Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 13/14 (1889)

Heft: 18

Artikel: Zur Frage der zulässigen Maximalsteigung bei Seilbahnen mit verticalem Zahneingriff

Autor: Hall, H.W.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-15624

Zur Frage der zulässigen Maximalsteigung bei Seilbahnen mit verticalem Zahneingriff.

In neuerer Zeit tauchen von den verschiedensten Seiten Projecte auf von Drahtseilbahnen, die sich durch Anwendung von enorm grossen Steigungen bemerkbar machen.

Dem grossen Publicum, das in der Regel solchen Projecten ein wohlberechtigtes Interesse entgegenbringt, drängt sich jedoch unwillkürlich die Frage auf, ob es denn nicht gewagt sei, Leben und Gut einem solchen Bähnchen anzuvertrauen. Alle Bedenken werden gewöhnlich gehoben durch Hinweis auf bereits bestehende Ausführungen oder auf einen Expertenbericht, worin die ganze Anlage der Bahn, die anzuwendenden Betriebsmittel etc. auf's Genaueste untersucht und begutachtet worden sind.

Bei einigem Nachdenken wird es indess Jedem klar werden, dass unter der Voraussetzung eines genügend sicheren Unter- und Oberbaues es doch eine Grenze geben muss, bei welcher die Sicherheit, die lediglich von den Bremsmitteln abhängt, aufhört.

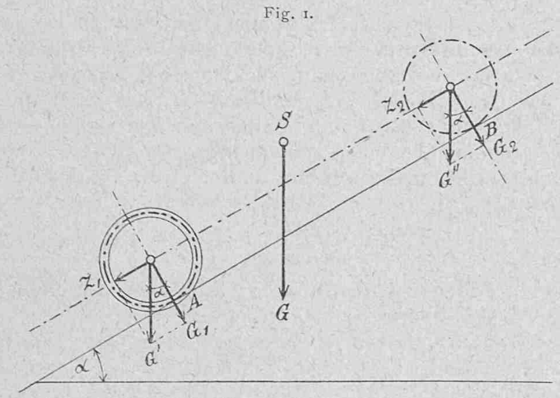
Zweck der nachfolgenden Untersuchung ist nun, die Beziehungen zwischen den bei einem eventuellen Seilbruche wirkenden Kräften zu finden, um mit Hülfe derselben die Grenze der Anwendungsfähigkeit der Zahnstangen nach den Systemen Riggenbach und Abt bestimmen zu können.

System Riggenbach. Denken wir uns einen Wagen thalabwärts sich bewegend, so werden im Momente des Eingreifens die thalwärts gerichteten *Zahnköpfe* des Zahnrades die bergwärts gerichteten Flanken der Zahnstangenzähne berühren und dann an denselben heruntergleiten bis zum Eingriffe im Theilkreis. Diesem Abwärtsgleiten wirkt die Reibung an der Zahnflanke entgegen, mit anderen Worten: die Reibung wirkt an derselben nach *aufwärts*.

Bei der Bergfahrt dagegen wirkt letztere der Aufwärtsbewegung des Zahnkopfes entgegen, d. h. nach *abwärts**).

Denken wir uns einen Drahtseilbahnwagen gewöhnlicher Construction in gebremstem Zustande (ohne Seil) auf einer schiefen Ebene, deren Neigungswinkel $= \alpha$; derselbe

Fig. 1.

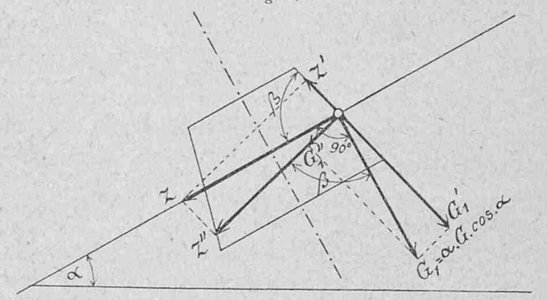


sei mit einem Bremszahnrade an der unteren Achse versehen. (Fig. 1.) Das im Schwerpunkte S wirkende Wagengewicht G erzeugt die Achsdrücke G' und G'', welche von der Neigung der Bahn und den Abständen des Schwerpunktes von den Achsmitten abhängig sind. Diese Kräfte zerlegen sich in G_1 und Z_1 resp. G_2 und Z_2, wovon die ersteren die Schienendrücke, die letzteren den Zahndruck $Z = Z_1 + Z_2$ am Zahnradtheilkreis hervorrufen. Bei der Bremsung entsteht zugleich ein Moment $Z \cdot r$ (wo r den Radius des Rades bedeutet), welches bestrebt ist, das Zahnrad um seine Achse zu drehen, welches Moment aber durch die Arbeit des Bremsdruckes vernichtet wird.

