

液圧押上機による巻上機¹の速度制御

秋 田 六 郎*

Speed Control of A.C. Winders by Means of Servolifters

By Rokuro Akita
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

It is basic knowledge that the speed control of winding machines can be carried out by means of servolifter, using it with the main wound rotor type induction motor for its braking operation.

The purpose of the experiments here in described was to find some proper method which would enable the servolifter to exercise the remote control of the winding machine, reducing its speed automatically as well as stably.

The experiments were conducted in Kameari Works and the writer has reached the conclusion that such speed control is possible, if the appropriate operation duty is allowed for the machine.

[I] 緒 言

鉱山に使用する交流巻上機の遠方操作による速度制御については従来種々研究されているが、余りその実用例を見ないのが現状の様である。交流巻上機に交流液圧押上機を使用して速度制御の出来ることはすでに知られているが、今回この方式を大型巻上機の遠方操作に採用する目的でその諸性能の実験研究を行つた。実験は設備の都台工場内における無負荷試験であつたが、実用出来る見透しを得たので今回の実験について報告する次第である。

押上機を使用せる巻上機の速度制御の方法は種々考えられ、今回の実験に於ても周波数変換機及び不平衡トランスを併用して、低速より全速の広範囲にわたる実験を行つたのであるが、当面の目的が巻上機¹の速度を停止位置前に於て自動的に減速(約半速以下)させることにあつたので、本文に於ては、今回の実験中、自動機速の場合について紹介することにする。

[II] 巻上機¹の速度制御方式について

交流巻上機に交流押上機を使用して速度制御を行う方

* 日立製作所亀有工場

式は⁽¹⁾、一口に云えば交流押上機を巻上機のブレーキエンジンとして使用し、この押上機の操作用電動機を巻上機の主電動機(以後主電動機と呼ぶ)の二次電流により回転させる方式である。第1図は押上機の構造を示す。

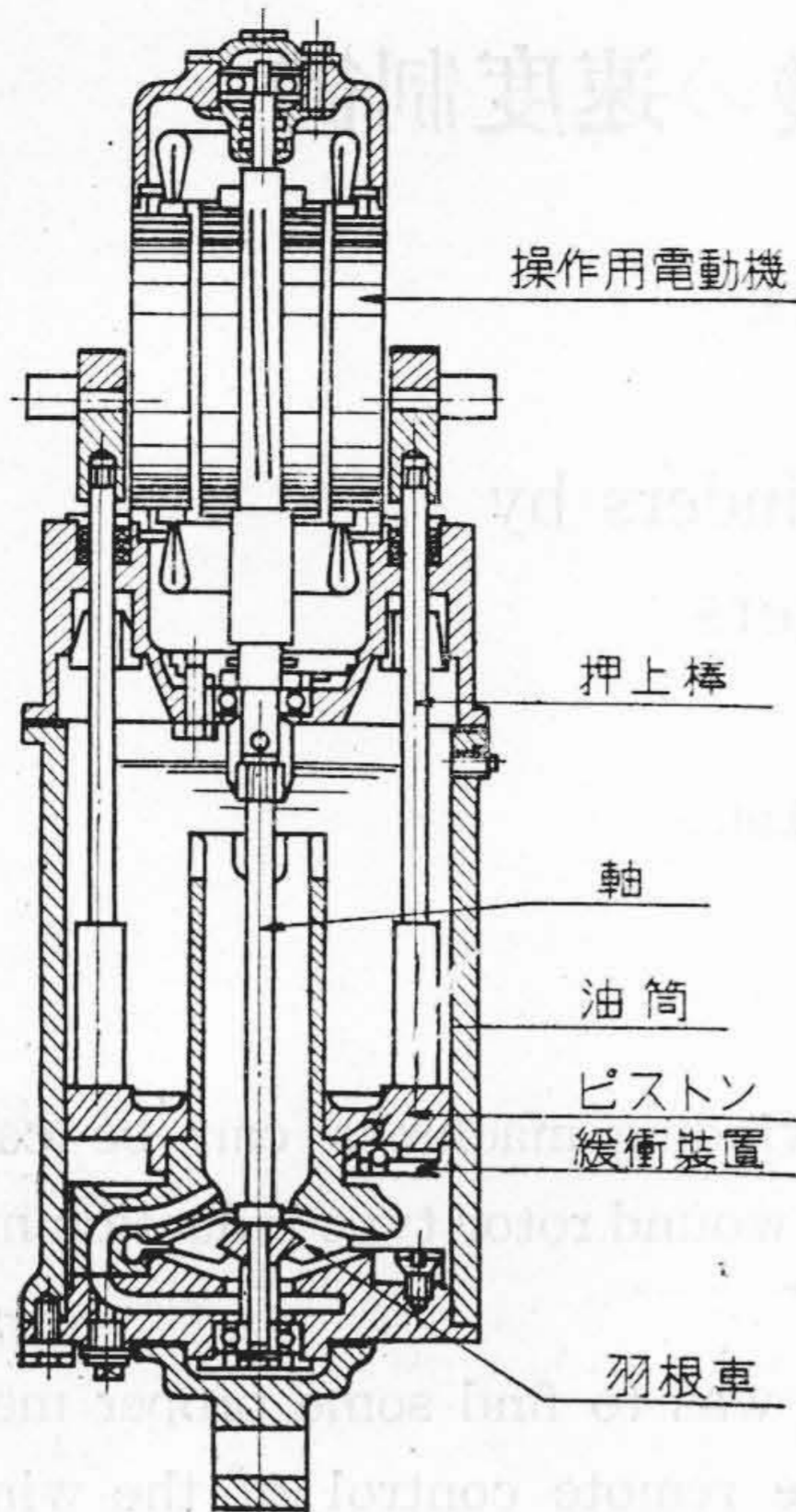
押上機をブレーキエンジンとして使用する要領は、押上機の押上力によりブレーキを弛め、押上力が減少すれば錘重の作用によりブレーキが締まるようにしてある。

押上機は第2図に示す如く、直接電源側に接続させる場合と、主電動機二次側に接続される場合がある。

第2図に於て切換スイッチを(4)側に入れると、押上機はブレーキを全く解くが、(5)側に入れると主電動機の回転速度を自動的に調整することになる。

主電動機²の速度と押上機による制動力との関係は第3図に示す如くである。

主電動機²の二次電圧及び二次周波数は滑りに比例する。従つて、滑りの変化に対する押上力の変化は第3図のP曲線のようにになる。ブレーキ用錘重に相当する押上機の押上力をWとすれば、 $W > P$ の間に於ては、曲線Bの高さで示すような制動力が巻上機のブレーキドラムに作用することになる。主電動機²の駆動回転力をT線³で示すように変えるとすれば、曲線BとT線との交点nに相当する回転速度に於て巻上機の運転が続け



