

ワイヤロープの衝撃強さ (第1報)

— 衝撃試験機の試作とそれによる実験 —

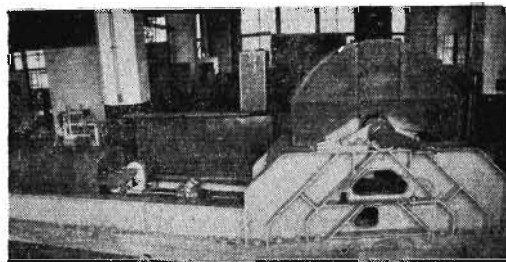
機 械 課 秋 山 英 司
 近 藤 太 二
 袴 塚 禎 三
 頓 所 進

§ 1. 緒 言

ワイヤロープは、その大きな引張強さと柔軟性によって極めて広い用途をもつ重要な機素であるが、一旦それが切断した場合には高価な機械を破壊し、時には人命を損傷するような大きな災害を生じやすい。ワイヤロープ切断事故の防止には従来から種々の技術的な研究や管理面での制約が行なわれてきているが、なおその災害は跡を断たず検討すべき問題点も少くない。

ワイヤロープの切断事故はその原因が場合によって種々異つてはいるが、直接原因の多くは衝撃荷重によると考えられる。従つてワイヤロープ、特に使用して傷んだワイヤロープの衝撃強さを知ることは事故防止上はなほ大切である。しかしながら実用的な太さのワイヤロープを衝撃的に切断するには大容量の衝撃試験機が必要である。このため従来は素線の衝撃引張試験とロープの静的引張試験から推定して、ワイヤロープの衝撃強さは静的切断荷重に対し双曲線的に低下するもの¹⁾と考え、これが損傷したワイヤロープの廃棄基準を定めるとき基礎的な考え方になってきている。しかしこのような類推はワイヤロープとして燃られたものについてどの程度妥当であるか問題があり、ワイヤロープ切断事故の防止のため、安全でかつ経済的な廃棄基準を決めるには、実際のワイヤロープを衝撃的に引張試験することが必要と考えられる。われわれはこれらの点に着目して今回新たにワイヤロープ衝撃試験機を設計製作し、これにより

図 1



ワイヤロープの衝撃強さを測定することを試みた。図1は試験機の全景である。

ここにこの試験機の概要と実験結果をのべる。

§ 2. 試験機の原理と構造

2-1 負荷方式

ワイヤロープ衝撃試験機は一種の衝撃引張試験機であるから適当な方法で蓄積されたエネルギーにより、一端を固定したワイヤロープの他端に、急速な引張荷重を加え、これを切断するまで引張ることのできる構造のものであればよい。負荷に用いるエネルギーとしてはつぎのものが考えられる。

- 1) 重力によるエネルギー
- 2) 機械的な運動エネルギー
- 3) 火薬、ガス等の爆発エネルギー

1)にはシャルピーまたはアイゾット試験機のような振り型や落錘型または傾斜路型が考えられる。これらの型式で必要とする引張速度を得るための落差 h は摩擦や空気抵抗を無視しても

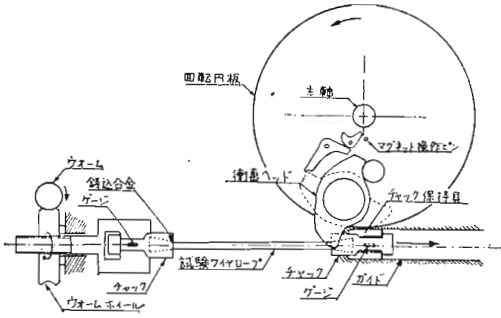
$$h = \frac{v^2}{2g}$$

であるから、 v を 20m/s 以上にするには $h > 20\text{m}$ となり、重錘の質量もかなり大きい必要があるから、装置は全体として大仕掛になる。

3)は装置を小型にすることはできるが、装薬その他製作上取扱上の困難が多い、そこでわれわれは比較的経済的に所要のエネルギーと引張速度を得ることのできる2)の方式を用いることとした。

M. J. Manjoine, A. Nadai⁽²⁾ や D. S. Clark, P. E. Duwez⁽³⁾ は鋼材の衝撃引張試験を行なうため打撃爪をとりつけた回転円板を用いたが、われわれもこれらの方法を参照にして試験機を製作した。図2はその原理図で、大きな慣性モーメントを有する回転円板に、常時は内方にロックされ、試験時だけ外に開くようになっている左右2ヶの衝撃ヘッドを設けてある。試験するワイヤロープはその端を円錐形合金ソケットに挿込んでチャッ

図 2



クに取りつけ一端のチャックは固定し、他端のチャックはガイドに沿って移動できるチャック保持具に取付けられている。試験時に衝撃ヘッドが開いて移動側のチャック保持具の一部を叩くことにより試験片に衝撃引張を与える。

いま円板の運動エネルギーを E 、慣性モーメントを I 、角速度を ω とすれば

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

である。一方ワイヤロープの切断に要するエネルギー E' は予定する標準試験片について

$$E' = 1000 \text{ kg w-m}$$

程度のもが多いものと予想された。従って予定する最低回転数

$$\omega = 71 \text{ r/min} = 7.3 \text{ rad/s}$$

で試験が可能なためには、他に消費されるエネルギーを無視しても

$$I > 380 \text{ kgm}^2$$

が必要である。実際には円板として直径 1.5m、附属品を含めた重量 1700kg、慣性モーメント 487kgm² の鋳鋼製円板を使用した。

2-2 設計荷重

衝撃試験時の最大荷重は静的切断荷重とは多少異なるものと予想されたが、その程度は不明であるから、一応設計荷重として 30ton とし、チャックのつかみ能力は最大 22mmφ とした。

