳 太 郎	"
"	420298	直 流 機 補 償 線 輪 支 持 装 置	日立工場	田 附 修 雄 菅 野 政 雄	"
"	420300	断 路 器 の 空 気 力 操 作 装 置	日立工場	滑 川 清	"
"	420301	断 路 器 の 圧 縮 空 気 操 作 装 置	日立工場	加 藤 清 次	"
"	420236	自 動 弁	笠戸工場	小 野 栄 男 伊 達 正	"
"	420263	タ ン ク 車	笠戸工場	八 束 寛 一 大 江 昇	"
"	420277	タ ン ク 車 に お け る 高 圧 流 体 噴 出 防 止 装 置	笠戸工場	八 束 寛 一	"
"	420278	タ ン ク 車 に お け る 高 圧 流 体 噴 出 防 止 装 置	笠戸工場	薄 田 利 幸	"
"	420278	タ ン ク 車 に お け る 高 圧 流 体 噴 出 防 止 装 置	笠戸工場	八 束 寛 一	"
"	420240	巻 上 機 の 制 御 装 置	亀有工場	保 延 誠 治 渡 部 富	"
"	420251	ポ ン プ の 水 槌 作 用 防 止 装 置	亀有工場	寺 田 進 夫 橋 本 哲	"
実用新案	420252	ポ ン プ の 自 吸 装 置	亀有工場	山 内 章 正	29. 11. 20

(第60頁へ続く)