第 1 図 押 上 機 構 造 図

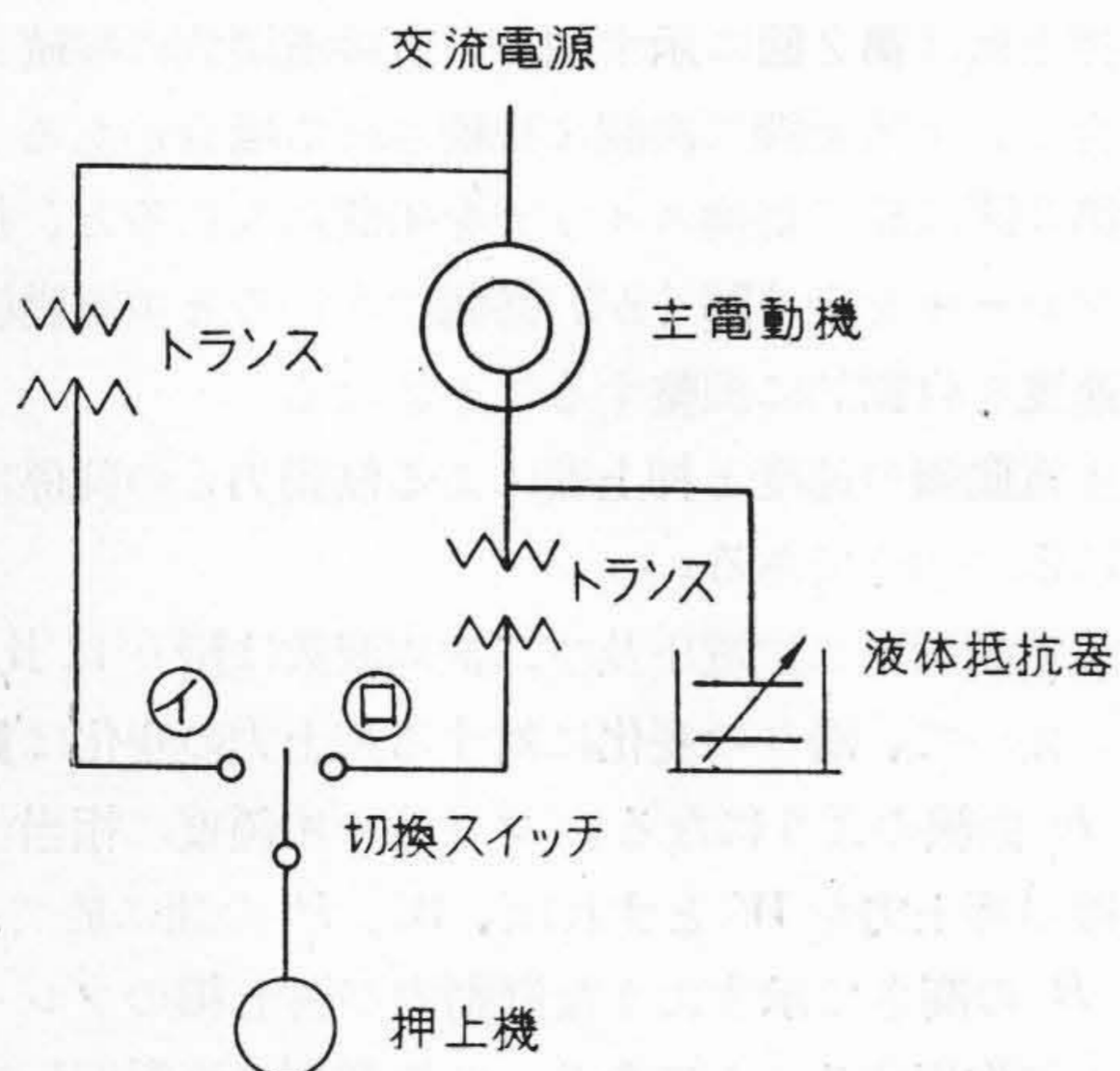
Fig. 1. Sectional Diagram of Servolifter

