

盛岡高等農林學校  
學術報告  
第拾號

THE  
BULLETIN  
OF THE  
IMPERIAL COLLEGE OF AGRICULTURE  
AND FORESTRY  
MORIOKA,  
JAPAN.

No. X.

UNTERSUCHUNGEN ZWECKS RATIONELLER  
AUSGESTALTUNG VON BREMSMITTELN  
IM MODERNEN RIESBETRIEB.

VON  
TEJIRO MIURA, *Ringakuhakushi.*

大正十五年十一月  
MORIOKA, NOVEMBER 1926.

始



盛岡高等農林學校  
學 術 報 告  
第拾號

**THE  
BULLETIN**  
OF THE  
**IMPERIAL COLLEGE OF AGRICULTURE  
AND FORESTRY**

MORIOKA,  
JAPAN.

---

No. X.

---

UNTERSUCHUNGEN ZWECKS RATIONELLER  
AUSGESTALTUNG VON BREMSMITTELN  
IM MODERNEN RIESBETRIEB.

VON

TEJIRO MIURA, *Ringakuhakushi.*

---

大正十五年十一月  
MORIOKA, NOVEMBER 1926.

**UNTERSUCHUNGEN ZWECKS RATIONELLER  
AUSGESTALTUNG VON BREMSMITTELN  
IM MODERNEN RIESBETRIEB.**

Von

TEJIRO MIURA, *Ringakuhakushi.*

(Mit 14 Abbildungen.)

Es war und ist auch noch heute das Bestreben, den Transport auf Riesen im allgemeinen Sinne d. h. also auf Transportanstalten, bei welchen die bewegende Kraft die Schwere ist, derart auszugestalten, daß es ermöglicht wird, auf ein und derselben Riese die verschiedensten Sortimente gleichzeitig und womöglich unabhängig von der Witterung zu liefern.

Dieses erstrebenswerte Ziel, wie auch der Umstand der möglich billigsten Herstellung der Transportanstalt, d. h. also abgesehen von einzelnen Ausnahmen der möglich kürzesten Baulänge, führt im allgemeinen zu Riesen mit relativ großen Gefällen. Speziell dann, wenn die Forderung gestellt wird, daß auch das schwächste Holz unabhängig von der Witterung anstandslos talab gefördert werden soll.

Eine unmittelbare Folge solcher steil angelegter Riesen ist aber, daß das schwere Bloch- und Langholz eine so bedeutende Geschwindigkeit während des Abriesens erreicht, so daß Beschädigungen sowohl an der Bahn als auch dem abriesenden Holze eintreten müßten. Um diese Übelstände zu beheben, ist es notwendig, durch Bremsmittel diese großen Geschwindigkeiten auf ein zuträgliches Maß herabzusetzen.

Als Bremsmittel können angeführt werden:

I. Sogenannte Bremsstrecken inkl. „Würfe“, welche Oberforstrat Kubelka in seinem Artikel<sup>1)</sup> näher beschreibt, sind Riesbahnstücke, die entweder unter einem kleineren Winkel als dem Reibungswinkel der Bahn geneigt sind, horizontal verlaufen, oder in einer Gegensteigung liegen.

II. Die nach oben konkaven, vertikalen Ausgleichskurven<sup>2)</sup>, die sich bei richtig gebauten Rieswegen vor den eingeschalteten Bremsstrecken von selbst ergeben, so daß dieselben besser als untrennbare Teile der Bremsstrecken aufgefaßt werden sollen. Der Einfluß von richtig gebauten, horizontal verlaufenden Kurven auf die Herabminderung der Geschwindigkeit ist zu gering, als daß dieselben als Bremsmittel aufgefaßt werden könnten. Die vielfach in der Praxis beobachtete stark bremsende Wirkung von solchen Kurven ist zum größten Teil auf ungenaue Kurvenausformung zurückzuführen.

III. „Wölfe“. Diese stellen ein längs der ganzen Bahnbreite bewegliches Weghindernis für das in der Riesbahn abgleitende Holz dar. In ihrer einfachsten Art besteht diese Vorrichtung aus ein oder mehreren um eine horizontale Achse drehbaren Rundhölzern, die sich unter einem bestimmten Winkel im Sinne der Gefällsrichtung der Riese mit ihren freien Enden gegen die Bahn stützen.

IV. Bremsanlage nach Patent Eisenbeiß<sup>3)</sup>.

Die Bremsstrecken stellen nun, sobald sie innerhalb der laufenden Riesstrecke liegen, konstante Bremsfaktoren vor, so daß sie für die Vervielseitigung des Betriebes für die verschiedensten Sortimenten nicht in Betracht kommen können. Liegt hingegen die Bremsstrecke am Ende der Riese und ist die Forderung nach einem vollständigen Durchlaufen der

1) Kubelka, Der Riesweg als Holzbringungsanstalt des Hochgebirges. Wien, Frick, 1903.

2) Hauska, Theorie der Riesen. Wien, Deuticke, 1914.

3) Über die Verwendung dieser Bremsanlage liegen noch keine Betriebsergebnisse vor, doch sollen mit dieser Vorrichtung eigene Versuche vorgenommen werden und die daraus folgenden Ergebnisse einer späteren Veröffentlichung vorbehalten bleiben.

Bremsstrecke von allen Sortimenten nicht gestellt, so könnte die Anordnung einer Endbremsstrecke im Spezialfall als ein geeignetes Mittel aufgefaßt werden, die verschiedensten Sortimente zu liefern. Voraussetzung wäre aber bei Anlage solcher Riesen, daß die abriesenden Hölzer keine zu große Geschwindigkeit bereits in der laufenden Riesstrecke erreichen, so daß nicht schon innerhalb dieser die bereits erwähnten Übelstände eintreten würden.

Als einzig variabler Bremsfaktor bleibt vorläufig noch immer die Wolfkonstruktion, speziell dann, wenn Wölfe in Mehrzahl eingebaut werden, so daß durch Ein- oder Ausschaltung einer bestimmten Anzahl derselben die gewünschte Intensität der Bestimmung erzielt werden kann. Aber bei dem Vorhandensein nur eines Wolfes ist, wie aus den späteren Untersuchungen zu ersehen ist, eine Variation des Bremsgrades innerhalb gewisser Grenzen möglich.

Die ältere und bisher meist angewendete Wolfkonstruktion besitzt als Drehachse eine fixe, starre Achse. Bei der Bekämpfung großer Geschwindigkeiten versagte in der Regel diese Konstruktion und dies um so mehr als man die Wolfsbäume meist zu kurz wählte, und die Abbremsung zu spät vornahm d. h. wenn die Geschwindigkeit des abriesenden Holzes bereits das erlaubte Maß überschritten hatte. Der Wolf wurde meist von den durchgleitenden Stämmen emporgeschleudert und die abbremsende Wirkung beruhte einzig und allein nur in der von den Stämmen geleisteten Hubarbeit und der Stoßwirkung. Erstere ist, wie Dr. Hauska in seiner Abhandlung „Theorie der Riesen“ beweist, sehr gering. Ist die Stoßwirkung sehr heftig, was bei kurzen steil gestellten Wolfbäumen meistens der Fall ist, so erfolgt entweder eine starke Beschädigung des Wolfes oder des abzubremsenden Stammes. Um diese Bremsvorrichtung brauchbar zu machen, ist es in erster Linie notwendig, einerseits die Abschleuderung des Wolfbaumes zu verhindern, andererseits, daß der Stoß nicht zu heftig erfolge, was jedenfalls eintreten würde, wenn man die Abschleuderung der Wolfes durch

besonders schwere Ausgestaltung desselben erzielen wollte. Um also einerseits das Abschleudern zu verhindern, andererseits die Stoßwirkung möglichst unschädlich für den abriesenden Stamm, wie auch für die Konstruktion zu erzielen, führte zu dem Gedanken, die Wolfkonstruktion bei möglichst flacher Stellung (schiefer Stoß) elastisch zu gestalten. Dieser anregende Gedanke wurde fast gleichzeitig, einerseits auf Grund theoretischer Untersuchungen von Dr. Houska in seiner Abhandlung: „Theorie der Riesen“, andererseits auf Grund praktischer Erfahrungen von von Baltz in einem später erschienenen Artikel: „Eine Betrachtung über Theorie und Praxis der Rieswege“ in die Öffentlichkeit gebracht. Beide genannten Autoren widerlegten die vielfach in der forstlichen Fachwelt verbreitete Ansicht, die sich auf die Mißerfolge mit schlecht konstruierten Wölfen (starrs System) stützten, daß Wolfkonstruktion überhaupt für Riesbetriebe keine geeigneten Bremsmittel seien.

Die elastische Ausgestaltung der Wolfkonstruktion kann in verschiedenster Art ausgeführt werden.

Es kann entweder die Auflagerung oder Bremstafel elastisch gemacht werden. Ersteres erfolgt beispielsweise dadurch, daß man die Bremstafel statt an einer starren fixen Drehachse zu befestigen, dieselbe an einem mehr oder weniger gespannten Drahtseil aufhängt. Die elastische Ausgestaltung der Bremstafel hingegen kann beispielsweise dadurch erfolgen, daß man auf dieselbe einen Federdruck ausüben läßt.

Um nun über den Wirkungsgrad dieser elastisch ausgestalteten Bremsmittel einen Einblick zugewinnen, ist es unbedingt notwendig, direkte Beobachtungen vorzunehmen. Einer Anregung von Prof. Dr. Ing. Leo Hauska, dem der Verfasser an dieser Stelle für dessen vielseitige Unterstützung besonders dankt, Folge gebend, hat nun der Autor vorstehenden Artikels<sup>1)</sup> mit einem auf einem Drahtseil auf-

1) Im forstwissenschaftlichen Centralblatt, Heft 17 und 18. 1924, wurde der Artikel behandelt und die darin abgekürzten Ergebnisse des Versuches werden in der Beschreibung ergänzt.

gehängten Wolfbaume Versuche durchgeführt, deren Beschreibung, Ergebnisse und Folgerungen auf die weitere Ausgestaltung der Konstruktion Zweck dieses und auch noch folgender Artikel sein mögen.

Um sich zunächst über den Einfluß einzelner Faktoren (Spannung des Drahtseils, Neigung der Wolfbäume, Beschaffenheit der Riesbahn, Geschwindigkeit des abriesenden Holzes usw.) zu orientieren, war es notwendig eine größere Zahl von Laboratoriumsversuchen durchzuführen.

Der Vorstand der Lehrkanzel für forstliches Bau- und Transportwesen an der Hochschule für Bodenkultur in Wien, Hofrat Prof. Dpl. for. Ing. Julius Marchet stellte zum Zwecke der Durchführung dieser Arbeiten den Versuchsraum der oben genannten Lehrkanzel zur Verfügung, für welches Entgegenkommen es dem Autor zur besonderen Ehre gereicht, an dieser Stelle seinen tiefgefühlten Dank auszusprechen.

Die Durchführung der Laboratoriumsversuche, erforderte eine Reihe von Vorrichtungen, deren Wahl und Aufstellung Privatdozent Dr. techn. Ing. Ludwig Gröger vornahm.

Als Gleitbahn wurde die in nachstehender Abbildung ersichtliche Stangenriese von einer Gesamtlänge von ca. 20m erbaut. Die Bahn weist in den ersten 15,5m ein Durchschnittsgefälle von 4,5% auf, während die Reststrecke von 4m horizontal ist.

Die Geschwindigkeit im abriesenden Holze wurde durch den Stoß eines an einem eisernen Gestänge um eine horizontale Achse drehbar aufgehängten Eisenstückes erzeugt (Abb. 1), indem man demselben einen bestimmten Anschlag erteilte. Als maximale Fallhöhe stand eine Höhe von 1,8m zur Verfügung.

Zunächst war es notwendig festzustellen, welche Geschwindigkeit durch das Herabfallenlassen des Eisenstückes dem abriesenden Holz mitgeteilt werden konnte. Diese Geschwindigkeitsübertragung auf das Gleitholz auf rechnerischem Wege zu ermitteln, würde auf fast unüberwindliche

Hindernisse stoßen. Es sei beispielsweise nur verwiesen auf die Bestimmung der Reibung, der Stoßverluste bei nicht vollkommen elastischen Körpern, der Deformationsarbeit usw. Es war daher naheliegend, diese Geschwindigkeitsübertragung auf empirischem Wege zu ermitteln.

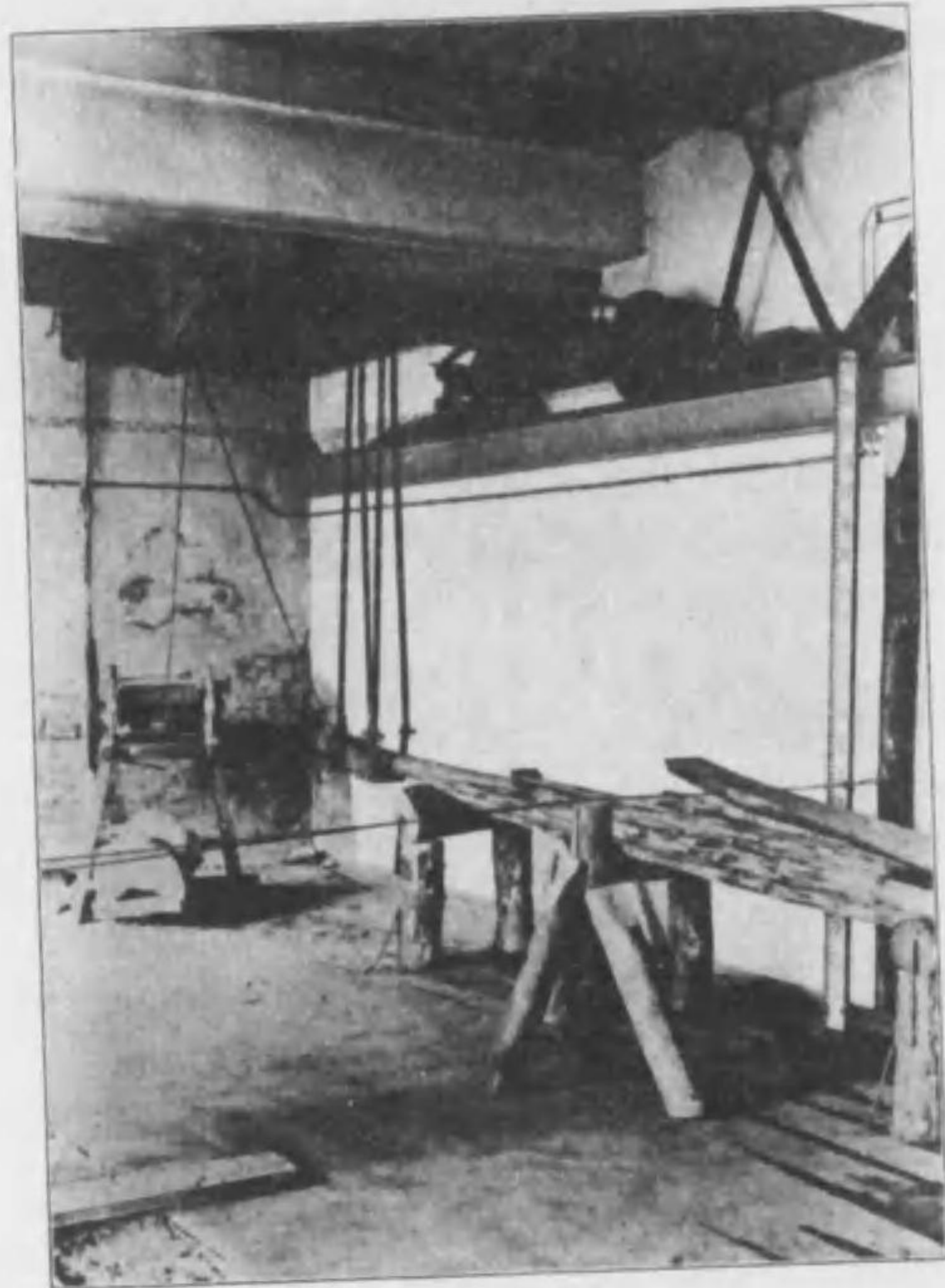


Abb. 1.