つぎに衝撃ヘッドによって移動側のチャックが叩かれた瞬間にはチャックの質量によって大きな衝突荷重が生ずるものと予想された。このためチャック等打撃される部分の質量はできるだけ軽減するよう努力したが、荷重計測などのため限度がある。

いま円板中心と打撃部との距離を a 、打撃されるチャック部分の質量を M_0 とし、打撃により打撃ヘッドとチャックが共通速度 V になったとすると、運動量不変則から

$$V = \frac{I \omega}{a} \times \frac{1}{I/a^2 + M_0}$$

またこのときの運動エネルギーの変化量 T は

$$T = \frac{1}{2} \frac{I M_0 \omega^2}{I/a^2 + M_0}$$

となる。

$$a = 0.82 \text{ m} \quad M_0 = 40 \text{ kg}$$

とすると、予定する最高回転数

$$\omega = 285 \text{ r/min} = 28.8 \text{ rad/s}$$

に対して

$$V = 22.4 \text{ m/s}$$

$$T = 1100 \text{ kg w-m}$$

となる。 T のうち機械各部の弾性エネルギーとして貯えられるのは 100~150 kg w-m と推定されるので、残余約 1000 kg w-m に対して適当な処置をしないと、機械の一部に塑性変形または破損を生ずることになる。このため衝撃ヘッドと打撃されるチャック部分の間に、軟金属の緩衝材を挿入することとし、その材質寸法は衝撃測定を妨げず、かつ機械に過大な強度を要求しない範囲で定め、概ね 20~25mm の変形量で最大荷重が 80ton 程度になるようなものを用いることとした。実際には質量が小さく再製が容易な純アルミニウムを用い、直径 45mmφ、長さ 50mm で 22mmφ×30mm の孔のある円筒型鋳造品をチャック保持具の左右の打撃部に取りつけた。この緩衝材を使用することにより、打撃に関係ある部分の設計荷重を 80 ton として設計することができた。

2-3 衝撃ヘッドの開閉

後述のとおり円板の回転数はかなり変化できるようにし、その間任意の速度で試験ができるようにした。これに対し衝撃ヘッドはそのロックが解かれてから円板が 1 回転する間に確実に外方に開きチャック部に当ることが必要である。その時間は最高回転の時約 0.2 秒であるから、余裕を見て衝撃ヘッドは 0.1 秒程度で開く必要がある。衝撃ヘッドの質量は左右で 100 kg 以上あるから、その運動をバネなどで行なうとかなり強力なものを必要とし、試験前にこれを内方に納めるにも手動では困難である。

これらの点を考慮した結果、われわれは衝撃ヘッドの回転軸をその重心からやや偏心させ、円板の回転に伴う遠心力によって、衝撃ヘッドを外方に開くように設計した。

いま衝撃ヘッドの回転角を θ 、その慣性モーメントを I_h とすると、遠心力が重力よりもはるかに大きい処では、

$$I_h \frac{d^2\theta}{dt^2} = M_h R \omega^2 \delta \cos \theta - M_h R \omega^2 r \mu$$

ただし

- δ ……重心の偏心量
 r ……ヘッドの軸の半径
 μ …… 〃 摩擦係数
 M_h ……ヘッドの質量
 R ……ヘッドの回転半径

上式より

$$t = \sqrt{\frac{I_h}{2M_h R \omega^2} \int_0^{\theta_1} \frac{1}{\sqrt{\delta \sin \theta - r \mu \theta}} d\theta} = \frac{f(\theta_1)}{\omega}$$

従って衝撃ヘッドが一定角開くに要する時間は、円板の角速度 ω に反比例し、結局ヘッドが全開角 θ_1 に達するときの円板の回転位置は円板の回転数に無関係に一定位置となり好都合である。実際には

- $\delta = 2.14 \text{ cm}$
 $r = 7.0 \text{ cm}$
 $M_h = 105.3 \text{ kg}$
 $I_h = 16020 \text{ kg cm}^2$
 $R = 60 \text{ cm}$

としたので

- $\mu = 0.05$
 $\omega = 28.8 \text{ rad/s}$

のとき、ヘッドの全開に要する時間 t は、数値計算により

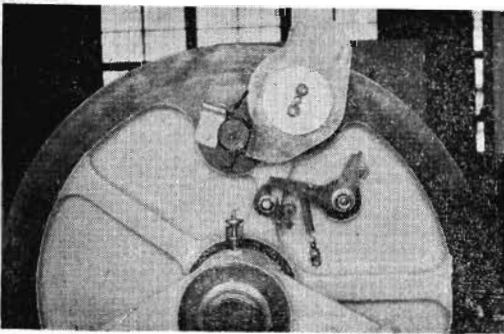
$$t = 0.08 \text{ 秒}$$

と計算された。

さて以上の計算では重力の影響を無視したが、ヘッドの全開位置の近くでは遠心力による回転モーメントが小さくなるため、重力によりヘッドと止めピンとの間に隙間ができる傾向があり、後に示す試験結果にその影響があらわれた。そこでこれを除くため、ヘッドの押え板に先の δ と直角の方向に2.5kgの偏心荷重を取りつけた処かなりその影響を除くことができた。

以上のとおり衝撃ヘッドは自動的に外方に開くことができるので、その起動は単に、ヘッドをロックしているレバーを電磁石により作動する引外し装置によって外すだけで可能である。図3は衝撃ヘッドおよびそのロック装置を示すもので、ヘッドが開いた状態である。

図 3



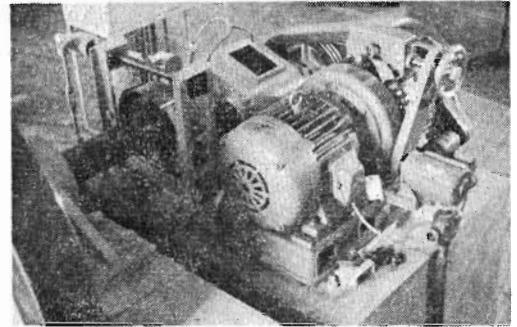
2-4 円板の回転

円板の回転数は試験片の引張速度を左右するから、その変速範囲が広く最高回転数の高いことが望ましい、しかしわれわれの試験は主として実用上の衝撃強さを知ることであり、経済的条件を考慮して、その範囲を71~285 r/minと定めた。従って衝撃ヘッドの直線速度は6~24 m/sである。