られる。本報告は巻上機が全速で運転中、押上機の励磁を(4)側より(2)側に切換えた時の減速状況に関する実験の結果を説明せるものである。

〔Ⅲ〕 実験に用いた巻上機等の仕様

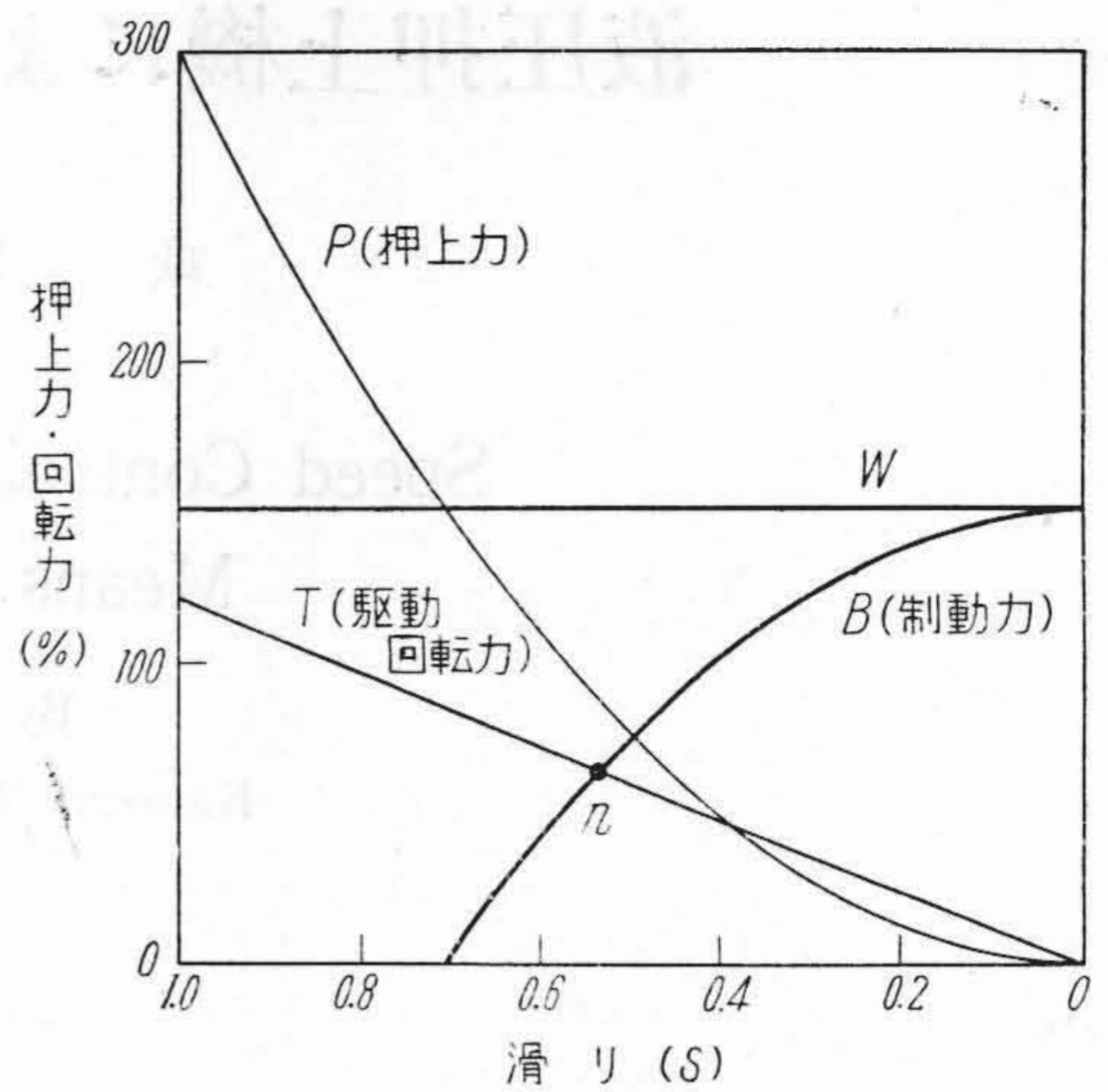
(1) 三菱崎戸鋳業所に納入する 350kW 堅坑巻で主要仕様は下記の如くである。第 4 図は本巻上機の外観である。

型 式 SD-NPA_P



第 2 図 押 上 機 接 続 要 領 図

Fig. 2. Connection Diagram of Servolifter



第 3 図 制 動 力 特 性 曲 線

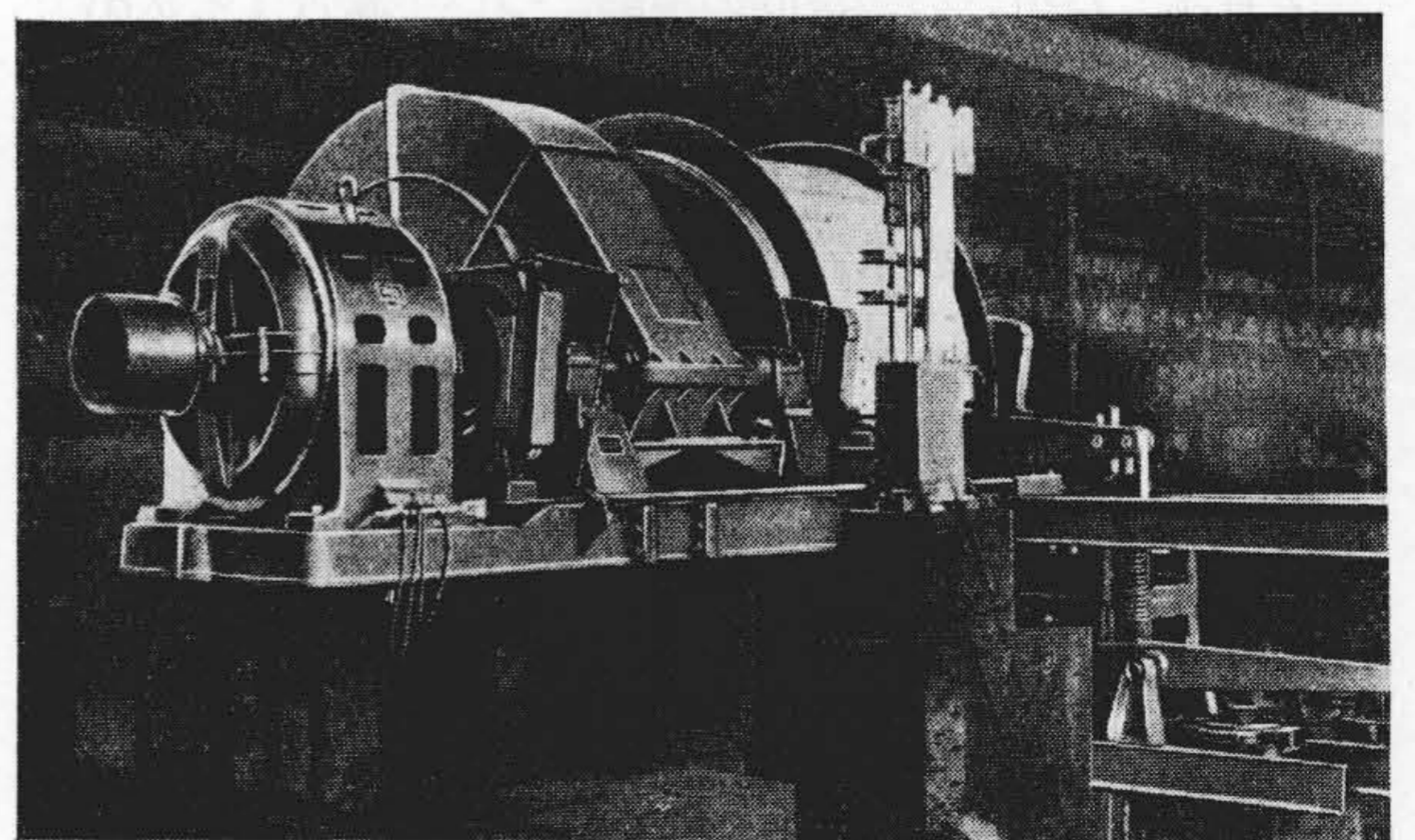
Fig. 3. Speed Characteristic Curve of Servolifter-operated Brake System

- ロープ張力 10,450kg
- 不平衡荷重 5,960kg
- 巻上速度 300m/min
- 巻胴直径 4,000mm

- (2) 主電動機 350kW, 400r.p.m. 型式 S-DQ
- (3) 押上機 容量 500kg×350mm 型式 H-S
- (4) 液体制御器 W₁₄-RI 型