Zu diesem Behufe wurde das abzurieselnde Holzstück mittels Eisendrähten auf einer Horizontalachse pendelnd aufgehängt (Abb. 2). Diese Aufhängung wurde derart vorgenommen, daß durch das herabfallende Eisenstück ein zentrischer Stoß in der gleichen Art erfolge, wie es für die späteren Bremsversuche vorgesehen war. Die tatsächlich erreichbaren Geschwindigkeitsübertragungen wurden nun derart bestimmt, daß das Eisenstück E unter einem bestimm-

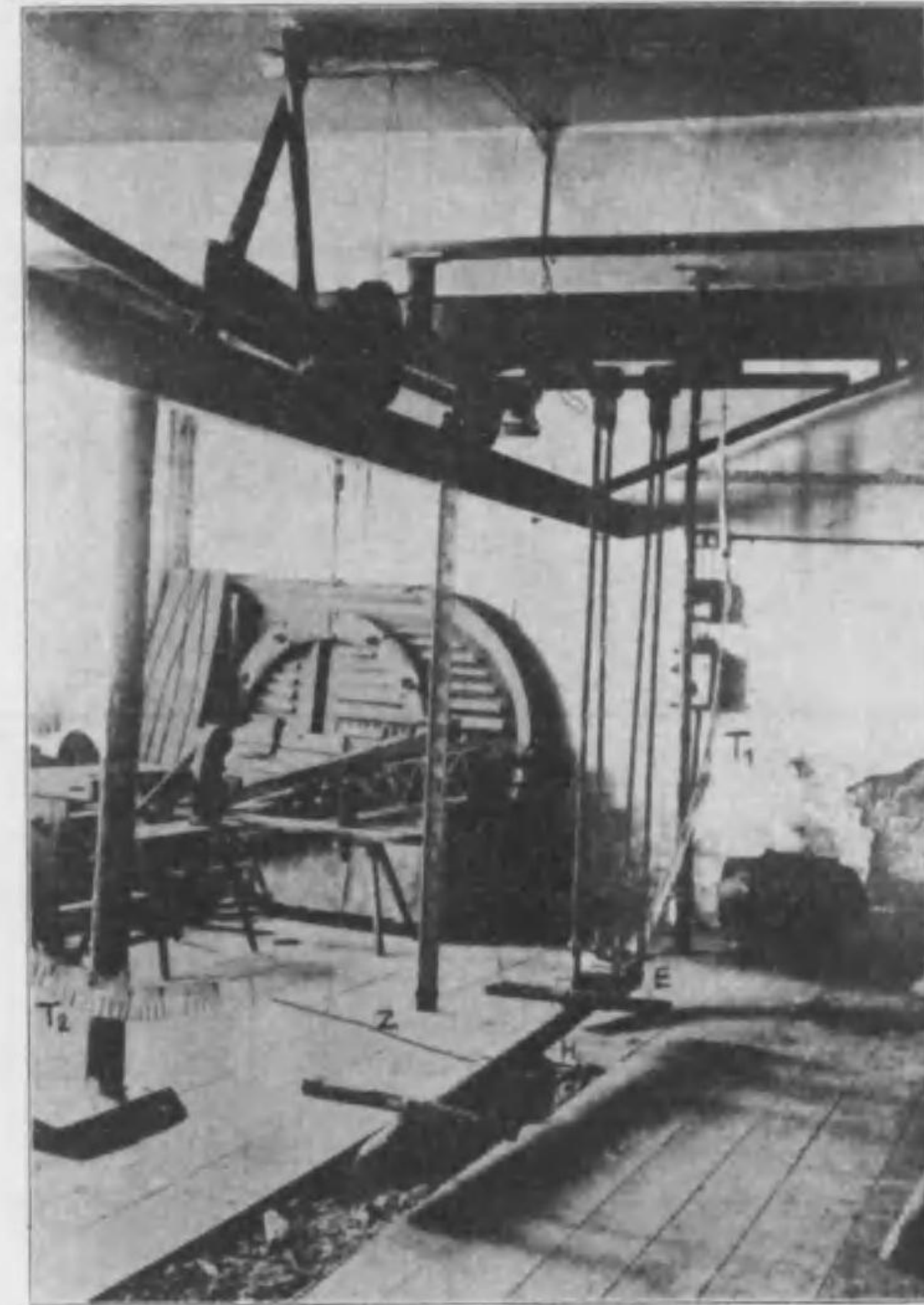


Abb. 2.

ten Winkel „Anschlagwinkel“, welcher an einem nebenangebrachten Kreistransporteur  $T_1$ , mittels eines im Schwerpunkt des Eisenstückes befestigten Zeigers abgelesen werden konnte, fallen gelassen wurde. Durch den erfolgten Stoß des Eisenstückes E auf das Holz H, wurde letzteres um einen bestimmten Winkel emporgeschleudert. Dieser Ausschlagwinkel des Holzes wurde durch einem im Schwerpunkt desselben angebrachten Zeiger Z ebenfalls an einem nebenangebrachten Kreistransporteur  $T_2$  abgelesen. Um ein Aussplittern des gestoßenen Endes des Holzes zu verhüten, wurde dasselbe mit einer eisernen Kappe versehen.

Es wurden nun nachfolgende Beobachtungen gemacht:  
Aus den beobachteten Ausschlagwinkeln kann man nun

TABELLE I.

Anschlagwinkel ( $\alpha_0$ )	Ausschlagwinkel ( $\alpha_h$ )	Erzeugte Geschwindigkeit	Bemerkung
76°	80°	2,15m/sec	$R_h=2,85m$
67°	60°	1,92 "	$R_e=2,17m$
65°	68°	1,87 "	
62°	66°	1,82 "	
60°	65°	1,82 "	
50°	53°	1,52 "	
40°	43°	1,25 "	
30°	33°	0,98 "	
20°	23°	0,69 "	

mit Zugrundelegung nachstehender Abb. 3 mittels einer einfachen Relation, die auf das Holz übertragene Geschwindigkeit berechnen. Aus Abb. 3 ergibt sich zunächst die Hubhöhe des Schwerpunktes des Holzes als die Strecke  $\overline{S_h M}$ .

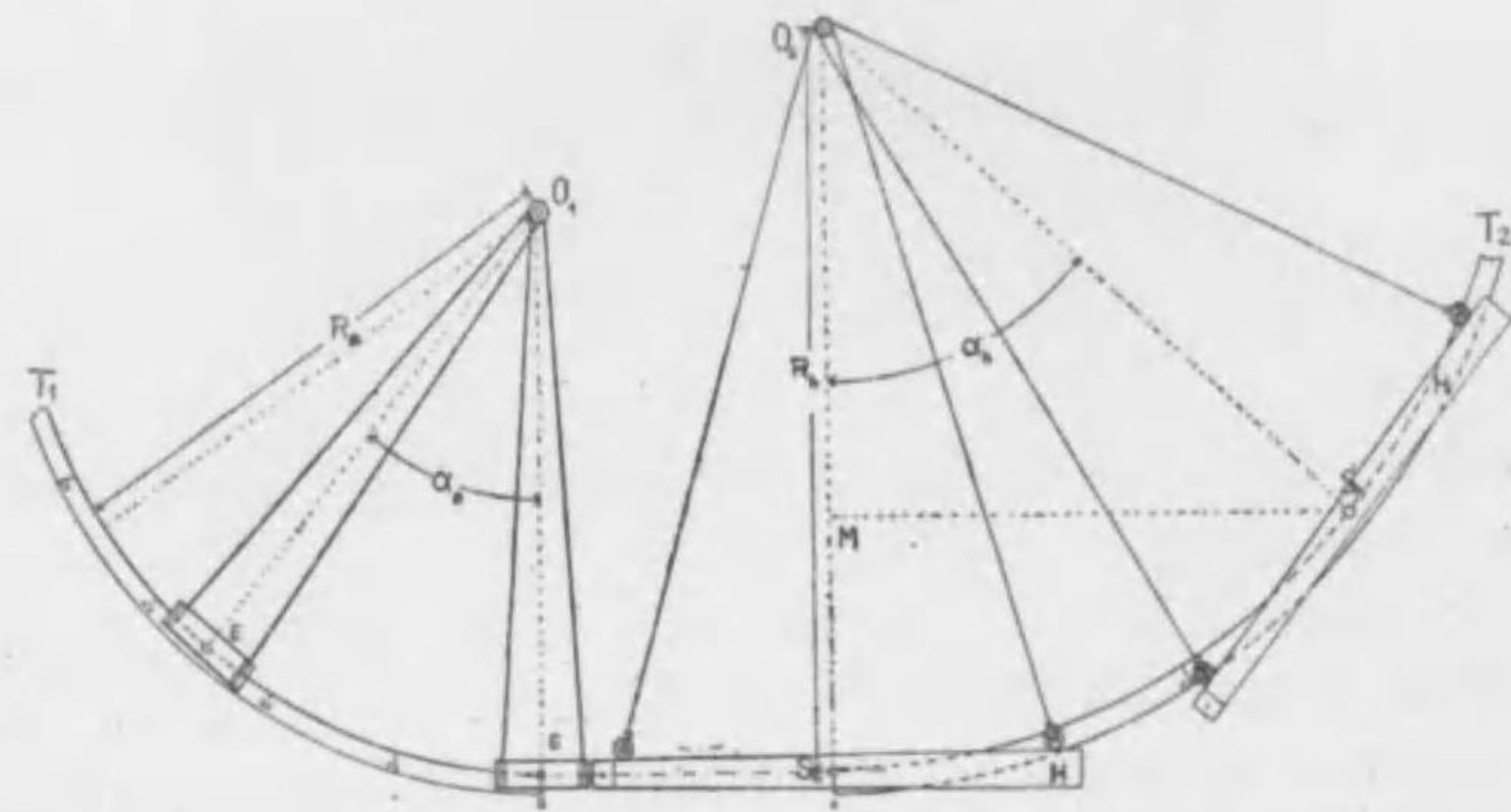


Abb. 3.

$$\begin{aligned} \overline{S_h M} &= R_h - \overline{OM} = R_h - R_h \cos \alpha_h \\ &= R_h (1 - \cos \alpha_h) \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

Andererseits ist aber—unter h die Fallhöhe eines Körpers und g die Acceleration der Schwere verstanden—die Geschwindigkeit V.

$$V = \sqrt{2gh} \dots \dots \dots (2)$$

Führen wir nun für h im vorstehenden Ausdrucke unsere Hubhöhe  $\overline{S_h M}$  ein, so ergibt sich:

$$V = \sqrt{2gR_h(1 - \cos \alpha_h)}$$

Für  $1 - \cos \alpha_h = 2 \sin^2 \frac{\alpha_h}{2}$  gesetzt, geht unser Ausdruck überein:

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{4gR_h \sin^2 \frac{\alpha_h}{2}} \\ V &= 2 \sin \frac{\alpha_h}{2} \sqrt{gR_h} \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

Für die folgenden Anschlagwinkel ergeben sich aus den beobachteten Ausschlagwinkeln somit aus Formel (3) vorstehende Geschwindigkeiten, die aus Tabelle I zu entnehmen sind.

Da die Beobachtungen gezeigt hatten, daß nur ein relativ kleiner Teil der Energie vom herabfallenden Eisenstücke sich auf das Holz überträgt, so wurde auch der Versuch unternommen, durch Anbringung einer elastischen Feder am gestoßenen Ende des Holzes eine günstigere Energieübertragung zu erzielen. Die bezüglichen Beobachtungen waren

Anschlagwinkel	Ausschlagwinkel
50°	75°
40°	59°
30°	44°
20°	31°

Wie man aus den Zahlen ersehen kann, ergab sich schon bei einem Anschlagwinkel von 50° beinahe die gleiche Geschwindigkeitsübertragung, wie bei einem Anschlagwinkel von 76° und direktem Stoß. Leider gestatteten die Raumverhältnisse nicht die Messungen größerer Ausschlagwinkel, so daß man von der Ausnutzung des federnden Stoßes Abstand nehmen mußte. Für die ersten Versuche war man

daher gezwungen, sich mit einer relativ kleinen Geschwindigkeit zu begnügen. Um nun wenigstens diese voll auszunutzen, wurde der Versuch so angeordnet, daß der Anfangspunkt der Riesbahn für die Einbaustelle des Wolfes gewählt wurde (Abb. 4). Als Wolfbaum W wurde für die erste Versuchsreihe ein 2m langes Halbholz von Gewichte 10,9kg gewählt. Die Lagerung desselben erfolgte mittels