Bei einem Seilbruche muss noch die lebendige Kraft des Wagens in Betracht gezogen werden; da dieselbe durch Bremsen vernichtet werden muss, wird der normale Zahndruck um einen gewissen entsprechenden Betrag vergrössert; zugleich aber erzeugen die am Wagenschwerpunkt parallel zur Bahn wirkenden Kräfte ein Moment, dessen Hebelarm gleich ist dem Abstande des Schwerpunktes von der Theillinie der Zahnstange.

Dieses Moment sucht den ganzen Wagen um den Berührungspunkt A von Zahnrad und Zahnstange zu kippen, wirkt somit *entlastend*, wenn die untere Achse gebremst wird, *belastend*, wenn die obere Achse als Bremsachse angenommen ist.

Fig. 2.



Mit Rücksicht auf die Stabilität ist folglich die Bremsung der oberen Achse vorzuziehen.

Bei den üblichen Wagenconstructionen ist dieses Kippmoment aber von geringer Bedeutung, wie man sich durch eine einfache Rechnung überzeugen kann.

Der an der Zahnflanke wirkende Zahndruck Z (Fig. 2) zerlegt sich in 2 Componenten, Z' in der Richtung der Flanke und Z'' senkrecht zu derselben. Wir haben gesehen, dass während der Bremsung bei der Thalfahrt die Reibung zwischen Zahnrad- und Zahnstangenzahn nach aufwärts gerichtet ist; sie wird desshalb die Componente Z' um ihren Betrag vergrössern. Die eine dieser beiden Kräfte (Z') sucht nun das Rad ausser Eingriff, d. h. zum Aufsteigen auf die Zahnstange zu bringen, die andere (Reibung) begünstigt dieses Aufsteigen, indem sie ein tieferes Eingreifen des Zahnradzahnes verhindert. Dieses Aufsteigen ist nun nichts Anderes als ein Heben der Achse, resp. eine Drehung um die nicht gebremste Laufachse des Wagens.

Würde die Achse um unendlich wenig gehoben, so würde in demselben Momente die auf derselben ruhende Belastung des Wagens, welche bis dahin von den Laufschienen aufgenommen worden ist, ihre Rolle spielen und dieser Hebung resp. Drehung entgegenwirken.

Mit anderen Worten: wäre z. B. die untere Achse gebremst worden, so ist das Aufsteigen des Zahnrades identisch mit einer Drehung um Punkt B der oberen Achse. — Dieser Hebung wirkt die Componente $G_1 = G' \cos\alpha$ entgegen; setzt man $G' = a \cdot G$ so wird $G_1 = a \cdot G \cos\alpha$. Diese Kraft G_1 zerlegt sich nun in zwei Componenten G_1' und G_1'' (Fig. 2), wovon die eine G_1'' die Kraft Z'' zur Erzeugung der Reibung vergrössern wird, während G_1' der aufwärtsgerichteten Resultirenden aller Kräfte, dem *Auftriebe*, einzig und allein entgegenzuwirken bestrebt ist.

Bezeichnet h den senkrechten Abstand vom Drehpunkte B zur Richtung der Kraft G_1' resp. Z', so wird ein Auflaufen des Zahnrades auf die Zahnstange stattfinden, sobald

*) Näheres hierüber siehe „Schweiz. Bauzeitung" Band VII S. 145: Die Bedingungen des Zahneingriffs auf Zahnradbahnen von J. Stocker, Maschinenmeister.

das Moment der aufwärts gerichteten Kräfte grösser wird, als dasjenige der abwärts gerichteten.

Die Bedingungsgleichung gegen das Aufteigen ist somit

(s. Fig. 2) $b . G_1' \overline{\gtrless} b \{Z' + f(Z'' + G_1'')\}$ oder

$$G_1' \overline{\gtrless} Z' + f(Z'' + G_1'') \qquad (1)$$

wenn mit f der Reibungscoefficient zwischen Zahnrad und Zahnstange bezeichnet wird.