〔Ⅳ〕 実験方法について

(1) 実験の方針 上述のような方式による自動減速においては、切換時における速度の下り過ぎ（以後谷と呼ぶ）が第 1 に問題となつてくる。谷を浅くすることができるか否かは、直接本方式の実用化ができるか否かを左右する鍵となる。本実験は如何にすれば減速時のハンチングの谷を浅くすることができるかを見出すのが目的であるので、次記の方針に従つて実験を行つた。



第 4 図 実験に用いた巻上機

Fig. 4. View of 350kW A.C. Winder

第1表 実験の組合せ及び結果
Table 1. Test Cases and Results of Experiment

オンログラム	組合せ	重量相当制動力(%)	最大制動力(%)	平均減加速度(%)	安定速度(%)	谷(%)	慣性 $m \cdot kg \cdot sec^2$	所要時間(秒)
No. 18		137	97	53.6	37	15	105	1.9
No. 32		85	60	25	52	5	83	2.6
No. 37		94.5	120	34.3	39	21.5	164	2.2
No. 38		47.2	91.5	16	49	4	197	3.4
No. 34		47.2	57	18.9	53	4	108	3.6

1. 制動力は主電動機定格回転力相当を100%とす。
2. 速度及び谷は主電動機同期速度を100%とす。
3. 慣性は第5図固定支桌に関するものを示す。
4. 所要時間とは第2図に於てスイッチを①から②に切換えてより、安定速度相当値まで降下するまでの時間を示す。