この円板を駆動するため5.5KW電動機直結のバイエル無段変速機を用い、更に歯車一段の減速を行った。この変速機は定馬力型であるから低速における損失が少ない。また変速は遠隔操作により行なうことができるようにした。

円板は慣性モーメントが大きいため、その起動および試験後の停止を円滑に行なうため、最大トルク100 kgw-mの多板式電磁クラッチおよび電磁ブレーキを設け、更にこれと併用して足踏ブレーキを備えた。電磁クラッチおよび電磁ブレーキは減速歯車とともに歯車箱に納めた。図4は駆動装置を示す。

図 4



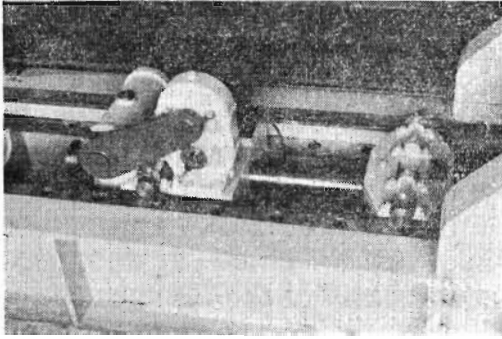
無段変速機および円板の回転数は、それぞれ発電機式回転計を設けて直読できるようにした。

2-5 プレテンション装置

現場においてワイヤロープが衝撃を受けるのは、ある程度静荷重を受けた状態のときに多いと考えられる。また試験に際して試験片にゆるみがあると試験結果にばらつきを生じ易いであろうと推量される。これらのことを考慮して衝撃時に試験片に適当な静荷重を与えることができるようにした。このため200W減速モーターと変速歯車によって駆動するプレテンション装置を設け、試験するワイヤロープの固定側のチャックをウォーム歯車とねじにより引張ることとした。引張速度は単にゆるみを取るための高速運転と負荷用の低速運転の二段とし、高速時は1.5 mm/s、低速時は0.1 mm/sで、最大負荷能力は10 tonとした。図5はプレテンション装置を示す。

なおねじ等の部分は、試験時の衝撃荷重に対し十分な強度と剛性をもつようにした。

図 5



2-6 衝撃強さの測定

衝撃時において試験片は、その各部に異なる弾性および塑性歪とそれに対応する応力を生じつつ遂にその一部分が切断するものである。しかしワイヤロープではその構造上、歪や応力を直接測定することが困難である。従ってわれわれは一応、衝撃切断時の最高荷重、試験片全体の伸び、および切断に消費したエネルギーを測定し、各種条件によるそれらの相違から、それぞれの場合の衝撃強さを比較できるものと考えた。

このため、打撃側および固定側のチャックにそれぞれ円筒部分を設けてワイヤストレーンゲージを貼付し、その歪をストレーンメーターで測定して荷重を求めた。

いま、ストレーンメーターで測定して得た荷重を $F(t)$ 、実際のワイヤロープの端に加わる荷重を $G(t)$ とし、ゲージ貼付部よりチャック側の質量を M 、その重心の変位を x とすれば、

$$F(t) = G(t) \pm M \frac{d^2x}{dt^2}$$

ただし正符号は打撃側、負符号は固定側である、チャック各部の剛性はかなり大きいから、 x は固定側では 0、打撃側ではチャック保持具の変位に等しいと見做すことができる。とすれば、固定側では

$$F(t) = G(t)$$

また打撃側ではチャック保持具の変位を測定して $G(t)$ を求めることができる筈である、チャック保持具の変位はまた試験片の伸びと考えられる。これを測定するため、われわれはチャック保持具に刷子を設け、それに対応するフレーム部分に絶縁物を介して 1 cm 置きにセグメントを取りつけ、刷子との接触によりパルスを生ずるようにした。なお確実を期するため、20cm と 40cm の位置のパルス高が他の位置よりも高くなるようにした。これらパルスは、ストレーンメーターの出力とともに、電磁オシログラフにより記録するようにした。これにより 1 cm の数分の一程度の精度で変位を測定することができのびの測定には一応充分と考えられた。しかし $\frac{d^2x}{dt^2}$

の測定には不正確であって打撃側の $G(t)$ を測定することはできなかった。

衝撃切断に消費するエネルギー E' は、そのときののびを ϵ とすれば、切断時になお試験片等が有している弾性エネルギー等を含め、打撃側の $G(t)$ を用いて

$$E' = \int_0^{\epsilon} G(t) dx$$

であらわされるものと考えられる。前述のとおりこれを直接測定することは困難であるが

$$E'' = \int_0^{\epsilon} F(t) dx$$

とすれば

$$\begin{aligned} E'' &= \int_0^{\epsilon} G(t) dx + M \int_0^{\epsilon} \left(\frac{d^2x}{dt^2} \right) dx \\ &= E' + M \left(\frac{dx}{dt} \right)_{\epsilon}^2 \end{aligned}$$

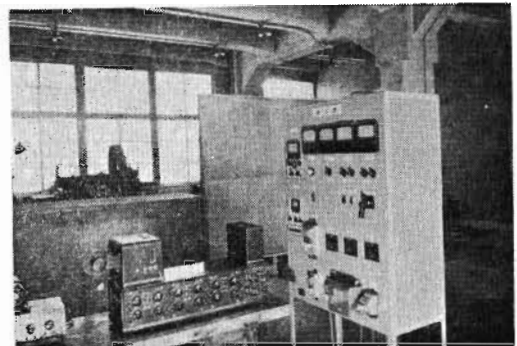
右辺第 2 項はチャック部分の切断時の運動エネルギーである。切断時以降はチャックの速度は殆んど一定になるので運動エネルギーは比較的正確に求めることができ従って E'' をオシログラフの図上から求めることにより、 E' を計算することができる。