Wesentlich anders stellt sich die Sache, wenn das gebremste Zahnrad sich im Ruhestande befindet; dann wird einem allfälligen Aufwärtsgleiten desselben die von den Kräften Z'' und G_1'' herrührende Reibung entgegenwirken und kann dasselbe nur stattfinden, wenn $Z' > G_1' + f_1(Z'' + G_1'')$ worin dann f_1 den Reibungscoefficienten der Ruhe bedeutet. Dieselbe Gleichung mit modificirtem f_1 gilt auch für die Bergfahrt.

Für unsere Untersuchung müssen wir desshalb die Thalfahrt speciell ins Auge fassen, da in diesem Falle das Zahnrad die grösste Tendenz zum Aufsteigen hat. In Gleichung (1) haben die Grössen Z und G_1 folgende Werthe:

$$Z = G \sin \alpha \quad G_1 = a \cdot G \cos \alpha.$$

Es möge der Neigungswinkel der Zahnflanke gegen die Bahn mit β bezeichnet werden; setzen wir ferner:

$$\cos \beta = p \text{ und } \sin \beta = q \text{ so ist}$$

$$Z' = p \cdot G \sin \alpha \qquad Z'' = q \cdot G \sin \alpha$$

$$G_1' = q \cdot a G \cos \alpha \qquad G_1'' = p \cdot a G \cos \alpha$$

Eingesetzt:

$$q \cdot a G \cos \alpha = p\, G \sin \alpha + f(q \cdot G \sin \alpha + p \cdot a G \cos \alpha)$$

Hieraus bestimmt sich:

$$tg\, \alpha = \frac{a . (q - fp)}{p + fq} \qquad (2)$$

Die Grösse Z, die wir bis jetzt $= G \sin \alpha$ angenommen, wird sich bei einem eventuellen Seilbruch erheblich vergrössern; die Vergrösserung derselben wird bewirkt durch die lebendige Kraft des Wagens, welche durch die Bremsarbeit vernichtet werden muss.

Bezeichnet:

v die Geschwindigkeit in m pro sec., s den Bremsweg in $m.$, g die Beschleunigung der Schwere Z_m, den mittleren Zahndruck in kg während des Bremsens, so lässt sich folgende Beziehung aufstellen:

$$Z_m\, s = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} + G \sin \alpha \cdot s$$

woraus

$$Z_m = G\left(\frac{v^2}{2gs} + \sin \alpha\right).$$

Zieht man ferner in Betracht, dass der mittlere Zahndruck Z_m während des Bremsens nicht constant sein kann, sondern von Null ansteigen muss, so findet sich durch eine einfache graphische Aufzeichnung, dass derselbe bei sehr schnellem Halten fast den doppelten Werth erreichen kann; da aber die Wirkung der Schwere $G \sin \alpha$ stets constant ist, so darf als grösster überhaupt vorkommender Zahndruck der Werth angenommen werden:

$$Z_{\max} = G\left(\frac{v^2}{gs} + \sin \alpha\right) \qquad (3)$$

Herr Controlingenieur *Bertschinger*, welcher sich viel mit vorliegender Frage beschäftigt und von welchem die Anregung zu dieser Studie ausging, hat unseres Wissens obige Gleichung in dieser Gestalt zuerst aufgestellt.

Es möge der Zahndruck sich nun durch das Bremsen um das b-fache vergrössern, so finden sich aus $Z = b \cdot G \sin \alpha$

$$\text{die Werthe } Z' = p \cdot b\, G \sin \alpha$$

$$Z'' = q \cdot b\, G \sin \alpha.$$

Da die Achsbelastung G_1 aber unverändert geblieben, ergibt sich aus Gl. (2) durch Einsetzen der resp. Werthe:

$$tg\, \alpha = \frac{a \cdot (q - fp)}{b\,(p + fq)} \qquad (4)$$

Diese Gleichung gestattet nun ohne Weiteres für gegebene Verhältnisse ($tg\, \alpha$, a, f, p und q) die Aufsuchung der Grösse b, des *Coefficienten des maximalen Zahndruckes.*

Umgekehrt lässt sich aus den gegebenen Werthen b, $tg\, \alpha$, f, p und q die Grösse a berechnen d. h. denjenigen Theil des Wagengewichtes, welcher auf der Bremsachse ruhen muss, um ein Aufsteigen des Zahnrades zu verhüten. Dieser letztere Fall ist der häufiger vorkommende, da b mit Rücksicht auf die Festigkeit der Zahnradstange vorgeschrieben ist. Das Aufsteigen des Zahnrades ist somit für eine gegebene Belastung der Bremsachse, ausser von dem Reibungscoefficienten, noch von der Energie der Bremswirkung abhängig und es ist folglich die Bremse derart zu construiren, dass ein bestimmter maximaler Zahndruck nicht überschritten werden *kann.*