(A) ブレーキの強さが如何に影響するかを見るためにブレーキの強さを変えた。

(B) ブレーキ関係の慣性が如何に影響するかを見るために慣性を変えた。

(C) 押上機の応動性を見るために押上機端子電圧、油圧の発生状況、ブレーキレバーの動き及び制動力を測定した。

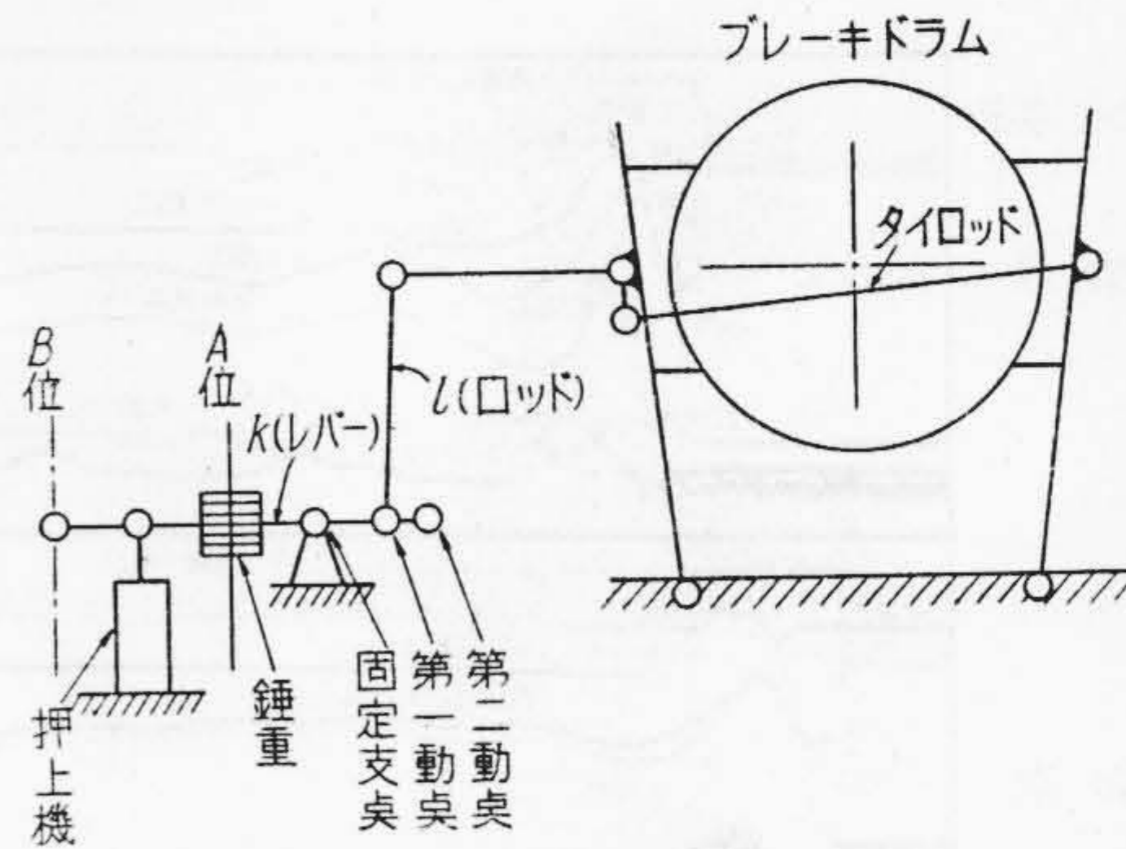
(D) ブレーキ関係の摩擦の影響を調べるために摩擦力を実測した。

以上の方針による組合せ及び実験結果を第1表に示した。

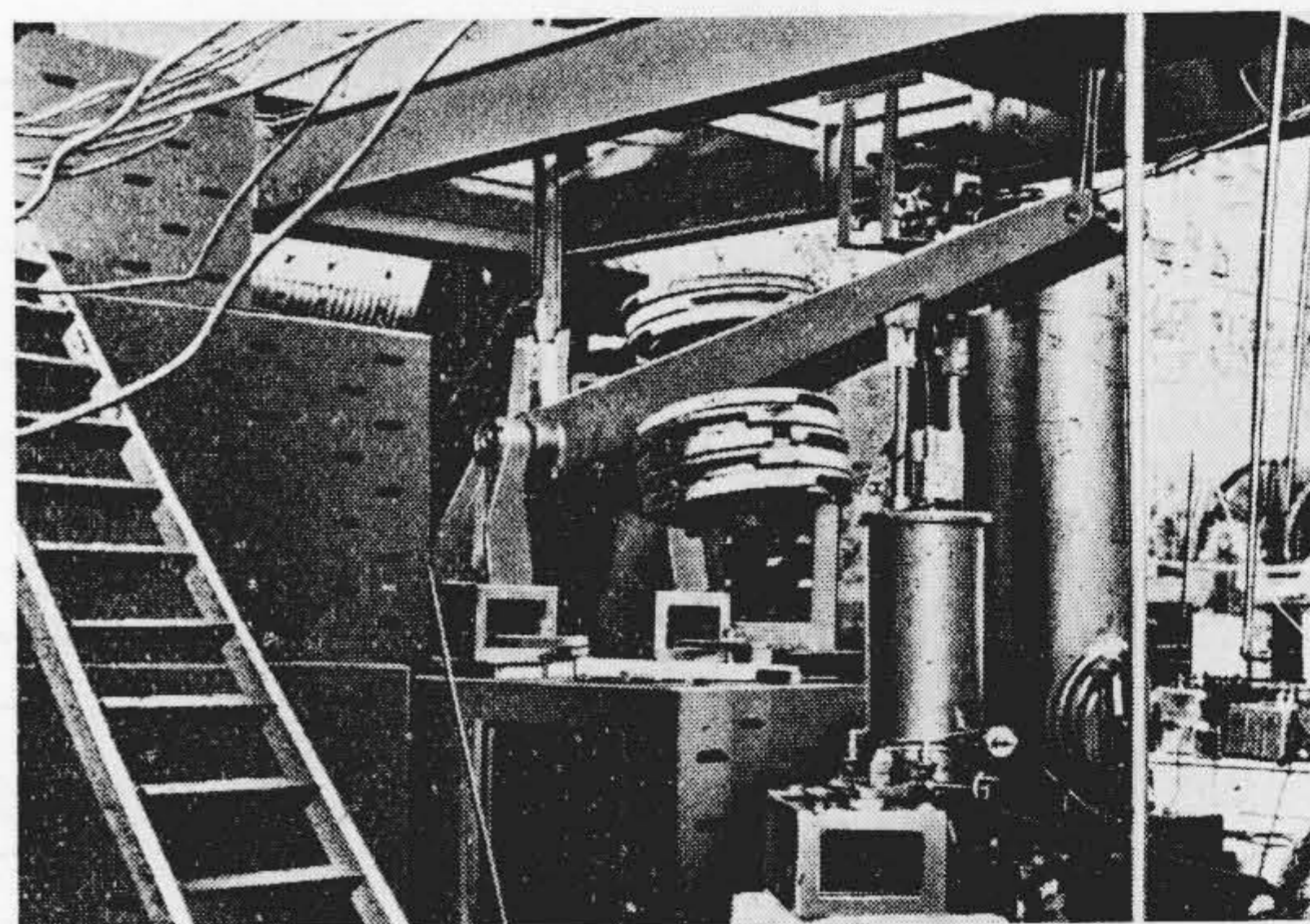
(2) 実験装置の概要。使用した巻上機等の仕様は前に述べた通りである。ブレーキは巻胴軸に作用するようにした。

実験時のブレーキ関係の作動状態は第5図に示すような配置にした。図中A位にある錘重をB位に移す目的は錘重を減少して固定支点に対する制動モーメントを同一にし、錘重の慣性モーメントを変えるためであり、また制動ロッド l の取付点をブレーキレバー k の右側の第1動点より第2動点に移す目的は、ブレーキドラムに加わる制動圧力を約半減するが、固定支点に関するブレーキ関係の慣性モーメントは殆んど変らない様にするためである。

第6図は錘重の位置をA位とし、ロッド l の取付点を第1動点にした場合を撮影したものである。



第5図 巻上機の制動装置要領図
Fig. 5. Skeleton Diagram for Braking Mechanism of Winder



第6図 ブレーキレバー部分
Fig. 6. View of Brake Lever Mechanism

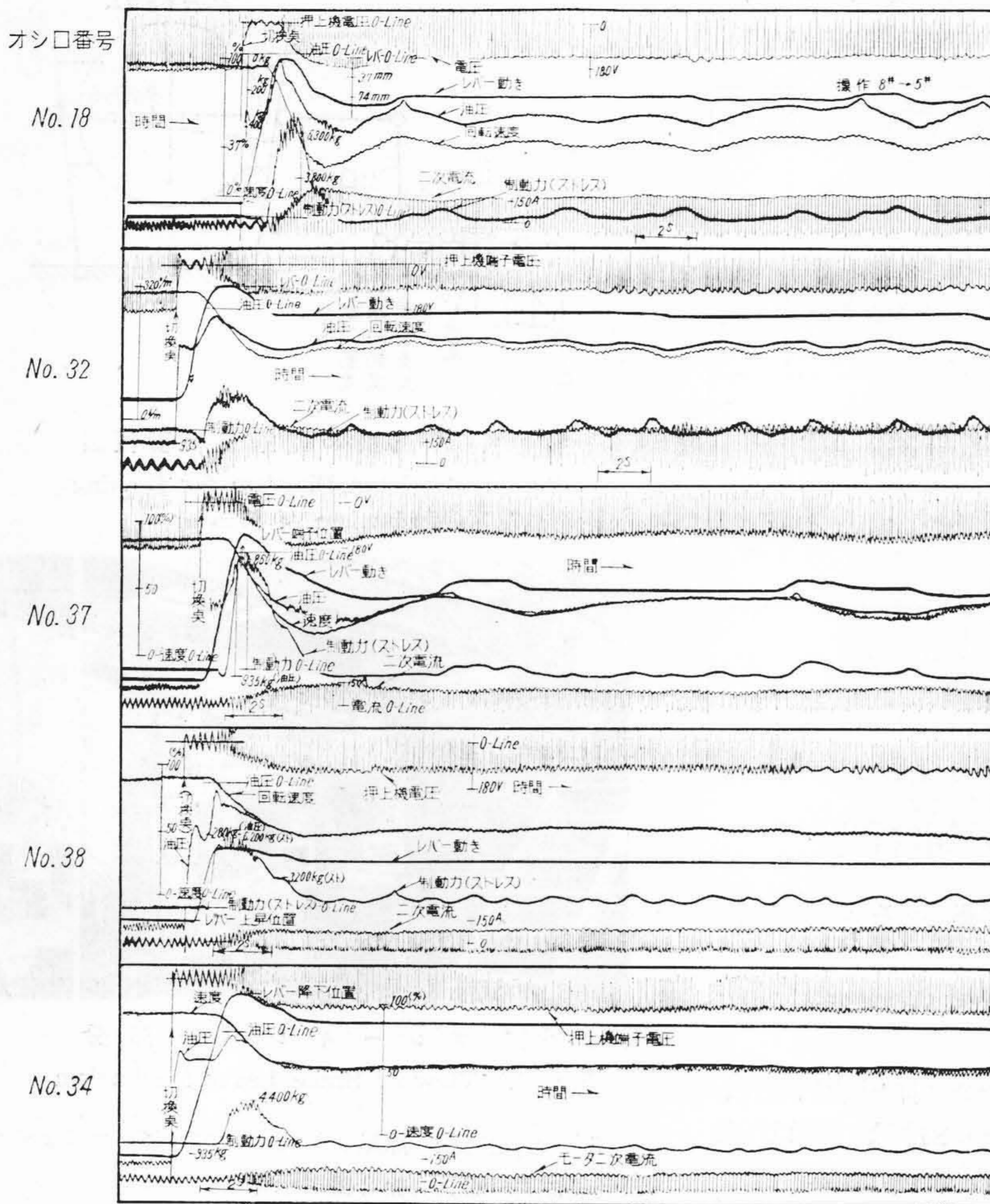
(3) 測定方法 原則としてオッシログラフによつた測定項目及び器具を第2表に示す。