荷重測定用のストレーンメーターとしては、直流を用いる松下通信工業製 MS-03 型歪計および MS-06 型直流増巾器を試験機専用として附属させたが、都合により 1 チャンネルだけであるので、搬送波使用の新興通信製 DSR-6 型歪計を併用して測定を行なった。

2-7 その他の装置

打撃側のチャックおよびチャック保持具は、試験するワイヤロープが切断した後も、なお大きな運動エネルギーを有している。このエネルギーを吸収してガイドの端で停止させるために、チャック緩衝装置を設けた。これはピストン型で、シリンダー内の油を衝突に際して小孔から流出させ、チャックのエネルギーを油の運動エネルギーに変換して吸収するものである。

図 6



試験を円滑に行なうため操作盤を設け、円板の起動、変速、停止、プレテンション装置の運転、衝撃ヘッドのロック引外し等はすべて操作盤で行ない得るようにした。図6は操作盤を示す。

以上のほか試験機の附属装置として、ワイヤロープの衝撃強さに関連が多いといわれている素線の捻回および巻解試験のための試験装置を設けた。

§ 3 実験結果

3-1 新しいワイヤロープ

図7および図8は6×24メッキ普通Zより16mmの新しいワイヤロープでチャック間の長さ約1.8mのもの衝撃試験のオンシログラフである。円板の回転数は

図 7

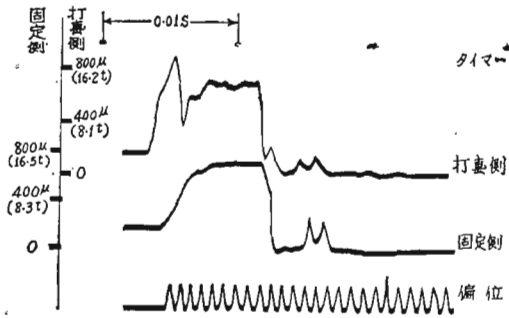


図 8

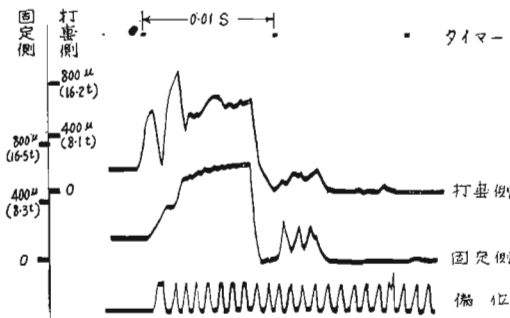
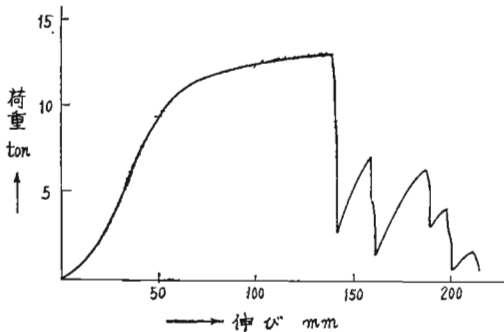


図 9



150r/min プレテンションは3tonである。図9は比較のため、通常の水平型引張試験機により行なった静的引張試験の伸び荷重線図である。

図10および図11は試験片の長さによる影響をしらべるため、前記ワイヤロープについてチャック間の長さを、それぞれ約0.9mおよび約3.6mにしたもので他は同一条件である、

図12~図15は引張速度の影響をしらべるために行なったもので、6×37裸普通Zより16mmの新らしいワイヤロープで、チャック間の長さ約2mのもので、プレテンションは3tonである。円板の回転数はそれぞれ75, 106, 150, 212r/minで実験した。図16は比較のための静的引張試験である。この種の試験片はすべてチャック