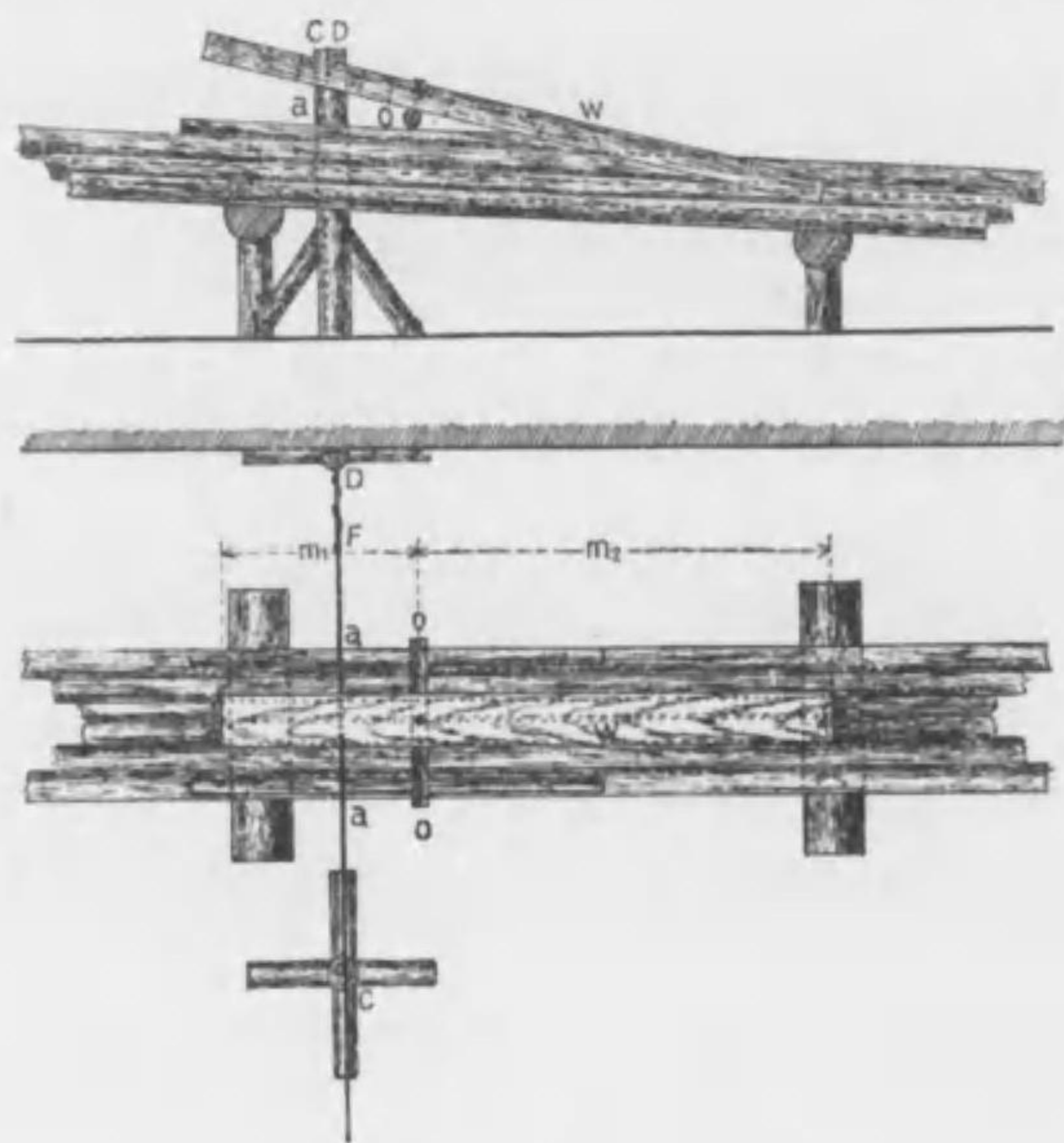


Abb. 4.

eines doppelt gelegten Drahtseiles (Abb. 1 u. 4) von 5,7mm Durchmesser, dem man verschiedene Spannung erteilen konnte. Der Wolfbaum war an einer bestimmten Stelle durchbohrt und an den durch diese Bohrung durchgezogenen Drahtseilen fest verkeilt, so daß jede Drehung des Wolfbaumes eine Tordierung des Drahtseiles zur Folge hatte. Außer dieser Aufhängung auf den Drahtseilen konnte man vermittle in Abständen von 10 zu 10cm befindlicher, einzelner

Bohrlöcher (Abb. 4), eine auf den Riesbahnrandbäumen gleitende horizontale starre Achse anbringen, die fallweise ein- oder ausgeschaltet werden konnte. Um die Bremswirkung des Wolfes bei verschiedenem Neigungswinkel des Wolfbaumes gegen die Riesbahn beobachten zu können, wurden die Lagerungen C und D so eingerichtet, daß dieselben erhöht oder vertieft werden konnten.

### 1. Einfluß der Spannung des Aufhängeseiles des Wolfes auf dessen Bremswirkung.

Von den auf die Bremswirkung des Wolfes einfließenden Faktoren, möge zunächst der Einfluß der Spannung des Aufhängeseiles F untersucht werden. Als geringste Spannung—in der Folge kurz mit Spannung I bezeichnet—wurde jene Spannung aufgefaßt, die im Seile F durch das Eigengewicht und durch das Gewicht des Wolfes erzeugt wird.

Die Spannung I ist zugleich aber charakterisiert durch eine Durchhängung des Seiles  $\delta_1 = 0,065\text{m}$ .

Den Spannungen II, III und IV entsprachen die bezüglichen Durchhängungen  $\delta_{II} = 0,032$ ,  $\delta_{III} = 0,015$  bzw.  $\delta_{IV} = 0,002$ . Um die Spannung I aus dem Eigengewicht des Seiles und dem daran wirkenden Gewicht des Wolfbaumes zu bestimmen, benutzen wir nachstehende Abbildung 5, 6 und 7, wobei mögen nachfolgende Bezeichnungen verwenden:

- $\epsilon$ : Der Neigungswinkel der Riesbahn.
- $\varphi$ : Der Neigungswinkel des Wolfbaumes gegen die Riesbahn.
- S: Der Schwerpunkt des Wolfbaumes.
- Q: Das Gewicht des Wolfbaumes.
- N: Der Normalwiderstand.
- R: Die Reibung.
- $\rho$ : Der Reibungswinkel.
- f: Der Reibungskoeffizient der Riesbahn;  $f = \text{tg}\rho$ .
- Z: Die Zugkraft.



- q: Das Eigengewicht des Doppeldrahtseiles pro laufender Meter.
- H: Die Horizontalspannung.
- V: Die Vertikalspannung.
- W: Die Spannweite.

Es möge gleich hervorgehoben werden, daß der Schnittpunkt d der beiden Richtungen Z und NR auch unterhalb des Wolfes liegen kann, wie es Abb. 6 zeigt und zwar tritt der in Abb. 5 dargestellte Fall dann ein, wenn  $\rho > \epsilon$  ist. Ist hingegen  $\rho < \epsilon$ , so gilt für die Kräftezerlegung die Darstellung in Abb. 6. Für unsere Versuche, für welche ja  $\rho > \epsilon$  ist gilt somit die Darstellung (Abb. 5), während für Fälle in der Praxis die zweite Darstellung viel häufiger vorkommen wird. Unsere Aufgabe ist es nun, den auf das Drahtseil vom Wolfgewicht geäußerten Zug Z zu bestimmen. Derselbe greift in der Mitte des Drahtseiles an. Bei so geringen Bahnneigungen, flachen Wolfbaumstellungen und kleinen Reibungskoeffizienten, wie sie in den zunächst durchgeführten Versuchen vorkommen, fällt der Schnittpunkt d (Abb. 5) sehr weit hinaus, da die Krafrichtungen  $\overline{ad}$  und  $\overline{cd}$  nahezu parallel werden. Die Kraft Z kann somit auf graphischem Wege durch entsprechende Kräftezerlegung von Q nicht ohne weiteres ermittelt werden.

Es wurde daher zur Bestimmung von Z nachfolgender rechnerischer Weg mit Benützung der Abb. 5 bzw. 6 eingeschlagen. In der Auflagerstelle c äußert sich zunächst ein Normalwiderstand N und die Reibung  $R=f.N$ , während im Aufhängepunkt a lediglich die Kraft Z zur Wirkung gelangt.

Das Wolfgewicht Q muß daher durch die drei Kräfte Z, R und N im Gleichgewicht gehalten werden.

Nach Abb. 5 ( $\rho > \epsilon$ ) ergibt sich:

Aus  $\Delta csd$  folgt,

$$m = \overline{sd} = \frac{l_2 \sin \{90^\circ - (\varphi + \rho)\}}{\sin (\rho - \epsilon)} \dots\dots\dots(a)$$

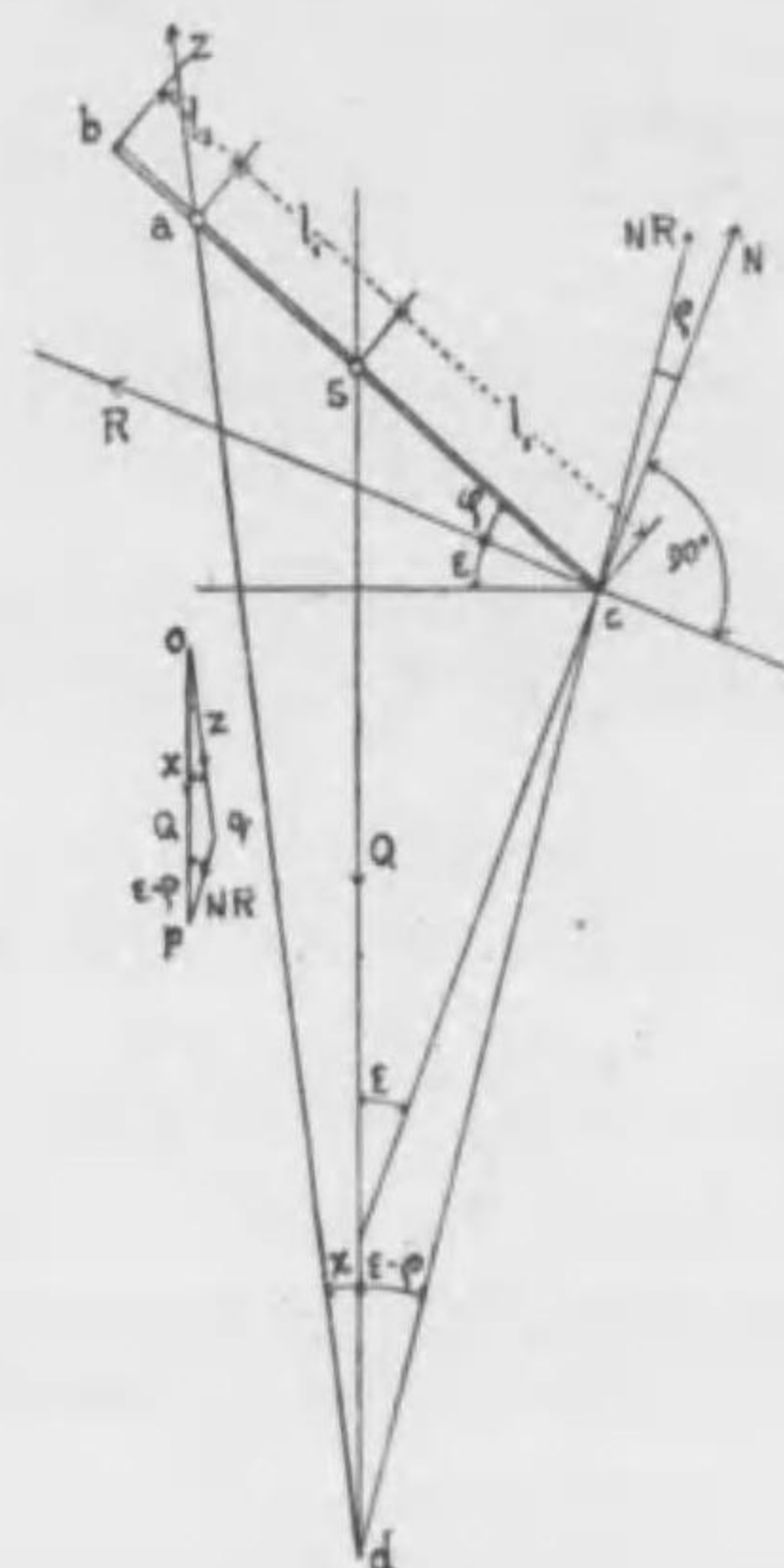


Abb. 5.

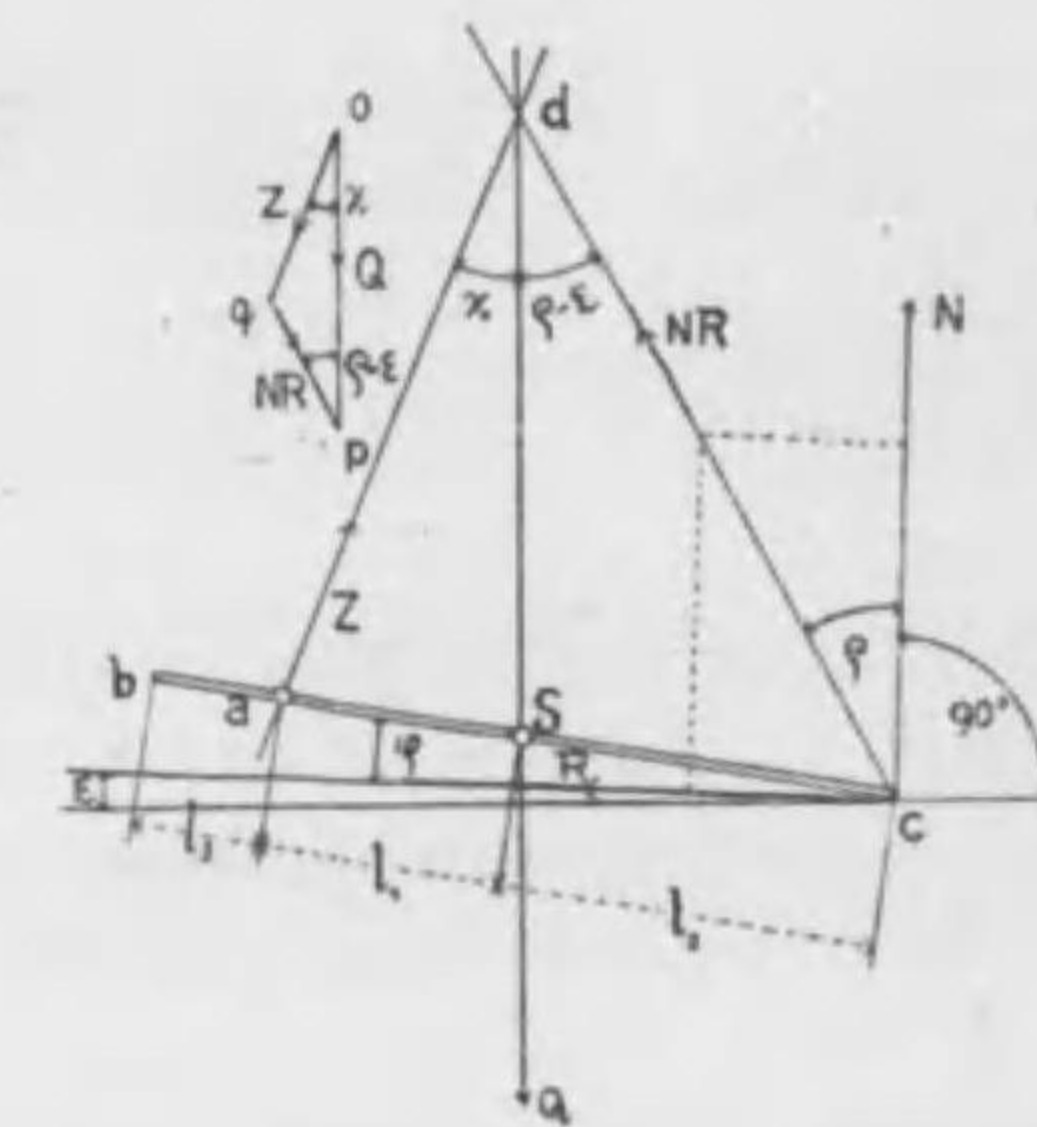


Abb. 6.

aus  $\Delta asd$  folgt,

$$m = \overline{sd} = \frac{l_1 \cos \{x - (\varphi + \epsilon)\}}{\sin x} \dots\dots\dots(b)$$

Durch Gleichsetzung der beiden Ausdrücke (a) und (b) ergibt sich:

$$\text{ctg } x = \frac{l_2 \cos (\varphi + \rho)}{l_1 \cos (\varphi + \epsilon) \sin (\rho - \epsilon)} - \text{tg } (\varphi + \epsilon) \dots\dots\dots(4)$$

Aus dem Kräftedreiecke opq folgt,

$$Z = \frac{Q \sin (\rho - \epsilon)}{\sin (x + \rho - \epsilon)} \dots\dots\dots(4a)$$

Nach Abb. 6 ( $\rho < \epsilon$ ) ergibt sich:

$$\text{ctg } x = \text{tg } (\varphi + \epsilon) - \frac{l_2 \cos (\varphi + \rho)}{l_1 \sin (\epsilon - \rho) \cos (\varphi + \epsilon)} \dots\dots\dots(4')$$

$$Z = \frac{Q \sin (\epsilon - \rho)}{\sin (x + \epsilon - \rho)} \dots\dots\dots(4'a)$$

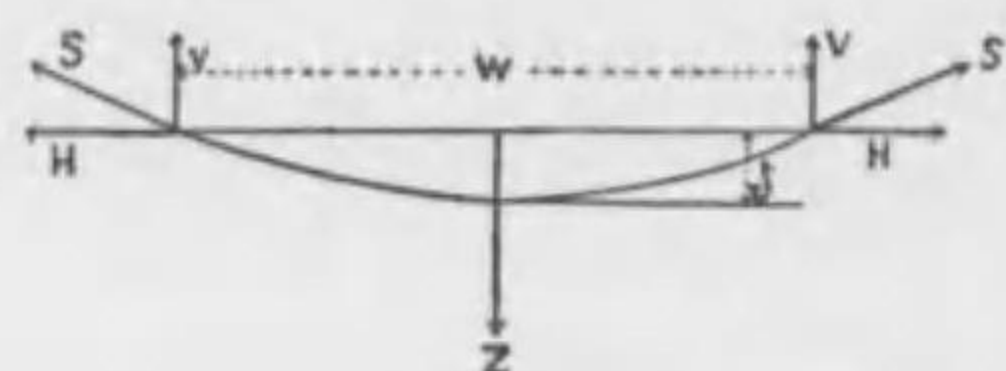


Abb. 7.