[V] 測定結果

第7図は第1表に掲げる5種の組合せに対して行つた自動減速実験のオッシログラムを示す。それぞれのオッシログラムにはオッシログラム番号が記入してあるので第1表と照合されたい。オッシログラム No. 18 について見るに、巻上機速度は切換後約 0.8 sec にして降下し

第2表 測定項目と使用器具
Table 2. Apparatus Used for Oscillographs Elements

測定項目	使用器具
主電動機回転速度	速度計用発電機
押上機の油圧	磁歪式圧力計 ⁽³⁾
制動槓杆の動き	抵抗線
制動応力	光電管式歪計 ⁽⁴⁾
押上機の端子電圧	変成器
主要動機二次電流	変流器



第 7 図 実験結果のオツシログラム
Fig. 7. Oscillogram

始め 2.4 sec で最低となり、再び上昇して以後約 37% 速度辺りを上下している。

制動レバーは、スイッチの切換えと殆んど同時に錘重と共に降下し始め、約 1.2sec 後に落ち切つて間もなく上昇し、以後は大体安定している。

押上機内の油圧は、切換えと同時に降下し始めるが、途中で一時安定し、再び下降し 1.2sec 後に最低となり直ちに上昇し始めている。

制動力は切換え後約 0.8 sec で急に増大し、約 3 sec 後に基線にもどつて殆んど零となつている。

押上機に加わる電圧は巻上機が降下すると共に増大し、約 2.9sec 後最大となつている。

主電動機の二次電流もほぼ上記の電圧と同様な傾向をたどつている。

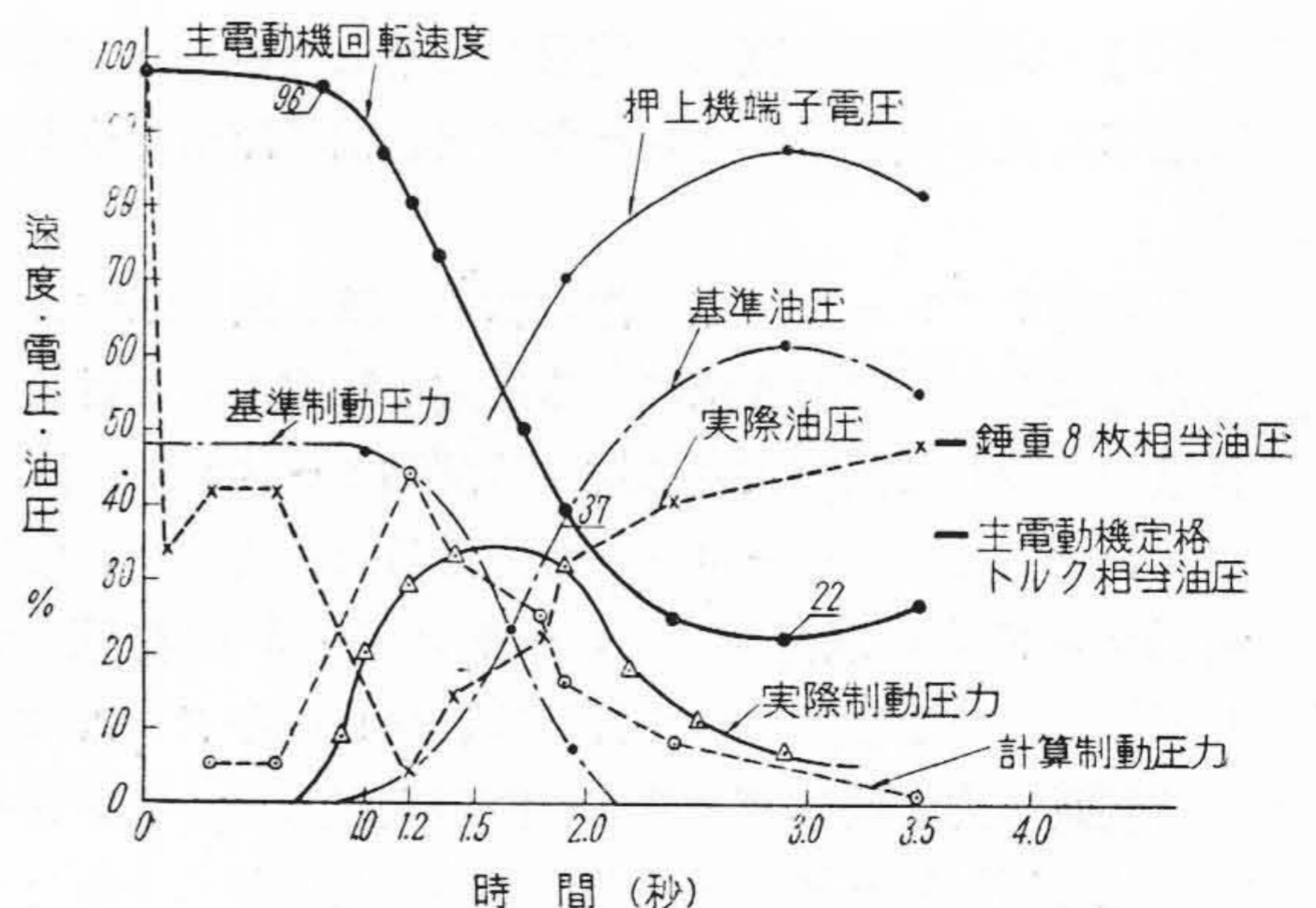
第 8 図はオツシログラム No. 18 より得た結果をグ

ラフに画きなおしたものであり横軸に時間を取り切換え時を起点とした。縦軸方向に主電動機の回転速度、押上機の油圧(ピストン下面の圧力)、押上機に加わる端子電圧及びブレーキタイロッドの制動力等に示した。なお第 9 図は横軸に主電動機回転速度をとつた場合の油圧及び制動力の変化を示す。