図 10

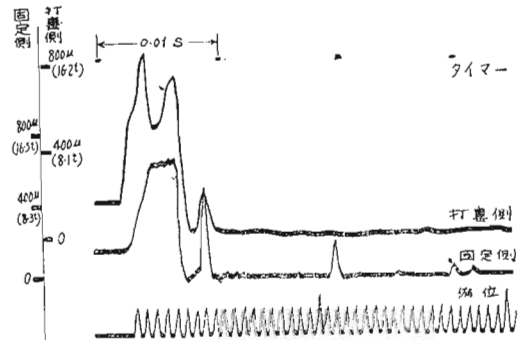


図 11

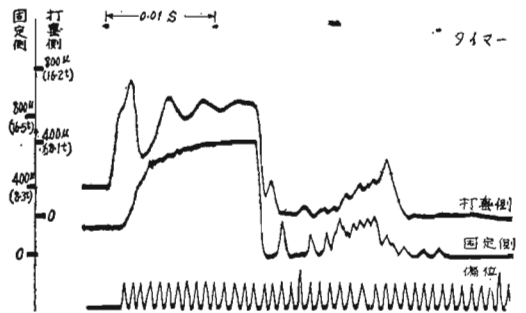


図 12

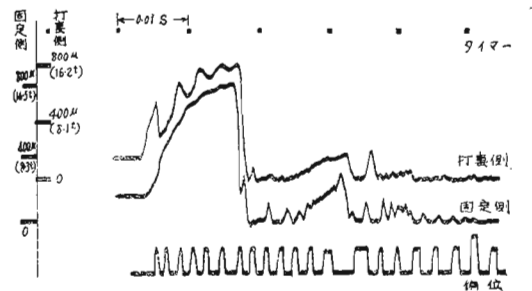


図 13

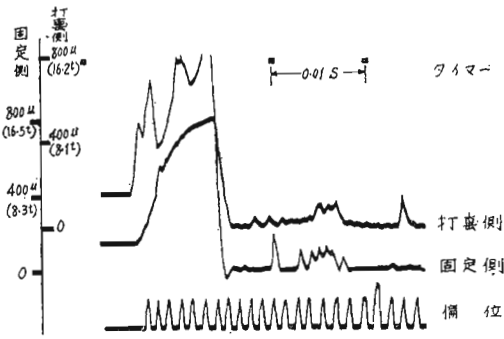


図 14

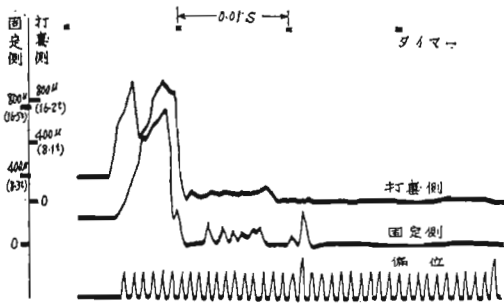


図 15

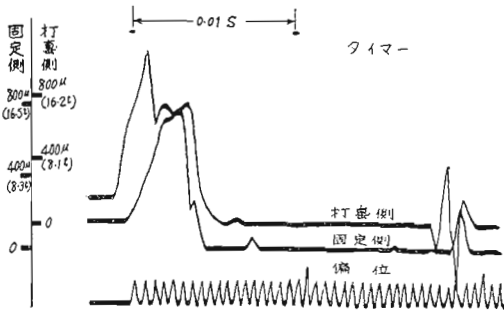


図 16

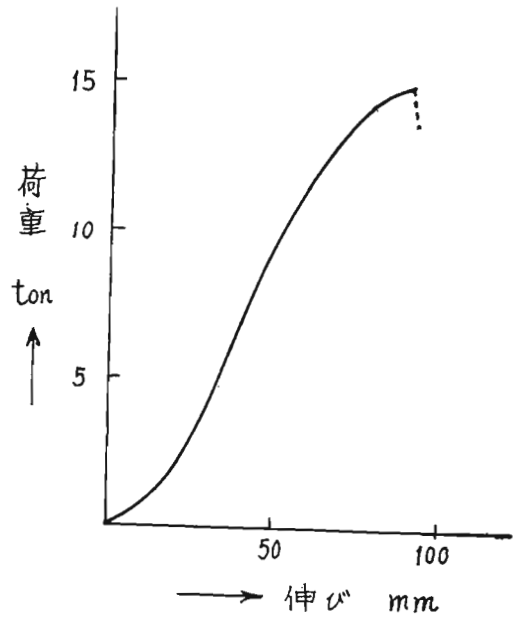


図 17

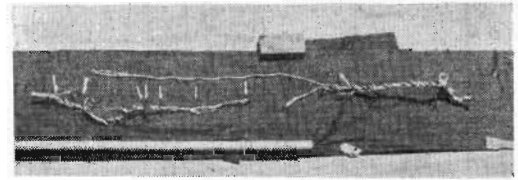
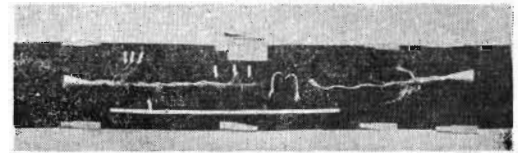


図 18



部分から切断した。これは試験片製作上の欠陥により、この部分に応力が集中したものと考えられる。

一般に新品ワイヤロープの衝撃試験の結果は、チャック切れの場合を除いて、その切断状態は静的引張試験の場合に較べ複雑な様相を示し、試験片中で同一ストランドが二度切断することも少なくなかった。図17、図18は切断後の試験片の例である。

表1の①～⑩は前記試験結果の一覧表である。この試験において、のびおよび切断エネルギーは、最初のストランドの切断までが実際の意味があるものと考えられるので、それらの値はオッシログラフ上で最初の切断時と判断される処までをとって計算してある。

3-2 損傷したワイヤロープ

損傷したワイヤロープの衝撃強さを知るため、新しいワイヤロープを人為的に傷つけた試験片を用いた。

図19～図23は、前節の試験片と同じ6×24メッキ16mmのワイヤロープを、ポータブルグラインダーを用いて人為的に断線した試験片によるものである。プレテンションは3 ton、円板の回転数は150 r/minである。図19は1ストランドに集中断線7本のもの、図20は1ストランドに集中断線15本（上燃素線全数）のものである。図21はワイヤロープの1ヶ所で各ストランド1本ずつ計6本の断線のあるもの、図22は各ストランド2本ずつ計12本の断線のあるもの、図23はストランド1本おきに断線が2本および3本で計15本の断線のあるものの試験結果である、これら断線ある試験片の試験前の状態はそれぞれ図24～図28に示す。