Mit Zugrundelegung der Theorie der Kettenlinien kann die Spannkraft  $S_1$  (kg) bzw. die Spannung  $\delta_1$  (kg/mm<sup>2</sup>) des Drahtseiles bestimmt werden.

$$S = \sqrt{H^2 + V^2} \dots\dots\dots (5)$$

$$H = \frac{qW^2}{8\delta} + \frac{ZW}{4\delta} \qquad V = \frac{qW}{2} + \frac{Z}{2}$$

Der Gesamtquerschnitt  $\phi$  des Seiles ist, wenn  $e$  den Durchmesser des Einzelseiles in mm darstellt, gleich:

$$\phi = \frac{\pi e^2}{2}$$

und somit  $\delta_1 = \frac{2S}{\pi e^2}$

Analog ergeben sich die für die Versuche in Betracht kommenden Spannungen  $\delta_{II}$ ,  $\delta_{III}$  und  $\delta_{IV}$ .

$\rho = 0,058,$	$\varphi = 4^\circ 30',$	$l_1 = 0,65m$
$\rho = 3^\circ 20',$	$\varepsilon = 2^\circ 30',$	$l_2 = 1,00m$
$ctg \alpha = \frac{l_2 \cos(\varphi + \rho)}{l_1 \cos(\varphi + \varepsilon) \sin(\rho - \varepsilon)} - tg(\varphi + \varepsilon) = 105,786$		
$\alpha = 32',$	$Q = 10,9kg,$	$\alpha + \rho - \varepsilon = 1^\circ 22'$
$Z = \frac{Q \sin(\rho - \varepsilon)}{\sin(\alpha + \rho - \varepsilon)} = 6,6kg$		
$q = 0,38kg/m,$	$W = 1,25m,$	$e = 5,7mm$
$\delta_1 = 0,065m:$		
$H = 32,9kg,$	$V = 3,5kg,$	$S_1 = \sqrt{H^2 + V^2} = 32,1kg$
$\phi = 51,0mm^2,$	$\delta_1 = \frac{S}{\phi} = 0,65kg/mm^2$	
$\delta_{II} = 0,032m:$		
$H = 66,2kg,$	$S_{II} = 66,3kg,$	$\delta_{II} = \frac{S}{\phi} = 1,3kg/mm^2$
$\delta_{III} = 0,015m:$		
$H = 142,5kg,$	$S_{III} = 142,6kg,$	$\delta_{III} = 2,8kg/mm^2$

$$\delta_{IV} = 0,002m:$$

$$H = 1068,4kg, \quad S_{IV} = 1068,5kg, \quad \delta_{IV} = 21,0kg/mm^2$$

Um die Wirkung der elastischen Aufhängung zum Teil oder ganz auszuschalten, wurden die Versuche auch so vorgenommen, daß eine starre Achse in bestimmten Abständen am Wolfbaum bei verschiedenen Spannungen des Drahtseiles angebracht wurde. Die Versuche wurden zunächst bei trockener, aber sehr glatter Bahn durchgeführt.

Durch Einseifung der Riesbahn wurde ein Reibungswinkel, wie die spätere Rechnung erweist, von  $3^\circ 26'$  wie für Eisriesen erzeugt. Da diese Laboratoriumsversuche zunächst lediglich dem Zwecke dienen sollen, allgemeine Richtlinien für die Ausgestaltung geeigneter Bremsmittel auf Riesen zu liefern, so konnte man von der Bestimmung absoluter Werte absehen und sich damit begnügen, die erzielten Bremswirkungen relativ festzustellen. Die Durchführung der Versuche mußte daher so erfolgen, daß man das abzurieselnde Holzstück zunächst bei ausgeschaltetem und unmittelbar darauf, bei eingeschaltetem Wolfe die Riesbahn herabgleiten ließ. Ein Vergleich der bei zwei solchen zusammengehörigen Versuchen vom abriesenden Holze zurückgelegten Strecken in der Riesbahn lieferte somit unmittelbar ein Relativmaß für die erzielte Bremswirkung. Durch den Umstand, daß die Bremsvorrichtung gleich am Beginn der Riese aufgestellt wurde, konnte mit gewisser Annäherung die Geschwindigkeit des abriesenden Holzes beim Eintreffen bei der Bremsvorrichtung gleich jener angenommen werden, welche dasselbe durch den Stoß seitens des Eisenstückes E erhalten hat. In der Folge mögen nachstehende Bezeichnungen Verwendung finden:

- $Q_h$ : Das Gewicht in Kilogramm des abriesenden Holzes.
- $V$ : Die Anfangsgeschwindigkeit des abriesenden Holzes bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung;  
 $V = 2,15m/sec.$

- g: Die Acceleration der Schwere;  $g=9,81m$ .
- $L_n$ : Die in der Neigung der Riese gemessene Weglänge in Metern, welche vom abriesenden Holze bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung zurückgelegt wird, bis dasselbe zu Ruhe kommt. Wird dieser Weg vom abriesenden Holze vollständig durchlaufen, so möge der von demselben noch in der horizontalen Reststrecke zurückgelegte Weg mit  $L_h$  bezeichnet werden.
- $L'_n$ : sowie  $L_n$ , jedoch bei eingeschalteter Bremsvorrichtung. Wird die ganze geneigte Riesstrecke vom abgebremsten Holze noch durchlaufen, so sei die in der horizontalen Reststrecke zurückgelegte Weglänge mit  $L'_h$  bezeichnet.
- $\epsilon$ : Die Durchschnittsgefälle des im Gefälle gelegenen Teiles der Riesbahn;  $\epsilon=2^\circ 30'$ .
- A: Die Bremsarbeit des Wolfes in kgm.
- $A_1$ : Die Gleitarbeit in kgm des abriesenden Holzes von Bewegungsbeginn bis zum Liegenbleiben in der Bahn bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung.
- $A_2$ : Die Gleitarbeit des abriesenden Holzes nach erfolgter Abbremsung desselben.
- $P_A$ : Die Arbeitsleistung des Wolfes in Prozenten der vor der Abbremsung dem Bloche inwohnenden Lebendigenkraft.

Die zur Bestimmung von  $f$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  und A dienenden allgemeinen Relationen werden daher lauten:

$$\frac{Q_b V^2}{2g} = L_n(f Q_b \cos \epsilon - Q_b \sin \epsilon) + L_h f Q_b$$

$$\frac{V^2}{2g} = L_n(f \cos \epsilon - \sin \epsilon) + L_h f \dots\dots\dots(6)$$

$$A_1 = L_n(f Q_b \cos \epsilon - Q_b \sin \epsilon) + L_h f Q_b \dots\dots\dots(7)$$

$$A_2 = L'_n(f Q_b \cos \epsilon - Q_b \sin \epsilon) + L'_h f Q_b \dots\dots\dots(8)$$

Da bei den zusammengehörenden Versuchen bei ein- bzw. ausgeschalteter Bremsvorrichtung dem abriesenden Holze die gleiche lebendige Kraft zu Beginn der Bewegung annähernd mitgeteilt wurde, so folgt unmittelbar daraus, daß die Gleitarbeit des abriesenden Holzes bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung  $A_1$  gleich sein muß der Summe aus der Arbeit der Bremsvorrichtung A und der Gleitarbeit  $A_2$  des abgebremsten, abriesenden Holzes. Es ist also

$$A_1 = A + A_2$$

und somit die Bremsarbeit des Wolfes:

$$A = A_1 - A_2 \dots\dots\dots(9)$$

Die Relation (6) kann aber zur näherungsweisen Ermittlung des Reibungskoeffizienten  $f$  des abriesenden Holzes auf der Riesbahn dienen.

$$f = \frac{\frac{V^2}{2g} + L_n \sin \epsilon}{L_n + L_h \cos \epsilon} \dots\dots\dots(10)$$

Beobachtet wurden bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung nachfolgende in Tabelle II zusammengefaßten Werte.

Die nachfolgend tabellarisch zusammengefaßten Beobachtungsdaten geben in Verbindung mit Gleichung (9) den näherungsweisen Mittelwert für den Reibungskoeffizienten:

$$f_m = \frac{f_1 + f_2 + \dots + f_{16}}{16} = 0,058$$

Führt man in Gleichung (7) die Durchschnittswerte der Tabelle II für  $L_n$ ,  $L_h$  und  $f$  ein, so ergeben sich entsprechende Werte für  $A_1$ , die bereits in vorgenannter Tabelle eingetragen erscheinen.

Die zu den in Tabelle II zusammengefaßten Daten der Versuchsreihe 1-16 gehörenden Beobachtungen mit eingeschaltetem Wolfe ohne starre Achse, also nur an einem Drahtseil hängendem Wolfe, sind aus Tabelle III, jene bei noch hinzugefügter starrer Achse aus Tabelle IV zu entnehmen.

TABELLE II.

Nummer der Versuchsreihe	Spannung der Seiles	Durchschnittswerte					Mittelwert von A <sub>1</sub> kg/m
		Gesamtlänge des Durchgleitens m	L <sub>n</sub> m	L <sub>h</sub> m	f	A <sub>1</sub> kg/m	
1	I	15,2	15,2	0,0	0,059	1,98	1,98
5		14,9	14,9	0,0	0,059	1,94	
9		16,7	15,5	1,2	0,055	2,05	
13		16,8	15,5	1,3	0,054	1,95	
2	II	15,1	15,1	0,0	0,059	1,96	1,99
6		14,3	14,3	0,0	0,060	1,98	
10		15,2	15,2	0,0	0,059	1,98	
14		17,0	15,5	1,5	0,054	2,04	
3	III	15,1	15,1	0,0	0,059	1,96	1,99
7		14,9	14,9	0,0	0,059	1,94	
11		15,4	15,4	0,0	0,059	2,00	
15		16,7	15,5	1,2	0,055	2,05	
4	IV	14,2	14,2	0,0	0,060	1,97	1,99
8		14,1	14,1	0,0	0,060	1,95	
12		15,8	15,5	0,3	0,058	2,03	
16		16,6	15,5	1,1	0,055	2,00	

Die dem abriesenden Holze zu Beginn der Bewegung innewohnende lebendige Kraft K läßt sich einerseits aus der Formel

$$K = \frac{QV^2}{2g} \dots\dots\dots(11)$$

andererseits mit Zuhilfenahme der Gleichung (7) in Form von mechanischer Arbeit ermitteln.

Für die zusammengehörenden Versuche beispielsweise 1, 5, 9 und 13 ergibt die Gleichung den Durchschnittswert von der Gleitarbeit des abriesenden Holzes bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung 1,98kgm, während aus der Formel (11) der Wert 2,006kgm resultiert. Ein Vergleich beider Zahlen gibt eine fast vollständige Gleichheit derselben, womit aber auch eine fast völlige Übereinstimmung des aus den direkten Beobachtungen ermittelten, mit dem auf rechnerischem Wege erhaltenen Werte erwiesen erscheint.

TABELLE III.

Nummer der Versuchsreihe	Spannung des Seiles	Durchschnittswerte					Mittelwert von A kg/m	P <sub>A</sub> %
		Gesamtlänge des Durchgleitens m	L <sub>n</sub> m	L <sub>h</sub> m	A <sub>2</sub> kg/m	A kg/m		
1	I	8,9	8,9	0,0	1,16	0,82	0,93	47
5		8,8	8,8	0,0	1,14	0,80		
9		10,3	10,3	0,0	0,99	1,06		
13		10,4	10,4	0,0	0,91	1,04		
2	II	10,0	10,0	0,0	1,30	0,66	0,82	41
6		9,1	9,1	0,0	1,26	0,72		
10		9,4	9,4	0,0	1,22	0,76		
14		10,2	10,2	0,0	0,89	1,15		
3	III	11,7	11,7	0,0	1,52	0,44	0,61	31
7		9,7	9,7	0,0	1,26	0,68		
11		12,5	12,5	0,0	1,63	0,37		
15		11,6	11,6	0,0	1,11	0,94		
4	IV	11,4	11,4	0,0	1,58	0,39	0,50	25
8		12,3	12,3	0,0	1,70	0,25		
12		12,6	12,6	0,0	1,53	0,50		
16		11,8	11,8	0,0	1,13	0,87		

Bei der Spannung I ( $\partial_1=0,65\text{kg/mm}^2$ ) wurde, wie sich aus den bezüglichen Werten der Tabelle II und III (Versuche 1, 5, 9 und 13) ergibt, durchschnittlich von der lebendigen Kraft 1,98 (2,006) kgm des abriesenden Holzes durch die Wolfkonstruktion 47% abgebremst.

Bei der Spannung II ( $\partial_{II}=1,3\text{kg/mm}^2$ ) ergibt sich analog für die Versuchsreihe 2, 6, 10 und 14 bei einer anfänglichen lebendigen Kraft 1,99(2,006)kgm eine Abbremsung von 41%.

Bei der Spannung III ( $\partial_{III}=2,8\text{kg/mm}^2$ ) wurde mit Zugrundelegung der Versuche 3, 7, 11 und 15 eine Durchschnittsabbremsung von 31% bei anfänglicher lebendiger Kraft K=1,99kgm erzielt.