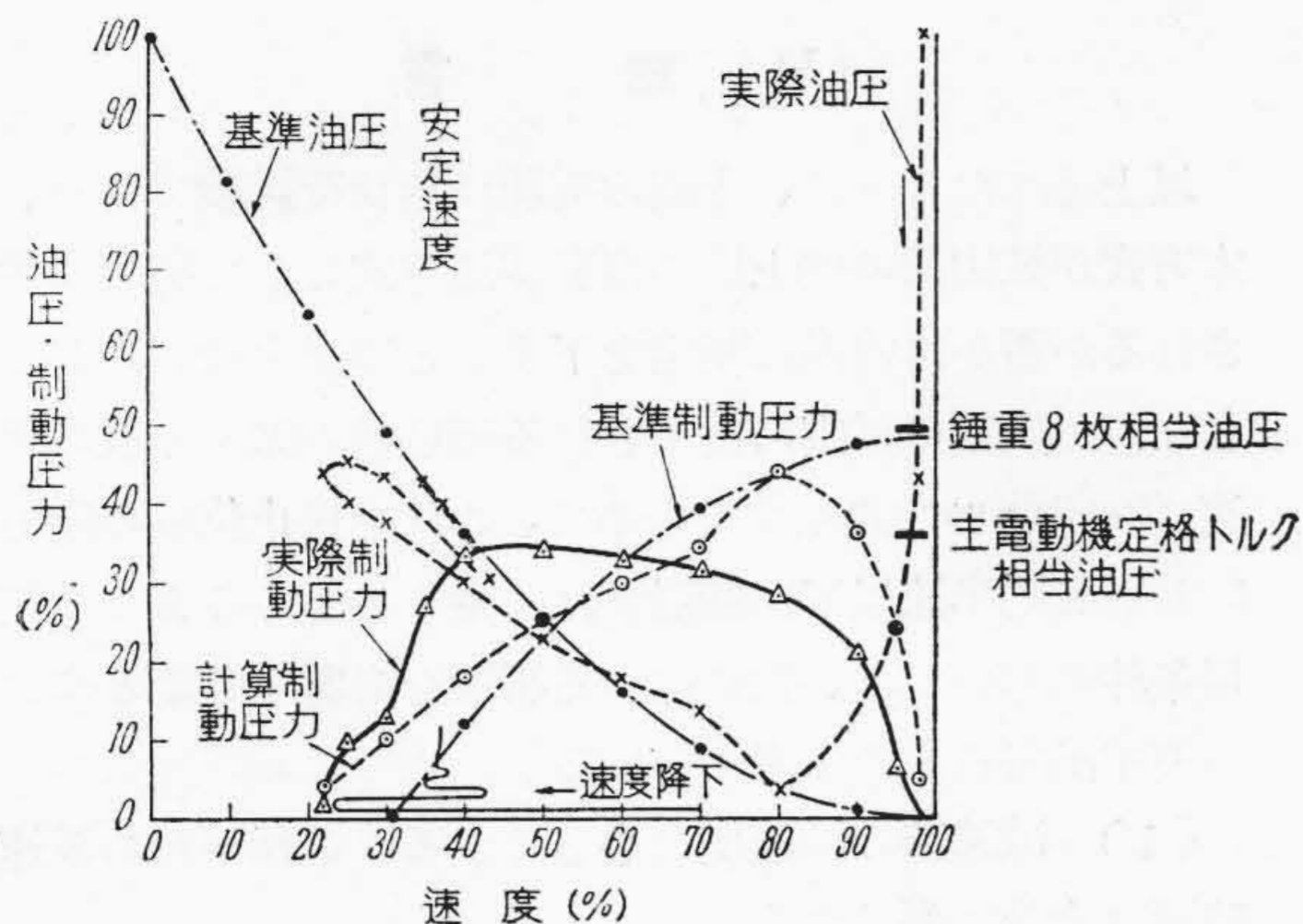
主電動機の回転速度は 50 〰 における同期速度 333r. p. m. を 100% とし、押上機油圧は 1.47kg/cm² (ピストン面積が 634cm² であるから押上力は 935kg である) を 100% とする。押上機の端子電圧は 200V を 100% とした。

主電動機定格トルクを制動するために必要な油圧は、 μ を 0.25 として計算すれば押上機の最大油圧に較べて 35% に相当する。

図に於て基準油圧及び基準制動圧力と記入してあるのは主電動機の回転数が図中に記入せる曲線のように降下したのに対して、押上機用の電動機回転が遅れなくこれに応動したとして発生すべき理論的



第 8 図 対 時 間 特 性
Fig. 8. Retardation Character of Oscillogram No. 18



第9図 対速度特性
Fig. 9. Speed Characteristic of Oscillogram No. 18

油圧の変化、及び、この油圧変化に対して計算した制動圧力の変化を示す。

上記の基準線に対し、オシログラムより求めた実測油圧の変化を図中に、実際油圧と記入せる曲線で示し、それから計算される制動圧力の変化を計算制動圧力として記入した。実際に生ずる制動圧力はタイロッドの応力を光電管式歪計により測定し、その変化を実際制動圧力と記入した曲線で示した。

(1) 谷について

谷の原因は主電動機の変速に対する押上機油圧発生が遅れ、及びこの遅れに対して更に実際制動圧力の変動が遅れが生ずるためである。主電動機の回転が37% (安定速度に相当する) にまで降下した時、基準制動圧力は7%油圧に相当するまで低下すべきものが、実際油圧より計算せる制動圧力は約15%、タイロッドに現われた実際制動圧力では約30%油圧に相当する制動力が作用していることを示している。約1sec後になつてから始めて実際制動圧力は約7%になり、速度の谷は

$$\frac{37-22}{100} = 15\% \text{ に達している。}$$

(2) 油圧について

スイッチの切換えと共に急転直下の降下をし、ブレーキ用錘重が動き始めると同時に一先ず平衡状態を保ち、ブレーキシューがドラムに接触し始めると共に再び降下して約4%油圧にまで降つている。実際油圧の立上りは最初急に出ているがブレーキレバー上昇(油の流動)と共に基準油圧の線を下廻っている。時間の経過と共に流量の変化が減少するに従い、油圧は基準線に接近して遂には一致する。(第9図の実際油圧の変化を参照のこと)