図 19

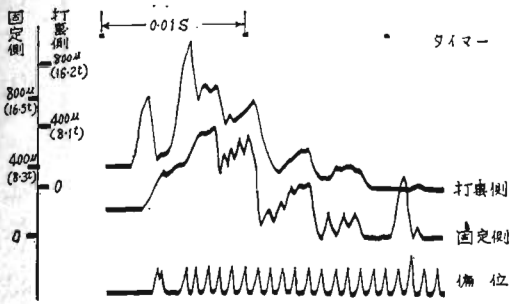


図 20

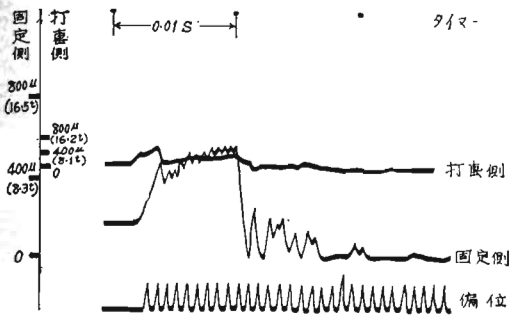


図 21

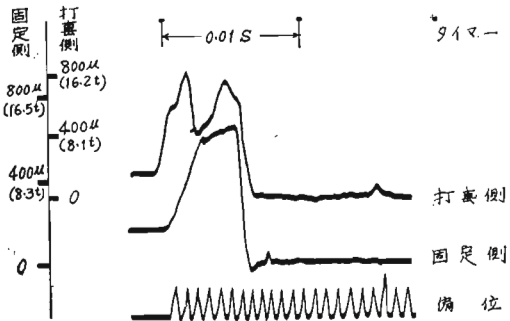


図 22

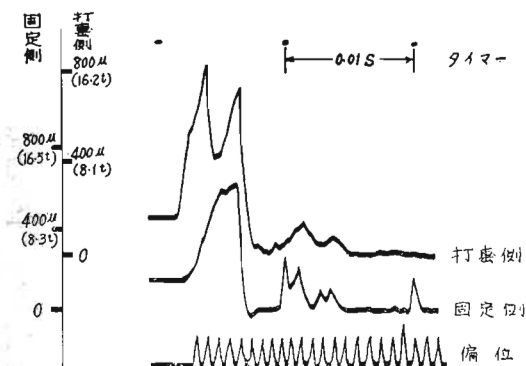


図 23

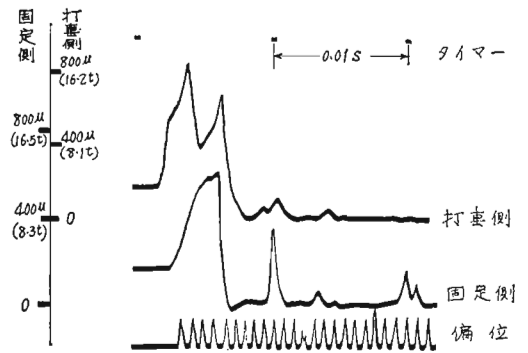


図 24



図 25



図 26



図 27



図 28



図29は比較のため図27と同様に12本の断線あるものについて静的引張試験を行なった結果である。

図30および図31はワイヤロープの長さに対する断線数の影響をしらべるためのもので、各ストランド2本ずつ計12本の断線を、図30では1ピッチ距て、図31では2ピッチ距てて2ヶ所つくり、前と同じ条件で試験したも

表 1

番号	オッション グラフ	試験前の 状態	ワイヤロープ の種類	損傷状態	プレテン ション	円板 回転数	試験片の 長さ	最高荷重		のび のび率	のび率 (衝撃)	切断エネ ルギー	備考
								打撃側	固定側				
			mm		ton	r/min	mm	ton	ton	mm	%	kg ^w -m	
①	図 7	—	6×24メッキZ16	無 き ざ	3	150	1,795	17.1	13.6	30 + 83	4.6	970	
②	8	—	〃	〃	〃	〃	1,793	17.3	13.7	28 + 81	4.5	860	
③	9	—	〃	〃	—	—	1,781	13.0		32 + 106*	5.9**	1.150***	静的引張 試験
④	10	—	〃	〃	3	150	879	17.0	13.1	18 + 43	4.9	430	
⑤	11	—	〃	〃	〃	〃	3,587	14.6	13.5	54 + 148	4.1	1,600	
⑥	12	—	6×37裸Z16mm	〃	〃	75	1,988	16.0	16.1	27 + 67	3.4	778	
⑦	13	—	〃	〃	〃	106	1,979	(18.1)	17.1	28 + 64	3.2	763	
⑧	14	—	〃	〃	〃	150	1,996	16.5	16.3	31 + 57	2.9	621	
⑨	15	—	〃	〃	〃	212	1,983	20.4	16.3	30 + 60	3.0	638	
⑩	16	—	〃	〃	—	—	約1,800	15.1		28 + 60*	3.3*	620***	静的引張 試験
⑪	19	図24	6×24メッキZ16	集中断線 7本	3	150	1,820	17.6	12.8	29 + 40	2.2	350	
⑫	20	25	〃	〃 15本	〃	〃	1,793	13.0	11.2	33 + 16	0.9	130	
⑬	21	26	〃	分布断線 6本	〃	〃	1,783	15.8	13.3	33 + 64	3.6	660	
⑭	22	27	〃	〃 12本	〃	〃	1,786	15.9	12.5	30 + 43	2.4	390	
⑮	23	28	〃	〃 15本	〃	〃	1,788	16.8	12.4	31 + 41	2.3	340	
⑯	29	—	〃	〃 12本	—	—	約1,800	11.9		30 + 53*	2.9*	440***	静的引張 試験
⑰	30	図32	〃	1ピッチを距 てて分布断線 12本	3	150	1,788	14.6	13.0	31 + 46	2.6	410	
⑱	31	33	〃	2ピッチを距 てて分布断線 12本	〃	〃	1,782	15.9	12.7	28 + 44	2.5	390	
⑲	34	37	〃	摩耗量約 2.6%	〃	〃	1,787	16.5	12.7	32 + 31	1.7	260	
⑳	35	38	〃	〃 約 3.6%	〃	〃	1,791	(15.5)	6.9	32 + 14	0.8	90	
㉑	36	39	〃	〃 約 3.6%	〃	〃	1,776	16.0	6.0	42 + 14	0.8	80	