Schließlich ergab die Versuchsreihe 4, 8, 12 und 16 für die Spannung IV ( $\partial_{IV}=21,0\text{kg/mm}^2$ ) eine Abbremsung von 25%, für diese Versuche hatte die lebendige Kraft zu Beginn der Bewegung den Wert 1,99kgm. Ein ansehnliches

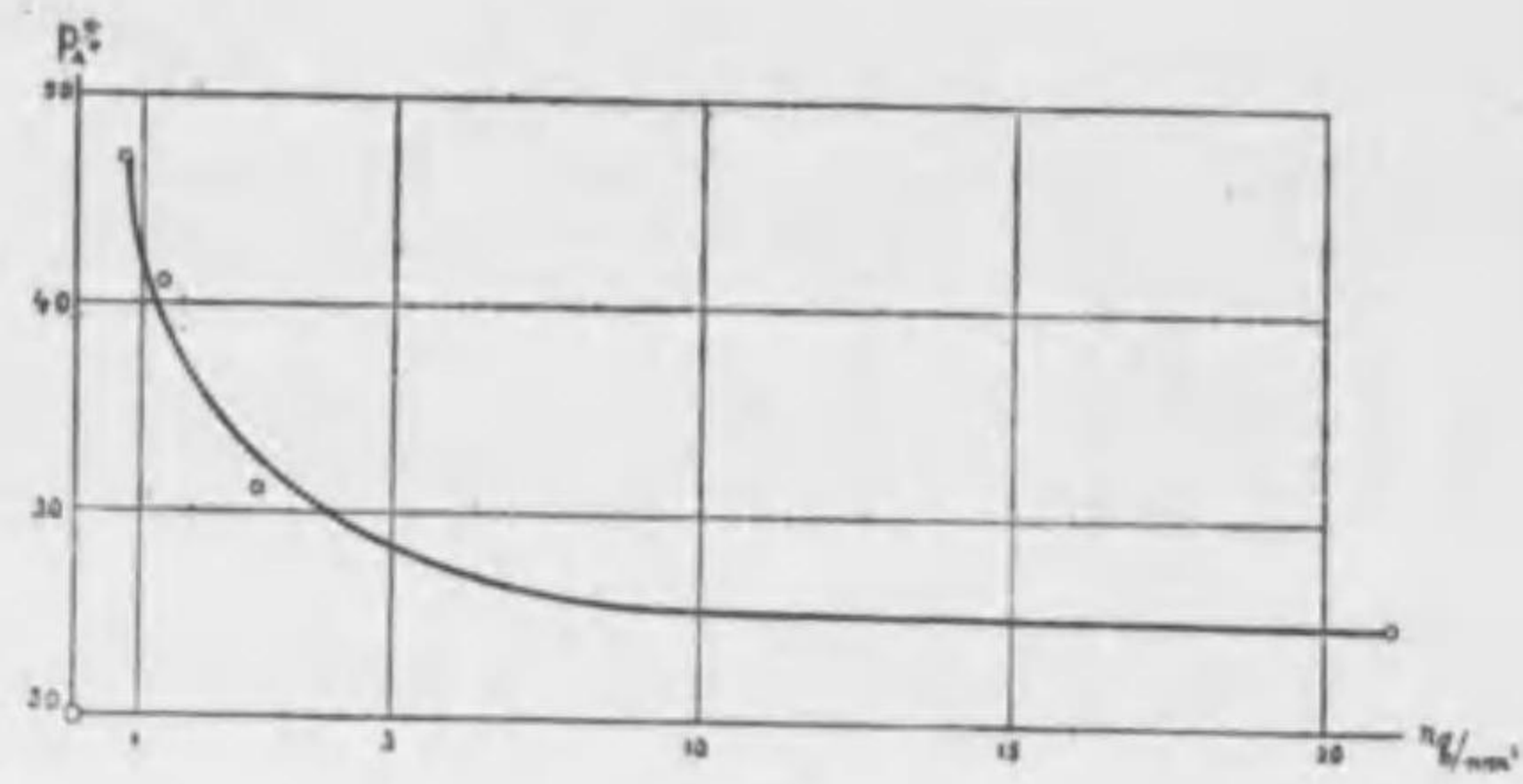


Abb. 8.

Bild über den Einfluß der Spannung des Aufhängeseiles auf die Bremswirkung des Wolfes bietet die in Abb. 8 dargestellte Kurve.

Aus der Abbildung 8 ersieht man auch die fast vollständige Anschmiegung der gefundenen Kurve an den sich aus den Versuchsdaten ergebenden Linienzug. Während also bei der geringst möglichen Spannung fast die halbe lebendige Kraft durch Bremsarbeit aufgezehrt wurde, konnte bei der größten Spannung nur mehr die Hälfte dieser Wirkung erzielt werden. Man sieht schon daraus, welchen wichtigen Einfluß die Spannung des Aufhängeseiles auf die Bremswirkung ausübt und es wird daher bei den später auf tatsächlichen Riesen durchzuführenden Versuchen, der Untersuchung des Einflusses dieses Faktors besonders Rechnung getragen werden müssen.

## 2. Einfluß einer eingelegten starren Achse des Wolfes auf dessen Bremswirkung.

Für diesen Einfluß ist jedenfalls die relative Lage dieser starren Achse im Vergleiche zu den Endpunkten des Wolfes von ausschlaggebender Bedeutung.

Die jeweilige Lage der Achse von 3,5cm Durchmesser ist durch das Verhältnis  $\frac{m_1}{m_2}$  fixiert, da der eigentliche Dreh-

punkt des Wolfbaumes nach O verlegt erscheint. Stößt nun das abriesende Holz gegen den Wolfbaum, so wird derselbe um die Drehachse O gedreht bei gleichzeitigem Gleiten dieser Achse. Der Einfluß des Aufhängeseiles wird gewiß bei dieser Anordnung geschwächt, da sich sein Einfluß darauf reduziert, durch seinen Zugwiderstand das Gleiten der Achse zu behindern.

Lage 1.	$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,10}{1,90} \approx \frac{1}{20}$
" 2.	$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,20}{1,80} \approx \frac{1}{9}$
" 3.	$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,30}{1,70} \approx \frac{1}{6}$
" 4.	$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,40}{1,60} = \frac{1}{4}$
" 5.	$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,50}{1,50} = \frac{1}{3}$
" 6.	$\frac{m_1}{m_2} = \frac{0,65}{1,35} \approx \frac{1}{2}$

Der Einfluß der Einlegen einer starren Achse ist, wie die Versuche gezeigt haben, sehr verschiedener Art, je nach den dabei verwendeten Spannungen des Seiles. Während bei geringer Spannung des Seiles stets eine Herabminderung der Bremsarbeit eintrat, konnte bei der stärkeren Spannung (III) wenigstens für eine bestimmte Lage eine Erhöhung der Bremsarbeit konstatiert werden.

Im allgemeinen kann aber für sämtliche Spannungen des Seiles der Einfluß einer eingelegten starren Achse dahin charakterisiert werden, daß je weiter vom Aufhängepunkt abwärts die Achse eingelegt wird, um so mehr nimmt die Bremsarbeit des Wolfes ab. Nur bei der Lage 5 ( $\frac{m_1}{m_2} = \frac{1}{3}$ ) d. h. bei einer Unterstützung im oberen Viertelpunkt des Wolfes zeigt sich eine Steigerung der Bremsarbeit. Wenn auch diese Steigerung für die praktische Auswertung, da sie den Wert der Bremsarbeit bei nicht eingeschalteter Achse

TABELLE IV.

Spannung des Seiles	Gesamt- länge des Durch- gleitens m	L <sub>n</sub> m	L <sub>h</sub> m	A <sub>2</sub> kgm	A kgm	Mittelwert von A kgm	P <sub>A</sub> %
---------------------------	--	---------------------	---------------------	-----------------------	----------	-------------------------------	---------------------

## Lage 1.

I	9,5	9,5	0,0	1,24	0,74	0,81	41
	10,4	10,4	0,0	1,35	0,59		
	11,8	11,8	0,0	1,13	0,92		
	10,9	10,9	0,0	0,95	1,00		
II	10,6	10,6	0,0	1,38	0,58	0,61	31
	11,3	11,3	0,0	1,57	0,41		
	13,0	13,0	0,0	1,69	0,29		
III	10,2	10,2	0,0	0,89	1,15	0,84	42
	10,1	10,1	0,0	1,31	0,69		
	11,0	11,0	0,0	1,06	0,99		

## Lage 2.

I	9,5	9,5	0,0	1,24	0,74	0,73	37
	10,2	10,2	0,0	1,33	0,61		
	13,8	13,8	0,0	1,33	0,72		
	12,5	12,5	0,0	1,09	0,86		
II	9,3	9,3	0,0	1,29	0,69	0,61	31
	13,3	13,3	0,0	1,73	0,25		
	13,1	13,1	0,0	1,15	0,89		
III	8,3	8,3	0,0	1,08	0,88	0,79	40
	9,5	9,5	0,0	1,24	0,70		
	10,3	10,3	0,0	1,34	0,66		
	11,8	11,8	0,0	1,13	0,92		

## Lage 3.

I	9,0	9,0	0,0	1,17	0,81	0,74	37
	12,4	12,4	0,0	1,61	0,33		
	11,7	11,7	0,0	1,12	0,93		
	12,2	12,2	0,0	1,07	0,88		
II	10,2	10,2	0,0	1,33	0,63	0,54	27
	12,0	12,0	0,0	1,66	0,32		
	13,1	13,1	0,0	1,70	0,28		
	12,8	12,8	0,0	1,12	0,92		
III	11,1	11,1	0,0	1,44	0,52	0,60	30
	11,5	11,5	0,0	1,50	0,44		
	11,0	11,0	0,0	1,43	0,57		
	12,5	12,5	0,0	1,20	0,85		

Spannung des Seiles	Gesamt- länge des Durch- gleitens m	L <sub>n</sub> m	L <sub>h</sub> m	A <sub>2</sub> kgm	A kgm	Mittelwert von A kgm	P <sub>A</sub> %
---------------------------	--	---------------------	---------------------	-----------------------	----------	-------------------------------	---------------------

## Lage 4.

I	8,3	8,3	0,0	1,08	0,90	0,68	34
	13,2	13,2	0,0	1,72	0,22		
	13,0	13,0	0,0	1,25	0,80		
	13,1	13,1	0,0	1,15	0,80		
II	12,7	12,7	0,0	1,76	0,22	0,49	25
	12,8	12,8	0,0	1,66	0,32		
	12,8	12,8	0,0	1,12	0,92		
III	13,1	13,1	0,0	1,70	0,26	0,48	24
	11,4	11,4	0,0	1,48	0,46		
	12,6	12,6	0,0	1,64	0,36		
	12,7	12,7	0,0	1,22	0,83		

## Lage 5.

I	11,0	11,0	0,0	1,43	0,51	0,74	37
	13,6	13,6	0,0	1,31	0,74		
	11,1	11,1	0,0	0,97	0,98		
II	10,5	10,5	0,0	1,37	0,61	0,65	33
	9,0	9,0	0,0	1,25	0,73		
	12,1	12,1	0,0	1,57	0,41		
III	13,7	13,7	0,0	1,20	0,84	0,57	29
	11,2	11,2	0,0	1,46	0,50		
	12,1	12,1	0,0	1,57	0,37		
	10,9	10,9	0,0	1,42	0,58		
	12,9	12,9	0,0	1,24	0,81		

## Lage 6.

I	10,7	10,7	0,0	1,39	0,55	0,69	35
	14,9	14,9	0,0	1,43	0,62		
	12,1	12,1	0,0	1,06	0,89		
II	11,5	11,5	0,0	1,59	0,39	0,50	25
	12,9	12,9	0,0	1,68	0,30		
	13,9	13,9	0,0	1,22	0,82		
III	10,2	10,2	0,0	1,33	0,63	0,52	26
	12,2	12,2	0,0	1,59	0,35		
	12,9	12,9	0,0	1,68	0,32		
	13,2	13,2	0,0	1,27	0,78		

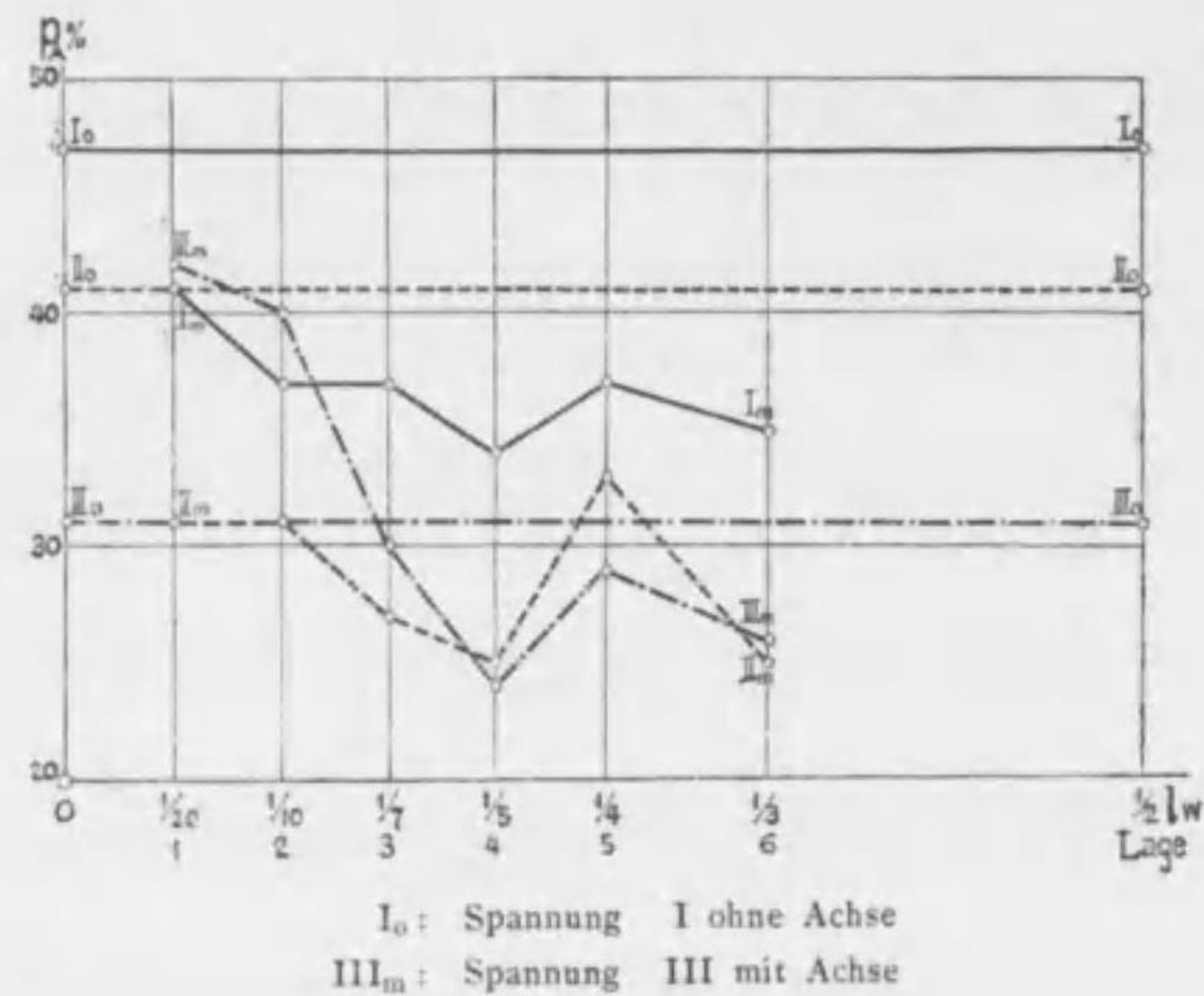


Abb. 9.

nicht erreicht, kaum in Betracht kommt, so darf dieser Umstand nicht außer Auge gelassen werden, wenn es sich darum handelt, die Bremswirkung eines Wolfes vorübergehend herabzusetzen. Es ist also sowohl diese Stelle, wie auch die zunächst gelegenen, für das Einlegen der Achse zu vermeiden. Es gilt dies besonders für schwächere Spannungen (II) des Seiles. Ein anschauliches Bild über die Abnahme der Bremsarbeit bei allmählichem Vorrücken der Achse nach abwärts zeigten die in der Abb. 9 dargestellten Einflußlinien.