(3) 制動力について

実際制動圧力はブレーキタイロッドに於て実測したも

のであるから、本曲線が直接ドラムに作用する制動効果に最も近いものと見做されるが、第8図を見れば実際油圧より計算せる制動圧力の最大値よりタイロッドに現われた制動圧力の最大値までに約0.5secの遅れを示している。制動レバーの降下中の、タイロッドに現われる制動圧力は、実際油圧より計算せる制動圧力より、下廻っており、レバー上昇中は上廻っている。これらは制動機構の摩擦及び油圧変化の効果が現われるまでに要する各伝達部分の時間的遅れのためと思われる。

速度の谷を浅くするには、速度が安定値にまで降下したならば制動力を早く減少させることを要し、油圧及び油量によりレバーを早目に上昇させる必要がある。

(4) ブレーキ関係部分の摩擦について

天井クレーンからばね秤りを吊して実測した結果は押上機位置において約50kgであつた。また一方の見方として、第8図において切換後0.3~0.6secの間に於ける油圧は、制動用錘重のため押上機ピストン下面に現われた圧力と見做される。従つて錘重8枚に相当する油圧(48%)との差(48-42=6%)は押上機位置におけるブレーキ廻りの摩擦と見做される。即ち絶対値は935kg×0.06=56kgとなり実測値に近い。第8図に於て油圧が最低値より約12%上昇して始めてレバーが動き出しているが、これは上記摩擦による抵抗が主なる原因である。これらは油圧発生による制動力の減少を妨害するものであり出来るだけ少くしたいものである。

(5) 押上機端子電圧

速度の降下と共に上昇している。値も予想電圧の通り十分に出ている。

(6) 総合結果について

実験の総合結果は第1表に示してある。本実験の目的により如何にすれば谷を浅くすることが出来るかを検討することにする。

(A) 制動力の影響

制動力を大きくすれば減速度が大となり減速時間が短くなると共に、安定速度が低速側に寄る筈である。実験結果は上記傾向通りになつている。なお制動力を大きくすれば谷が大きく出ることがはつきり示されている。本実験においては減速度を下記範囲にとれば大きな谷にならぬことを示している。

a. 減速度は約25%位にまで制限する。(ただし減加速度100%とは電動機の全速度を1sec間で止める減加速にして、その値は本実験では $\frac{333}{60 \times 1} = 5.5 \frac{\text{rev}}{\text{sec}^2}$ になる)。

b. 上記と関連するが減速時間は、全速より約半速にする場合、所要時間を約3sec遅れ(1sec+減速2sec)

以上にすることを要する。

(B) ブレーキ機構自体の慣性の影響について

ブレーキ廻りの慣性が大きければ下記の事項が予想される。

- a. ショックが生ずる。
- b. ブレーキ関係の動作が遅れがちになる。

第1表によるとオッシログラム No. 37 及び 38 に於て、最大制動力は錘重による予想制動力 94.5% 及び 47.2% に対しそれぞれ 120% 及び 91.5% となりショックの傾向が見られる。

b. の件で問題となるのは、速度降下が安定値を過ぎれば素早く錘重を押上げて必要以上の制動力を残さぬようにしたいのであるが、これに対して慣性が如何なる影響を及ぼすかを見出すことである。しかしこの辺の制動力の残り具合が比較し難く定量的に示されない。しかし結果としてオッシログラム No. 32 を No. 37 と比較するに慣性大なるものが大きな谷を生ずることは間違いない。なおオッシログラム No. 37 と No. 38 を比較すれば、慣性が大きくても制動力を小さくして減速度を小さくする、即ち時間を長くすれば谷は浅く出来る。何れにせよ慣性はなるだけ小さい方がよく、錘重の代りにばね構造にするとか、押上機をポジティブ (Positive) に使う⁽²⁾とかの方向が望まれる。

(C) 摩擦その他の影響

摩擦は制動レバーの下降及び上昇を妨害するものであつて少ないことが望ましい。押上機に加わる主電動機二次電圧、及び押上機油圧は遅れなくよく出ている。油の流動により油圧の低下するのは止むを得ないとしても、流量の多いものが望ましい。尙主電動制トルク、押上機の押上力及び被制御体の慣性の変化等の谷 (速度の安定性) との関係に就いては別に報告されている⁽⁵⁾。

[VI] 結 言

以上述べたように、今回の実験は無負荷試験であり、本方式が鉱山用の巻上機の自動減速方式として実用に供されるか否かは容易に断定を下すことは出来ない。しかしながら炭鉱や鉱山に使用される研捨巻の如く一般に低速 (2~3m/sec) 運転するもので、これを停止位置の前方において約半速以下に制限すれば足りるというような使用条件においては、次に述べる事項を考慮することにより実用出来るものと考えられる。

(1) 減速時の減速度を小さくする。これがため減速時間は十分に長くする。

(2) 制動機関係の慣性を小さくする。これがためには制動用錘重を増し腕を短かくするとか、錘重を排してばねを採用するとよい。

(3) 制動機廻りの摩擦を極力小さくする。これがため軸ピン部分に設計並びに工作上に特別な考慮を払う必要がある。

(4) 押上機内のポンプの性能として所定圧力に対し吐出油量のより大なるものがよい。

なお本実験の計画実施は亀有工場石橋副部長の御指導のもとに設計、研究、試験並びに輸機課の協力を得て実施したもので、関係各位の御尽力に深謝すると共に、終始御指導、御協力をいただいた亀戸工場森泉部長並びに関係各位に厚く御礼申上げる次第である。

参 考 文 献

- (1)* 森泉 ; 亀戸研報 112 号、(昭 25.3)
 - (2)* 森泉 ; 亀戸研報 118 号、(昭 25.6)
 - (3) 藤芳 ; 日評 33, 33 (昭 25-4)
 - (4) 富田 ; 日評 33, 307 (昭 25-5)
 - (5)* 森泉、大和 ; 亀戸研報 132 号 (昭 25-10)
- * 近く日評に発表予定

蓄電池の充電

日立製作所 多賀工場 若林圭次郎著

A列5判 34 頁 定價 30 圓 7 8 圓

東京都品川区
大井坂下町 2717

日立評論社發行