* 静的引張試験におけるのびをプレテンションに相当する荷重とそれ以上の荷重に対するものに分けた。

** *** 静的引張試験におけるのび率および切断エネルギーはプレテンション相当荷重以上に対するものだけをとった。

図 29

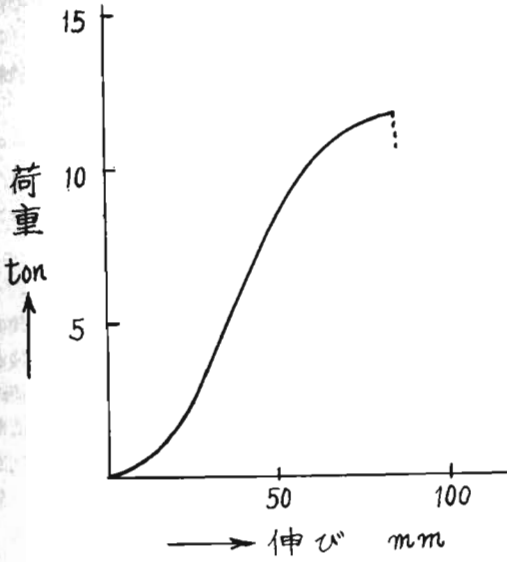


図 30

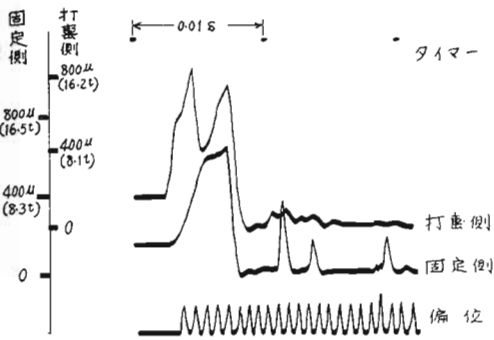


図 31

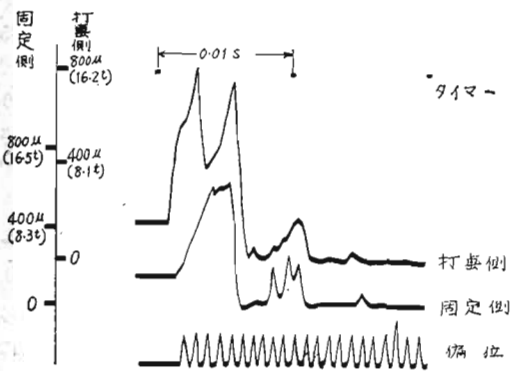


図 32



図 33

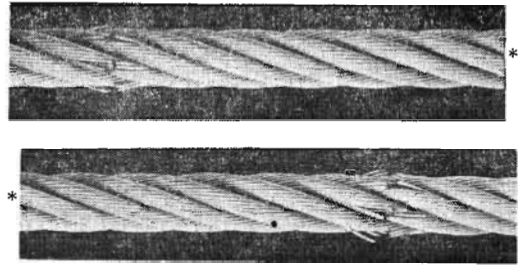


図 34

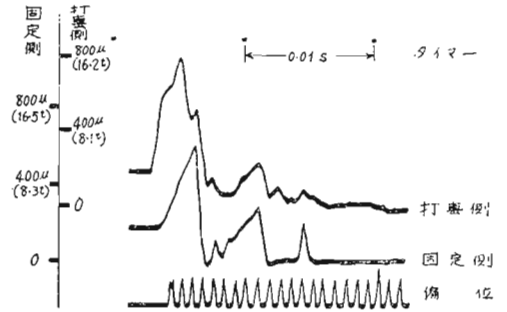


図 35

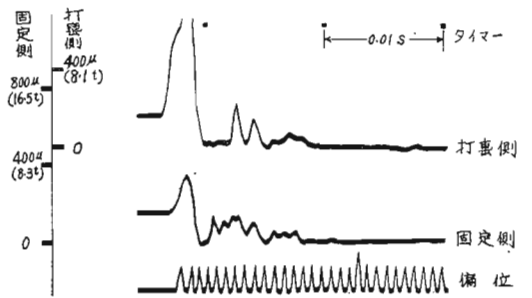
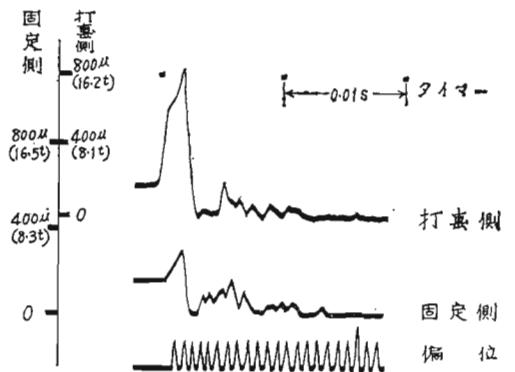


図 36



ので、図32および図33に試験前の断線状態を示す。

図34~図36は摩耗による影響をしらべるため、試験片をのばして回転させ、水をかけながらポータブルサンダーで約2ピッチの間を研磨したものである。しかしこの作業はかなり困難があり、全体を一樣に摩耗させることはでき難かった。図34は摩耗量の少ない場合、図35はかなり多い摩耗状態で1~2本の断線がある場合、図36は一般に素線の1/2以上摩耗し、かなりの断線がある場合である。これらの摩耗量はプレテンションをかけた状態で計測し、それぞれ実直径の2.6%、3.6%、3.6%となったが、人為摩耗のための不均一と素線のふくれ出しにより、必ずしも正しい摩耗量を与えていない。

これら試験片の試験前の状態は図37~図39のとおりである。これらの試験条件は前のものと同じであるが、図35および図36のものはプレテンションに際して断線を生じ、多数の異音を発した。