Das Einlegen einer starren Achse war bei den Laboratoriumsversuchen nur bei den Spannungen I, II und III möglich.

Für die praktische Auswertung der Wolfkonstruktion kann somit das Einlegen einer starren Achse nur insofern von Wert sein, als man die Bremswirkung eines Wolfes vorübergehend herabsetzen will.

### 3. Einfluß des Neigungswinkel $\varphi$ des Wolfbaumes gegen die Riesbahn auf die Bremsarbeit.

Die Versuche wurden zu diesem Behufe so angeordnet, daß bei jeweilig gleicher Spannung dem Wolfbaum durch sukzessive Erhöhung der Auflager C und D des Drahtseiles nachfolgende Neigungswinkel erteilt wurden und zwar:

Spannung I:	$\varphi_1=7^{\circ}05'$	$\varphi_2=8^{\circ}50'$	$\varphi_3=13^{\circ}00'$	$\varphi_4=16^{\circ}20'$
	$\varphi_5=20^{\circ}00'$	$\varphi_6=23^{\circ}00'$	$\varphi_7=27^{\circ}15'$	
Spannung II:	$\varphi_1=8^{\circ}10'$	$\varphi_2=9^{\circ}50'$	$\varphi_3=14^{\circ}00'$	$\varphi_4=17^{\circ}30'$
	$\varphi_5=21^{\circ}00'$	$\varphi_6=24^{\circ}00'$	$\varphi_7=28^{\circ}10'$	
Spannung III:	$\varphi_1=9^{\circ}40'$	$\varphi_2=10^{\circ}55'$	$\varphi_3=15^{\circ}20'$	$\varphi_4=19^{\circ}35'$
	$\varphi_5=22^{\circ}30'$	$\varphi_6=25^{\circ}30'$	$\varphi_7=30^{\circ}00'$	
Spannung IV:	$\varphi_1=10^{\circ}15'$	$\varphi_2=13^{\circ}00'$	$\varphi_3=17^{\circ}15'$	$\varphi_4=20^{\circ}30'$
	$\varphi_5=24^{\circ}00'$	$\varphi_6=27^{\circ}30'$	$\varphi_7=31^{\circ}40'$	

Dieser Einfluß ist verschieden nach der Spannung des Aufhänge-seiles. Während bei den gering gespannten Wölfen (elastisch gelagerten) stets eine Herabminderung der Bremsarbeit bei zunehmendem Neigungswinkel, wenn man von den regelmäßig auftretenden Zwischensteigerungen, die den Grundwert bei weitem nicht erreichen, absieht, eintritt, zeigen die stark gespannten Wölfe (angenähert starr gelagert) eine steigende Tendenz der Bremsarbeit.

Spannung I:

	1	2	3	4	5	6	7
$\varphi = 7^{\circ}05'$		$8^{\circ}50'$	$13^{\circ}00'$	$16^{\circ}20'$	$20^{\circ}00'$	$23^{\circ}00'$	$27^{\circ}15'$
$P_A = 47\%$		24%	16%	20%	26%	24%	19%

Spannung IV:

	1	2	3	4	5	6	7
$\varphi = 10^{\circ}15'$		$13^{\circ}00'$	$17^{\circ}15'$	$20^{\circ}30'$	$24^{\circ}00'$	$27^{\circ}30'$	$31^{\circ}40'$
$P_A = 25\%$		20%	13%	20%	21%	23%	24%

Diese Steigerung der Bremsarbeit zeigt sich besonders deutlich bei rauherer Bahn und stehen diese Ergebnisse mit den von Dr. Hauska auf rein theoretischem Wege mit Zugrundelegung der von Hofrat Dr. K. Petraschek<sup>1)</sup> im

1) Mitteilungen aus dem forstlichen Versuchswesen Österreichs, Wien 1878.

Versuchswege ermittelten Reibungskoeffizienten auf Holzriesen für starre Lagerung aufgestellten Werten des Neigungswinkels des Wolfbaumes für dessen maximale Leistung in angenäherter Übereinstimmung. Diese Übereinstimmung bei vorhandener glatter Bahn zeigte sich besonders augenfällig bei den Versuchen mit stark gespannten kurzen Wolf (Wolf 3. in Abb. 10: Länge  $L=1\text{m}$ , Durchmesser  $d=0,14\text{m}$ , Gewicht  $G=6,8\text{kg}$ ). So ergab sich bei der stärksten Spannung (IV) bei einem Neigungswinkel des Wolfbaumes von  $44^{\circ}00'$  im Versuchswege das Maximum der Bremsarbeit ( $P_{A \text{ max}}=39\%$ ). Für die ungefähr die gleichen Verhältnisse, nur etwas längeren Wolf, ergab sich auf rein theoretischem Wege für die maximale Leistung ein Winkel von  $43^{\circ}17'$  (s. Dr. Hauska: Theorie der Riesen, Tabelle I, S. 67). Die an und für sich geringe Differenz zwischen diesen beiden Ergebnissen läßt sich übrigens noch dadurch erklären, daß den theoretischen Untersuchungen ein längerer Wolfbaum zugrunde gelegt war, als den Versuchen. Für die Praxis wird es wohl kaum empfehlenswert sein, diese stark bremsende Wirkung von kurzen, stark gespannten und so steil gestellten Wölfen auszunützen, da es sich hier zweifellos um dynamische Bremswirkungen handelt, die mit Rücksicht sowohl auf Schonung des abriesenden Materials wie auch der Bremsvorrichtung zu vermeiden sind. Es kann somit nur die Schlußfolgerung gezogen werden, daß eine Vergrößerung des Neigungswinkels für den elastisch gelagerten Wolf stets mit einer Herabminderung seiner Bremsarbeit verbunden ist. Das Aufziehen der Lagerung des Wolfes ruft also eine gleichsinnige Wirkung hervor, wie das Einlegen einer starren Achse. Anders verhält sich allerdings der starr gelagerte Wolf, was für die vorliegenden Untersuchungen aber von keinem weiteren Interesse ist.

#### 4. Einfluß der Rauigkeit der Riesbahn an der Einbaustelle des Wolfes auf dessen Bremsarbeit.

Es wurden zwar Versuche bei nasser glatter Bahn ( $\rho_1=2^{\circ}25'$ ), trockener glatter Bahn ( $\rho_2=3^{\circ}20'$ ) und rauher Bahn ( $\rho_3=13^{\circ}00'$ ) an der Einbaustelle des Wolfes gemacht, doch zeigte die Verarbeitung des Versuchsmaterials derartige Abweichungen, daß die Ergebnisse zu weiteren Schlußfolgerungen nicht verwendet werden konnten. Die Ursache dieser Abweichungen lag in der Schwierigkeit der Ermittlung des jeweiligen Reibungskoeffizienten an der unterhalb der Wolfkonstruktion anschließenden Riesstrecke. Man war daher genötigt, mit einem durchschnittlichen Reibungswinkel für die ganze Riesstrecke zu rechnen. Von einer Veröffentlichung dieser Versuchsergebnisse wurde daher abgesehen und es soll die Untersuchung dieses Einflusses vielmehr Versuchen an tatsächlichen Riesen in Verbindung mit Geschwindigkeitsmessungen unmittelbar vor und nach der Einbaustelle des Wolfes vorbehalten bleiben.

#### 5. Einfluß des Gewichtes des Wolfes auf dessen Bremsarbeit.

Um diesen Einfluß zu erforschen, wurde zu den nachfolgenden Versuchen eine Wolfkonstruktion verwendet, deren Bremstafel (Wolf 2. in Abb. 10) aus zwei leichten Stangenhölzern hergestellt war von annähernd derselben Länge, wie der früher benützte Wolfbaum (Wolf 1. in Abb. 10). Das Gewicht dieser Bremstafel betrug  $7,7\text{kg}$ , während der früher verwendete Wolfbaum ein Gewicht von  $10,9\text{kg}$  besaß. Der Aufhängepunkt der Bremstafel wurde im gleichen Verhältnis wie beim zuerst verwendeten Wolf, als  $\frac{l_1}{l_1+l_2} = \frac{0,40}{2,10} \doteq \frac{1}{5}$  gewählt (Abb. 5, 6 u. 10). Mit abnehmendem Wolfgewicht





Abb. 10.

war, wie vorauszusehen, auch eine Abnahme der Bremsarbeit verbunden. Nur zeigte sich, daß unter der Voraussetzung eines gleichlangen Wolfes die Abnahme der Bremsarbeit geringer war, als der Gewichtsabnahme des Wolfes entsprechen hätte.

Nummer des Wolfes	Spannung			
	I	II	III	IV
		p <sub>s</sub> (%)		
1	47	41	31	25
2	41	39	32	27

Dieser Umstand dürfte dadurch seine Erklärung finden, daß beim leichteren Wolf bei gleicher Länge der Wolfbäume wie beim schwereren Wolf, die Wolfbäume im ersteren Falle biegsamer sich erweisen, wodurch kein so starkes Ab-

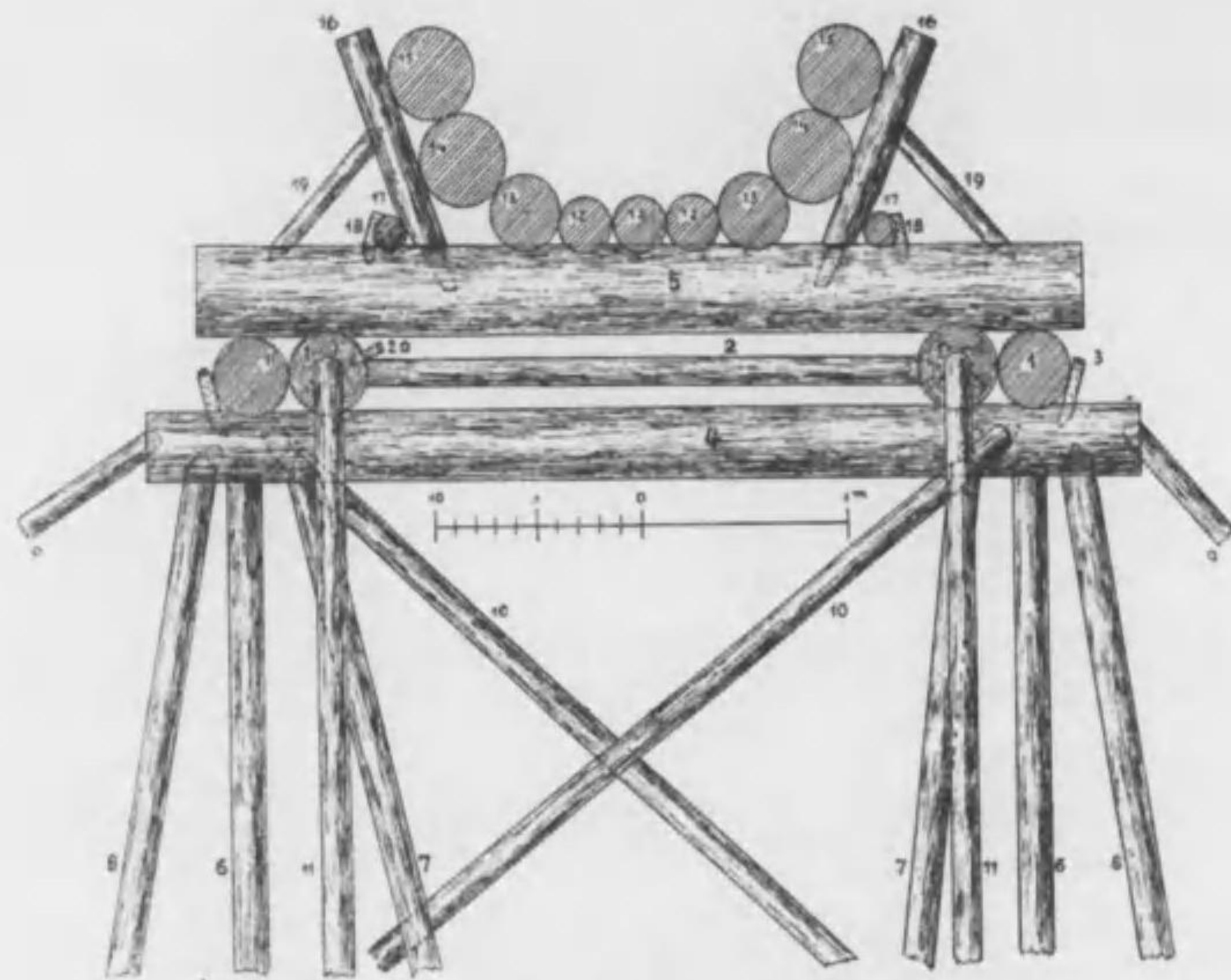
schleudern der Bremstafel erfolgt. Es ist daher in diesem Falle mit einer, zwar nicht momentan so großen, dafür aber nachhaltigeren Abbremsung zu rechnen. Diese Erscheinung zeigte sich auch bei den später durchgeführten praktischen Versuchen.

#### 6. Vornahme von Bremsversuchen im praktischen Riesbetriebe.

Anschließend an die Laboratoriumsversuche, deren Hauptzweck die Analyse des gestellten Problems war, wurden zum Zwecke der Feststellung der Wirkungsweise elastisch gelagerter Wölfe bei Vorhandensein von Faktoren, wie sie in tatsächlichen Riesbetrieben vorkommen, eine Reihe von Versuchen auf der „Koglertal-Riese“ im Forstwirtschaftsbezirke Reichraming, dank dem Entgegenkommen der Forst- und Domänen-Direktion Gmunden und insbesondere des Herren Oberforstrates Kautsch, vorgenommen.

Die „Koglertal-Riese“ stellt eine Type der sogenannten „Tiroler Riesen“ dar, die gegenüber den gewöhnlichen Holzriesen (Ohrenriesen) allerdings mit großem Materialaufwand vorwiegend für Lieferungen großer Holzmassen gebaut werden. Es sind dies Holzriesen von besonders massiver Herstellung und kann deren konstruktive Eigenart aus beifolgender Abb. 11 ersehen werden. Man findet diesen Typus von Holzriesen speziell im Forstwirtschaftsbezirke Reichraming sehr häufig in Verwendung, da es sich hier, bedingt durch die mehrere Jahre andauernde Käferkalamität, um den raschen Abtransport kolossaler Holzmassen handelt. Auf solchen Riesen konnten beispielsweise innerhalb einer Lieferungsperiode 30000-40000 fm pro Riese ohne besondere Reparaturherstellungen zu Tal gebracht werden.

Mit diesen Versuchen waren Messungen von Geschwindigkeiten abriesender Hölzer verbunden. Zu diesen Messungen wurde ein Verfahren benützt, welches schon seinerzeit



1. Rasbaum (Strasser): Mittendurchmesser  $d=0,35-0,40m$ .
2. Spannung:  $d=0,10m$ .
3. Nagel: Länge  $L=0,30m$ ,  $d=0,05m$ .
4. Bockholm:  $d=0,30m$ .
5. Joch:  $d=0,45-0,50m$ .
6. Mittelfuß des Bockes:  $d=0,15m$ .
- 7 u. 8. Seitenfüße des Bockes:  $d=0,15m$ .
9. Lanze:  $d=0,12-0,15m$ .
10. Querspannung:  $d=0,12-0,15m$ .
11. Schublanzen der Rasbäume:  $d=0,12-0,15m$ .
12. Bödner (in 2 bis 3 Zahl):  $d=0,25m$ .
13. Wehrer:  $d=0,35-0,40m$ .
14. Sattler:  $d=0,40-0,50m$ .
15. Übersattler:  $d=0,40-0,50m$ .
16. Einstecker (Krainer):  $L=1,20m$ ,  $d=0,15m$  (in das Joch  $0,20m$  eingebohrt).
17. Durchzieher:  $d=0,15m$ .
18. Nagel:  $L=0,20m$ ,  $d=0,05m$ .
19. Strebe des Krainers:  $d=0,10m$ .
20. Keil.

Abb. 11.

von Dr. J. Glatz<sup>1)</sup> verwendet wurde. Die hierzu verwendeten Apparate, wie auch der hierbei einzuschlagende Weg ist aus der vorstehend zitierten Abhandlung zu entnehmen und wird aus diesem Grunde hier nicht näher darauf eingegangen.

Im ganzen wurden zwei Versuchsreihen vorgenommen und zwar erstens Geschwindigkeitsmessungen an abriesenden Hölzern bei aus- und eingeschaltetem, relativ kurzem Wolfe und zweitens bei ein- und ausgeschaltetem mittellangen Wolfe. Die Versuchsanordnung ist aus Abb. 12 zu entnehmen.

Versuche mit relativ langem Wolfe konnten leider nicht durchgeführt werden, da die längsten zur Verfügung stehenden Bloche nur eine Länge von 8m besaßen. Auch die Zahl der durchgeführten Versuche war durch das nur mehr in geringerer Menge zum Abriesen vorhandene Material stark beschränkt. Die durchgeführten Versuche machen daher nicht darauf Anspruch, abschließende und definitive Schlußfolgerungen ziehen zu lassen. Jedenfalls kann aber aus denselben gefolgert werden, daß der elastisch gelagerte Wolf im Prinzip ein geeignetes Bremsmittel selbst für schwere und mit großer Geschwindigkeit, auf glatter Bahn abriesende Hölzer darstellt. Um die Wirkungsweise des elastisch gelagerten Wolfes vollständig zu erforschen und daraus Schlüsse auf die günstigste Anordnung und Ausgestaltung dieser Bremsvorrichtung zu ziehen, sind jedenfalls noch sehr zahlreiche Versuche notwendig, die vom Verfasser durchzuführen geplant sind und einer späteren Veröffentlichung vorbehalten bleiben.

Für die Versuche wurde eine 50m lange Riesstrecke gewählt, die durch 6 Kontakte in 5 Teilstrecken geteilt wurde. Die Kontakte wurden so angeordnet, daß der dritte Kontakt möglichst nahe jenem Profil komme, in welchem

1) Glatz: „Vornahme und zwecke von Geschwindigkeitsmessungen beim Betriebe von Rieswegen“, Mitteilungen aus dem forstlichen Versuchswesen Österreichs, Maria-brunn 1914.

das abriesende Holz den Wolfbaum trifft. Aus diesem Grunde ergab sich die erste, vierte und fünfte mit 10m, die zweite mit 12m und die dritte Teilstrecke mit 8m Länge.



Abb. 12.

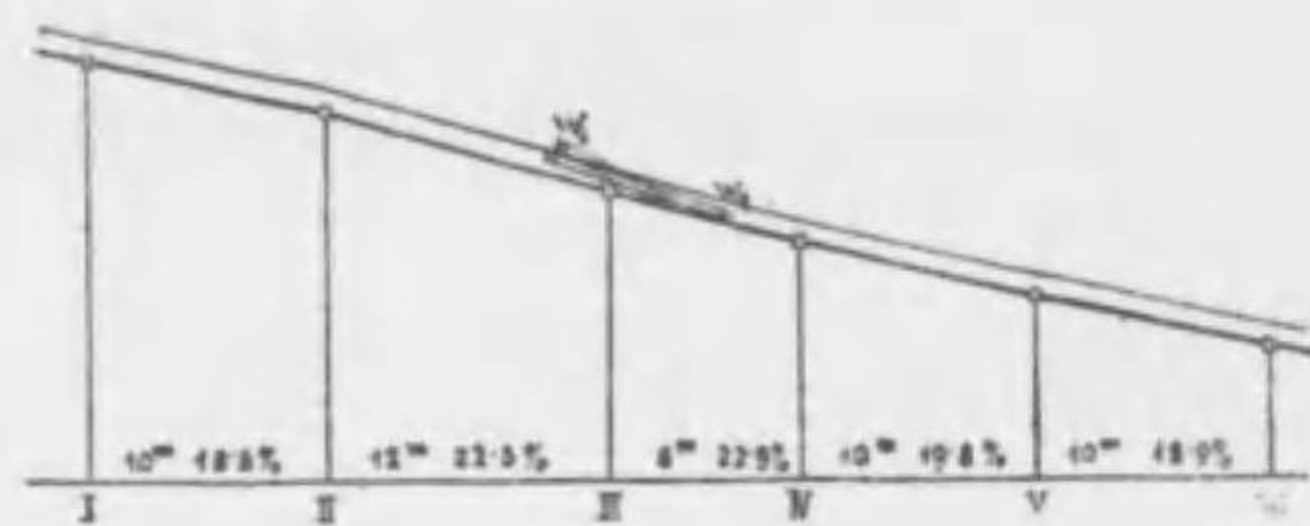


Abb. 13.

Die den einzelnen Teilstrecken entsprechenden Gefälle sind aus Abb. 13 zu entnehmen.

Mittels der verwendeten Apparate ergaben sich zunächst die Zeiträume, welche von dem abriesenden Holz zum Durchgleiten der einzelnen Teilstrecken gebraucht wurden. Zur besseren Veranschaulichung des weiteren Rechnungsweges möge der in Abb. 14 als Kopie wiedergegebene Papierstreifen dienen.

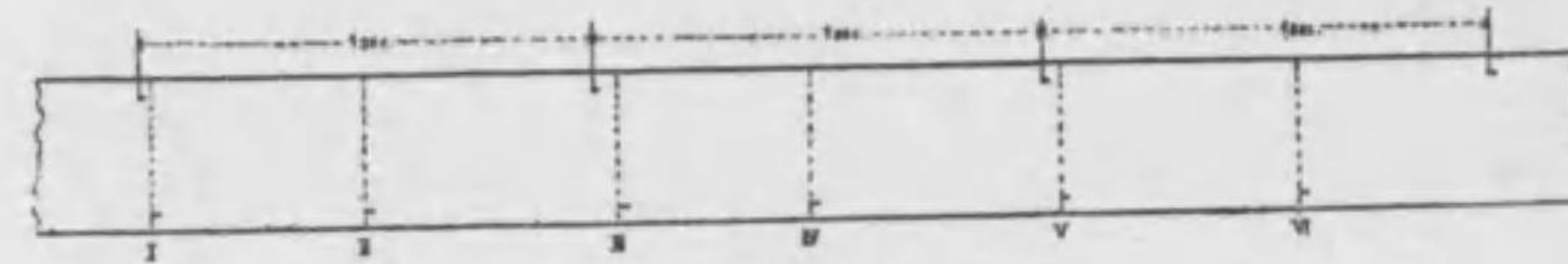


Abb. 14.

Die Projektion der Kontaktmarken auf die Zeitmarkenlinie ergibt unmittelbar den Zeitraum der zum Durchgleiten der betreffenden Teilstrecke nötig war.

Eine Auslese der vorgenommenen Versuche sei in nachfolgenden 8 Tabellen zusammengestellt. Die Wahl der hier veröffentlichten Versuche wurde so getroffen, daß dieselben als charakteristische Typen für ganze Versuchsreihen aufzufassen sind.

TABELLE V.

Versuch 1. Ausgeschalteter Wolf, abriesendes Bloch (Länge  $L=8m$ , Mittendurchmesser  $d=0,36m$ , Gewicht  $G=460kg$ ).

Kontakte	Zeitpunkt des Durchgleitens sec	Teilstrecken	Länge der Teilstrecken m	Gefälle der Teilstrecken %	Zeitraum des Durchgleitens sec	Mittlere Geschwindigkeit in den Teilstrecken m/sec	Reibungskoeffizienten in den Teilstrecken	Geschwindigkeit in den Kontakten m/sec
I	0,100	1	10	18,8	0,468	21,37		21,46
II	0,568	2	12	22,3	0,557	21,54	0,191	21,63
III	1,125	3	8	22,9	0,370	21,62	0,230	21,63
IV	1,495	4	10	19,8	0,454	22,03	0,016	22,43
V	1,949	5	10	18,9	0,459	21,79	0,480	21,11
VI	2,408							

Die Versuche bei ausgeschaltetem Wolfe sollten in erster Linie dazu dienen, die Reibungskoeffizienten in den einzelnen Teilstrecken zu bestimmen und mit deren Zuhilfenahme aus den mittleren Geschwindigkeiten die Momentangeschwindigkeiten in den einzelnen Kontaktpunkten zu berechnen. Der hierbei eingeschlagene Weg war folgender:

Wir bezeichnen: die Weglängen der aufeinanderfolgenden Teilstrecken mit  $s_1, s_2, s_3, s_4$  und  $s_5$ , die mittleren Geschwindigkeiten in den einzelnen Teilstrecken mit  $v_m^{(1)}, v_m^{(2)}, v_m^{(3)}, v_m^{(4)}$  und  $v_m^{(5)}$ , die Momentangeschwindigkeiten in den einzelnen Kontaktpunkten mit  $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5$  und  $v_6$ , die den einzelnen Teilstrecken entsprechenden Reibungskoeffizienten mit  $f_1, f_2, f_3, f_4$  und  $f_5$ , die zum Durchgleiten der einzelnen Teilstrecken notwendigen Zeiten mit  $t_1, t_2, t_3, t_4$  und  $t_5$  und die den einzelnen Teilstrecken zukommenden Neigungswinkel mit  $a_1, a_2, a_3, a_4$  und  $a_5$ .

Als Momentangeschwindigkeit  $v_2$  für den Kontakt II wurde nachfolgender Mittelwert angenommen.

$$v_2 = \frac{s_1 v_m^{(1)} + s_2 v_m^{(2)}}{s_1 + s_2} \dots\dots\dots(12)$$

Es ergibt sich dann—unter der Voraussetzung einer gleichförmig geänderten Bewegung innerhalb einer Teilstrecke—die Weglänge für die zweite Teilstrecke aus folgender Relation:

$$s_2 = g \frac{(\sin a_2 - f_2 \cos a_2) t_2^2}{2} + v_2 t_2 \dots\dots\dots(13)$$

$$\text{oder: } f_2 = \text{tg} a_2 - \frac{2(s_2 - v_2 t_2)}{g t_2^2 \cos a_2} \dots\dots\dots(14)$$

Die Momentangeschwindigkeit für den nächsten Kontakt (III)  $v_3$  kann dann aus der Gleichung (15) bestimmt werden.

$$v_3 = g(\sin a_2 - f_2 \cos a_2) t_2 + v_2 \dots\dots\dots(15)$$

In gleicher Art ergaben sich die Reibungskoeffizienten in den einzelnen Teilstrecken und die Momentangeschwindigkeiten in den einzelnen Kontaktpunkten.

$$f_3 = \text{tg} a_3 - \frac{2(s_3 - v_3 t_3)}{g t_3^2 \cos a_3} \dots\dots\dots(16)$$

$$v_4 = g(\sin a_3 - f_3 \cos a_3) t_3 + v_3 \dots\dots\dots(17)$$

$$f_4 = \text{tg} a_4 - \frac{2(s_4 - v_4 t_4)}{g t_4^2 \cos a_4} \dots\dots\dots(18)$$

$$v_5 = g(\sin a_4 - f_4 \cos a_4) t_4 + v_4 \dots\dots\dots(19)$$

$$f_5 = \text{tg} a_5 - \frac{2(s_5 - v_5 t_5)}{g t_5^2 \cos a_5} \dots\dots\dots(20)$$

$$v_6 = g(\sin a_5 - f_5 \cos a_5) t_5 + v_5 \dots\dots\dots(21)$$

Analog der Bestimmung der Momentangeschwindigkeit  $v_2$ , kann auch  $v_5$  berechnet werden aus nachstehendem Ausdrucke (22) und sei zum Unterscheide mit dem aus Gleichung (19) errechneten Werte mit  $v_5'$  bezeichnet.

$$v_5' = \frac{s_3 v_m^{(3)} + s_4 v_m^{(4)}}{s_3 + s_4} \dots\dots\dots(22)$$

$$v_4' = v_5' - g(\sin a_4 - f_4 \cos a_4) t_4 \dots\dots\dots(23)$$

$$v_3' = v_4' - g(\sin a_3 - f_3 \cos a_3) t_3 \dots\dots\dots(24)$$

Dann konnte man an die Auswertung der Versuchsergebnisse mit eingeschaltetem Wolfe schreiten. Auch hier wurden zunächst die mittleren Geschwindigkeiten aus den Teilstrecklängen und den hierzu gehörigen Zeitabschnitten bestimmt.

Um die vom Wolfe geleistete Bremsarbeit berechnen zu können, ist unbedingt die Kenntnis der Momentangeschwindigkeit des abriesenden Bloches unmittelbar vor dem Anprall desselben an den Wolfbaum (Kontakt III), wie auch der Geschwindigkeit nach erfolgter Abbremsung (Kontakt IV) notwendig.

Die Ermittlung dieser Momentangeschwindigkeiten erfolgte mit Zuhilfenahme der bereits bestimmten Reibungskoeffizienten in nachfolgender Art. Als Momentangeschwindigkeit  $v_2$  für den Kontakt (II) wurde wie früher wieder die Gleichung (12) benutzt. Aus  $v_2$  und dem auch bereits bekannten  $f_2$  ergab sich aus Gleichung (15) die gesuchte Momentangeschwindigkeit  $v_3$ . Um die Momentangeschwindigkeit nach erfolgter Abbremsung zu bestimmen, war es notwendig, dieselbe aus Momentangeschwindigkeit beim Kontakt (V) zurückzurechnen.

Zunächst ergibt sich  $v_5'$  ohne weiteres aus Gleichung (22). Mit Zugrundelegung des bereits bekannten Reibungskoeffizienten  $f_4$  läßt sich nun aus Gleichung (23) die Momentangeschwindigkeit  $v_4'$  ermitteln.