図 37



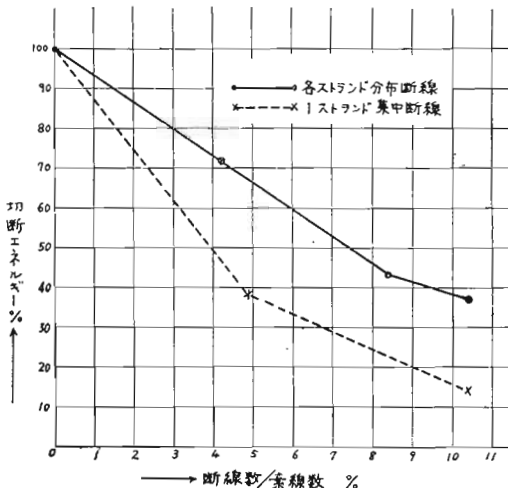
図 38



図 39



図 40



断線および摩耗のある試験片は、その損傷個処を人為的にはば試験片の中央部につくったため、殆んどその部分から切断した。

表1の⑩~⑫はこれら損傷したワイヤロープの試験結果の一覧表である。

図40はこの試験結果から断線により切断エネルギーの減少する状態をグラフにまとめたものである。

§ 4 考 察

実験数は少ないが、一応つぎの点が指摘されよう。

衝撃試験においては最高切断荷重は一般に静的試験の場合よりもやや大きく、これは通常の材料の衝撃試験と一致するようである。打撃側と固定側では最初の負荷のはじまる時間が固定側の方がわずかに遅い。これは衝撃による弾性歪の到達時間と考えられる。これに反し切断時は両者の時間差は時により前後する。これは切断位置により、両者まで伝達する時間に差異があるためであろう。§2で述べたとおり、固定側の荷重がそのままワイヤロープ固定端の荷重をあらわすものとすれば、衝撃試験では弾性域と塑性域のごとき区別が明瞭にあらわれるようである。これは弾性歪と塑性歪の伝達速度の差に関係があるとも考えられる。

打撃側の荷重にはチャックの慣性力が含まれているから、最高荷重は殆んど打撃初期の慣性力によるものであり、試験片の強度には殆んど無関係である。この初期のピークの中で図8のように2つの山を生じているものがあるが、これは§2で述べたように衝撃ヘッドと止めピンとの間に隙間があったためと考えられる。他の場合でもピークに多少の屈曲部があるが、これも衝撃ヘッドと円板が一体でないためであろうと考えられる。

衝撃ヘッドによる打撃は完全な非弾性衝突ではないから、打撃後チャックの方がヘッドよりわずかに先行することが推測される。試験片が張られているとその抵抗でチャックは減速され、再びヘッドから打撃を受けるようになる。試験片ののびが大きいと、この加速はくり返され、これが図11のように打撃側荷重に一種の波型としてあらわれるのではないかと推量された。

打撃側荷重の最高値は当初予想された値よりやや大きくなった。これは緩衝材の荷重-変形量曲線が、はじめに静的試験によって、検討したものと異なるためであろう。このため、機械に無理を生じないよう最高回転数による実験は予備実験だけに止めた。これはいずれ緩衝材の形状を改善することにより解決されるものと考えられる。この点を除けば試験機としての性能は設計時に予想したとおりで満足できるものと考えられる。

損傷したワイヤロープについての実験では、なお検討

すべき問題が多いが、最高荷重とともにのびが減じ従って切断エネルギーが激減することが確認された。従って損傷したワイヤロープを使用することは危険であることが知られる。

§ 5 結 言

新しく製作したワイヤロープ衝撃試験機により実験を行ない、一応満足すべき性能であり、これによりワイヤロープの衝撃強さを測定し得ることが確認された。更に新しいワイヤロープについての様相を知るとともに、損傷したワイヤロープについては、その若干の場合について衝撃強さが明らかになった。

終りに、本試験機は昭和35年度労災保険特別会計高率

災害防止対策費によるものである。製作は(株)安藤鉄工所による。また、この実験および予備実験に使用したワイヤロープは、東京製綱(株)および東洋製綱(株)より提供を受けた。関係各位に対し深甚の謝意を表するものである。

参 考 文 献

- (1) 水田準一；堅坑捲綱の安全率について
旅順工科大学紀要 第12巻 第5号
- (2) M. J. Manjoine, A. Nadai
Proc. ASTM, Vol. 40, 1940
- (3) D. S. Clark, P. E. Duwez
J. App. Mech., Vol. 15, No. 3, 1948

Impact Strength of Wire Rope (1st report)

by E Akiyama
T. Kondo
T. Hakamazuka
S. Tonsyo

For the prevention of wire rope accidents, not only the static strength but the impact strength of rope is essential factor. To study it, we made a new type of shock load testing machine. A large steel disk, weight 1,700kg, revolves about a horizontal axis. Both sides of the disk fit up with two claws, which keep inside usually, but project from the disk only at the testing time. A wire rope test piece, previously extended by the proper static load, is struck on its holder by the claw, and broken down. The shock load of rope at the impact moment, is measured with the strain meter, and recorded on the oscillograph together with the elongation of rope.

We tested flawless wire ropes, under the different shock speed and the different test piece length. Besides, we tested various kinds of intentional damaged ropes, and compared with flawless ropes. We certified that damaged ropes are more weakened on the impact strength than the static strength.

On the Compressive Strength of V-Beam

by Yoshitada Mori

The straight bar of V-beam which is mainly used for a yieldable support of a tunnel buckles by a compressive force, usually sooner than a ordinary buckling bar.

This phenomenon seems to be based on the fact that the bar of V-beam buckles by both torsion and flexure.

The investigations concerning the torsional and flexural buckling of a bar of open thin-walled section with one symmetrical axis have done by many persons.

In this report, the compressive strength of four types of V-beam on the market has been calculated on the theory of torsional and flexural buckling, on the assumption that V-beam has a open thin-walled section with one symmetrical axis.

In the result, the thinner the wall of section, the smaller the moment of inertia of section around the symmetrical axis in relation to the other moment of inertia, and the shorter the bar, the more is effect of torsion on the buckling strength. In such a case that the wall of section are thick and both moments of inertia of section are equal to each other, this effect can be considered to be negligible.

On shearing strength of Kanto-Loam

I. Mae

Shearing strength of soil is the most important factor for analysis of stability of earth slopes and of man-made cuts.