Es ist dies jene Geschwindigkeit, die das Bloch un-

mittelbar nach der Abbremsung besitzt. Diesen Momentangeschwindigkeiten  $v_s$  und  $v_s'$  entsprechend, besitzt das Bloch beim Durchgleiten dieser Stellen die Energien

$$K_v^{(3)} = \frac{Gv_s^2}{2g} \text{ und } K_n^{(3)} = \frac{Gv_s'^2}{2g}$$

Ein Vergleich der beiden Energien  $K_v^{(3)}$  und  $K_n^{(3)}$  ergibt im allgemeinen aber nicht die volle Bremsarbeit des Wolfes. Die Bremskraft gegen abriesendes Holz wirkt bis dem Kontakt (V), da der Wolf noch im Kontakt (IV) die Ende des Holzes unterdrückt.

Es muß daher auch die Energie  $K_n^{(3)}$ , die das abriesende Holz im Kontakt (V) besitzt, verglichen werden mit jener Energie  $K_n^{(3)}$ , welche das abriesende Holz besitzen würde, falls keine Bremsvorrichtung eingeschaltet wäre. Es ist dann:

$$K_n^{(3)} = \frac{Gv_s^2}{2g} \text{ und } K_n^{(3)} = \frac{G[v_s]^2}{2g}$$

Es ist daher, um die volle Bremsarbeit des Wolfes zu erfassen, jene Geschwindigkeit  $[v_s]$  rechnerisch zu ermitteln, welche das Bloch besitzen würde, wenn kein Wolf eingeschaltet wäre. Diese Geschwindigkeit  $[v_s]$  kann mit Zugrundelegung des bekannten Reibungskoeffizienten  $f_4$  unmittelbar aus Gleichung (19) bestimmt werden.

Unter Benutzung dieses vorstehend beschriebenen Vorganges und der zitierten Formeln wurden die entsprechenden Werte in den Tabellen der Versuche 1 - 8 ermittelt.

Die vollständige Bremsarbeit des Wolfes ist somit ausgedrückt durch

$$A = \frac{G[v_s]^2}{2g} - \frac{Gv_s^2}{2g} \dots \dots \dots (25)$$

Will man aber, wie es auch zweckmäßiger erscheint, die Aufzehrung an Energie durch den Wolf in Prozenten der im Bloche bei ausgeschalteter Bremsvorrichtung vorhandenen lebendigen Kraft ausdrücken, so ergibt sich:

$$p_A = \frac{100([v_s]^2 - v_s^2)}{[v_s]^2} \dots \dots \dots (26)$$

Aus Gleichung (26) ergeben sich durch Einführung der entsprechenden Werte für  $v_s$  und  $[v_s]$  aus den Tabellen für die ausgewählten Versuche nachstehende Abbremsungsprozente an lebendiger Kraft. Für Versuch 2, das ist bei eingeschaltetem relativ kurzen Wolf  $W_1$  und einem Gewichtsverhältnis des Wolfes zum abriesenden Bloch wie 3 zu 5, ergibt sich eine Abbremsung von 11%. Diese relativ geringe Abbremsung erklärt sich durch nachfolgende zwei Umstände, welche Erklärung durch die späteren Versuche noch ihre Bestärkung findet. Der erste, die Abbremsung ungünstig beeinflussende Faktor liegt wohl darin, daß die Wolftafel beinahe nur das halbe Gewicht des abzubremsenden Bloches besaß. Andererseits waren die Wolfbäume zu

TABELLE VI.

Versuch 2. Eingeschalteter kurzer Wolf, bestehend aus drei zusammengeschraubten Blochen (Länge  $L=5m$ , Mittendurchmesser  $d_1=0,20m$ ,  $d_2=0,22m$ ,  $d_3=0,22m$ , Gesamtgewicht der Wolftafel  $G_1=304kg$ ). Abriesendes Bloch (Länge  $L=8m$ , Mittendurchmesser  $d=0,38m$ , Gewicht  $G_2=513kg$ ).

Kontakte	Zeitpunkt sec	Teilstrecken	Länge der Teilstrecken m	Gefälle der Teilstrecken %	Zeitraum des Durch- gleitens sec	Mittlere Ge- schwindig- keit m/sec	Geschwin- digkeit in den Kontakten m/sec	Lebendige Kraft kgm	Arbeits- leistung des Wolfes %
I	0,110	1	10	18,8	0,566	17,67			
II	0,676	2	12	22,3	0,689	17,42	17,53	$\frac{315}{2g} G_2$	11
III	1,365	3	8	22,9	0,476	vor der Wolf 17,74 nach d. Wolf 16,71		$\frac{279}{2g} G_2$	
IV	1,841	4	10	19,8	0,579	17,27	$[17,74]^{1)}$ 16,72	$\frac{352}{2g} G_2$	11
V	2,420	5	10	18,9	0,549	18,21	$[18,76]$ 17,74	$\frac{315}{2g} G_2$	
VI	2,969								

1) Die in eckigen Klammern eingetragenen Zahlen stellen jene Geschwindigkeiten dar, welche das Bloch voraussichtlich annähernd bei ausgeschaltetem Wolfe erreicht hätte.



TABELLE XI.

Versuch 7. Eingeschalteter mittellanger Wolf wie bei Versuch 3. Abriesendes Bloch  
(Länge  $L=6m$ , Mittendurchmesser  $d=0,44m$ , Gewicht  $G_1=516kg$ ).

Kontakte	Zeitpunkt sec	Teilstrecken	Länge der Teilstrecken m	Gefälle % der Teilstrecken	Zeitraum des Durch- gleitens sec	Mittlere Ge- schwindig- keit m/sec	Geschwin- digkeit in den Kontakten m/sec	Lebendige Kraft kgm	Arbeits- leistung des Wolfes %
I	0,862	1	10	18,8	0,533	18,76			
II	1,395	2	12	22,3	0,589	20,37	19,64		
III	1,984	3	8	22,9	0,457	vor der Wolf nach d. Wolf	19,82 17,35	393 $\frac{G_1}{2g}$ 301 $\frac{G_1}{2g}$	23
IV	2,441	4	10	19,8	0,559	17,89	[19,82] 17,35	428 $\frac{G_1}{2g}$	
V	3,000	5	10	18,9	0,533	18,76	[20,70] 18,33	336 $\frac{G_1}{2g}$	22
VI	3,533								

TABELLE XII.

Versuch 8. Eingeschalteter mittellanger Wolf wie bei Versuch 3. Abriesendes Bloch  
(Länge  $L=6m$ , Mittendurchmesser  $d=0,42m$ , Gewicht  $G_2=470kg$ ).

Kontakte	Zeitpunkt sec	Teilstrecken	Länge der Teilstrecken m	Gefälle % der Teilstrecken	Zeitraum des Durch- gleitens sec	Mittlere Ge- schwindig- keit m/sec	Geschwin- digkeit in den Kontakten m/sec	Lebendige Kraft kgm	Arbeits- leistung des Wolfes %
I	0,764	1	10	18,8	0,554	18,05			
II	1,318	2	12	22,3	0,618	19,42	18,74		
III	1,936	3	8	22,9	0,492	vor der Wolf nach d. Wolf	18,93 16,47	358 $\frac{G_2}{2g}$ 271 $\frac{G_2}{2g}$	24
IV	2,432	4	10	19,8	0,589	16,98	[18,93] 16,47	399 $\frac{G_2}{2g}$	
V	3,021	5	10	18,9	0,555	18,02	[19,97] 17,50	306 $\frac{G_2}{2g}$	23
IV	3,576								

kurz, so daß die Stelle, in welcher der Stoß des abriesenden Holzes auf den Wolfbaum erfolgte, nahe dem unteren Ende der Bremstafel zu liegen kann, mit welcher Erscheinung stets ein starkes Abschleudern des Wolfes verbunden ist. Speziell dieser letztere Umstand dürfte Ursache der geringen Bremswirkung sein. Wie sich in den späteren Versuchen noch deutlicher zeigt, ist für die Bremswirkung des Wolfes von größter Bedeutung, daß das abriesende Holz die Bremsvorrichtung möglichst weit oben trifft, wodurch ein Empordrücken der Bremstafel—ermöglicht durch deren elastische Aufhängung—bei gleichzeitigem Herunterpressen ihres unteren Endes gegen die Riesbahn eintritt. In einem solchen Falle wirkt dann die Bremsvorrichtung von dem Momente des Stoßes an bis zur völligen Durchgleitung des Bloches bremsend auf dasselbe ein. Leider konnte dieser Umstand bei den durchgeführten Versuchen nicht vollständig ausgenutzt werden, da, wie schon früher erwähnt, ein relativ langer Wolf nicht zur Verfügung stand. Immerhin erklärt sich das bedeutende Anwachsen des Abbremsungsprozentes bei mittellangem Wolf durch den Einfluß des früher hervor-gehobenen Umstandes. Nur beim ersten Versuch 3 mit einem mittellangen Wolfe  $W_{II}$ , wurde die Wolfstafel nicht flach gestellt, daher stieß sich das relativ schwere abriesende Holz an das untere Ende der Wolfstafel und ergab sich Abbremsung von 12%. So konnte, wie Versuch 8 zeigt, mit dem Wolfe bei einem allerdings für die Abbremsung etwas günstigeren Gewichtsverhältnis (Blochgewicht 470kg, Bremstafelgewicht 661kg) bereits ein Abbremsungsprozent  $P_A=24\%$  erzielt werden. Bei etwas noch günstigerem Gewichtsverhältnis, wie es beim Versuch 5 der Fall war (Blochgewicht 304kg, Bremstafelgewicht 661kg), konnte sogar eine Abbremsung von 33%, d. h. 1/3 der ursprünglichen lebendigen Kraft erzielt werden. Wie aus den Versuche 4, 6 und 7 ersehen ist, nimmt die Bremswirkung des Wolfes gegen das abriesende Bloch zu, welches einen relativ größeren Durchmesser besitzt.

Dieses Abbremsungsprozent nähert sich schon jenen Resultaten, wie sie die Laboratoriumsversuche gezeigt haben. Jedenfalls hätte die Verwendung einer noch längeren Brems-tafel eine Erhöhung des Abbremsungsprozentes im Gefolge gehabt. Klar ist es allerdings, daß eine völlige Übereinstimmung der aus den im Laboratorium mit relativ kleinen Geschwindigkeiten durchgeführten Versuchen gewonnenen Ergebnisse mit jenen Erscheinungen, wie sie in tatsächlichen Riesbetrieben auftreten, nicht möglich ist, doch haben diese Vorversuche den unleugbaren Wert gehabt, für die bereits durchgeführten, wie auch die noch durchzuführenden Ver-suche, eine entsprechende Richtlinie abzugeben.

Schließlich ist es noch von Interesse, einen Vergleich zwischen der Bremsarbeit des elastisch und des starr gelager-ten Wolfes zu ziehen. Für letzteren können allerdings nur Bremsergebnisse herangezogen werden, die auf theoretischem Wege berechnet wurden.<sup>1)</sup> Als Vergleich dient der Versuch 5. In demselben wurde die Geschwindigkeit  $[v_s]=22,43\text{m/sec}$  des abriesenden Bloches auf  $v_s=18,56\text{m/sec}$  abgebremst. Dieser Arbeitsleistung des Wolfes entspricht ein Abbremsungsprozent  $P_A=32\%$ . Mittels eines starr gelagerten Wolfes würde die gleiche Geschwindigkeit und gleichen vorausgesetzten Verhältnissen sich aus Dr. Hauskas Gleichung V nur auf  $19,0\text{m/sec}$  herabgesetzt werden, d. h. es würde nur ein Abbremsungsprozent  $P_A=16\%$  erzielt werden. Durch die elastische Lagerung konnte somit eine Steigerung um  $100\%$  erreicht werden, wodurch der Vorteil dieser Art Lagerung wohl genügend begründet erscheint.

Selbstverständlich erhöht sich das Abbremsungsprozent bedeutend, wenn das abriesende Holz mit geringerer Ge-schwindigkeit beim Wolf eintrifft. Nimmt man für ein dasselbe abriesende Bloch ein konstantes Arbeitsvermögen des Wolfes an—was strenge nicht zutrifft, weil bei schwä-cherem Anprall des Bloches auch der Wolf zu einer geringe-ren Arbeitsleistung veranlaßt wird—so ergeben sich Hinter-

1) Hauska, Theorie der Riesen, S. 69.

einanderschaltung von 3 gleichstarken Wölfen für den Fall des Versuches 5 folgende Abbremsungsprozente:

Wolf	Geschwindigkeit		Lebendige Kraft		Abbremsungs- prozent $P_A$
	vor	nach	vor	nach	
I	21,47	17,61	$461 \frac{G_s}{2g}$	$310 \frac{G_s}{2g}$	33
II	17,61	12,61	$310 \frac{G_s}{2g}$	$159 \frac{G_s}{2g}$	49
III	12,61	2,83	$159 \frac{G_s}{2g}$	$8 \frac{G_s}{2g}$	95

Aus dieser Tabelle kann auch noch entnommen werden, wie rasch das Abbremsungsprozent bei fallender Geschwindigkeit zunimmt. Inwieweit diese errechneten Abbremsungsprozente der Wirklichkeit entsprechen, möge Gegenstand weiterer Versuche sein.



**Zusammenfassung.**

1. Unter der Vorrichtung eines gleichlangen Wolfes, ist die Abnahme des Abbremsungsprozentes geringer, als der Gewichtsabnahme des Wolfes entspricht.

2. Eine Verkleinerung des Neigungswinkels des elastisch gelagerten Wolfbaumes ist stets mit einem Anwachsen der Bremsarbeit verbunden, hingegen zeigt ein starr gelagerter Wolf eine fallende Tendenz der Bremswirkung.

3. Während bei der geringst möglichen Spannung des Aufhänge-seiles der Wolftafel fast die halbe inwohnende lebendige Kraft des abriesenden Holzes abgebremst wird, kann mittels der stark gespannten Seiles, wie mittels einer fixen, starren Drehachse, nur durchschnittlich mehr die Hälfte dieser Bremswirkung erzielt werden.

4. Wenn es sich darum handelt, die Bremswirkung eines Wolfes vorübergehend herabzusetzen, kann man eine starre Achse beim Wolfe einlegen.

5. Die größte Bremsarbeit einer Bremstafel erfolgt aus ihrem Empordrücken bei gleichzeitigem Herunterpressen ihres unteren Endes gegen die Riesbahn.

6. Ein Wolf hat konstante Bremsfaktoren, so daß eine Variation der Bremsgrades nur innerhalb gewisser Grenzen möglich ist.

大正十五年十一月十五日發行  
大正十五年十一月十二日印刷

編輯兼發行者 盛岡高等農林學校

印刷人 大久保秀次郎

東京府荏原郡世田谷字下町五十番地

印刷所 東京市京橋區築地二丁目十七番地

株式會社 東京築地活版製造所

14. 5-244



\*1200601154515\*

INHALT

1. Untersuchungen Zwecks Rationeller Ausgestaltung von Brems-  
mitteln im Modernen Riesbetrieb. S. 1-44.

14.5

244

終