Fassen wir den günstigsten Fall in's Auge und zwar denjenigen, wobei der minimale Werth von $Z = G \sin \alpha$ nicht überschritten wird $(b = 1)$ unter Annahme von $f = {}^1/_4$ (nach Morin ist f für Schmiedeisen auf Schmiedeisen bei *trockenen* Oberflächen $= 0{,}44$) so findet man ohne Weiteres die Grenze der Anwendungsfähigkeit der Riggenbach'schen Zahnstange auf Steilrampen, wenn man aus den bekannten Grössen auf der rechten Seite der Gl. (4) die Steigung $tg\, \alpha$ berechnet.

Es ist $\beta = 76^0$ somit

$$\cos \beta = p = 0{,}2419 \text{ und } \sin \beta = q = 0{,}9703.$$

1. *Fall:* $a = 1$ d. h. das ganze Wagengewicht ruhe auf der Bremsachse, z. B. wenn letztere sich unter dem Schwerpunkt des Wagens befindet oder auch wenn beide Achsen gebremst werden: $tg\, \alpha = 1{,}88$.

2. *Fall:* $a = {}^1/_2$ d. h. nur das halbe Wagengewicht ruhe auf der Bremsachse, welche Anordnung sich bei den meisten jetzt im Betriebe befindlichen Seilbahnen vorfindet, wobei im Nothfalle die automatische Bremse nur auf die eine der beiden Achsen wirkt: $tg\, \alpha = 0{,}94$.

Gehen wir einen Schritt weiter: Es werde Z durch rasches Bremsen verdoppelt $(b = 2)$ so findet sich unter den gleichen Annahmen wie vorhin:

$$\text{für } a = 1 \qquad tg\, \alpha = 0{,}94$$

$$\text{„ } a = {}^1/_2 \qquad tg\, \alpha = 0{,}47$$

d. h. bei einem allfälligen Seilbruche wird auf jeder Seilbahn nach System Riggenbach von über 47 % Steigung, unter der Voraussetzung, dass nur die eine der beiden je mit dem halben Wagengewichte belasteten Achsen als Bremsachse benützt werde und unter der Annahme eines Reibungscoefficienten $f = 0{,}25$ ein Auflaufen des Zahnrades auf die Zahnstange zu befürchten sein, sobald die automatische Bremse eine solch' energische Bremswirkung ausübt, dass der normale Zahndruck factisch *verdoppelt* wird.

Der Einfluss der verschiedenen Grössen wird bei Betrachtung eines bestimmten Falles am klarsten. — Eine Drathseilbahn habe 60% maxim. Steigung ($tg\, \alpha = 0{,}6$); die automatische Bremse wirke nur an der einen Achse $(a = {}^1/_2)$ so wird für $f = {}^1/_4$ nach Gl. (4)

$$0{,}6 = \frac{0{,}9703 - 0{,}0605}{2 . b\,(0{,}2419 + 0{,}2426)} \text{ woraus } b = 1{,}57$$

d. h. der normale Zahndruck darf höchstens auf den 1,57 fachen Werth steigen. — Es sei ferner:

das Gewicht des leeren Wagens	=	7000 kg
die Wasserfüllung bei leerer Thalfahrt	=	7000 kg
2 Conducteurs à 75 kg	=	150 kg
so ergibt das Wagengewicht von		14150 kg
einen Zahndruck $Z = G \sin \alpha$	=	7300 kg
Dann wird Z maxim. $= 1{,}57 \cdot 7300$	=	11400 kg.

Aus Gl. (3) findet sich nun

$$b = \frac{v^2}{s . g \sin \alpha} + 1.$$

Wäre z. B. $v = 2\ m$ pro sec. so wird $s = 1{,}4\ m$. Es darf somit die Bremse im höchsten Falle so stark sein, dass sie im Stande ist den Wagen bei $2\ m$ Geschwindigkeit auf $1{,}4\ m$ zu halten; wirkt sie energischer, so ist ein Auflaufen des Zahnrades zu befürchten.

System Abt. Bei der zweitheiligen Zahnschiene nach diesem System wirkt das Vorhandensein eines zweiten Zahnrades äusserst vortheilhaft.

Setzen wir nämlich eine vollkommen genaue und genau gelegte Zahnstange voraus, sowie eine gewisse Beweglichkeit der Zahnräder, welche gewöhnlich am Theilkreise gemessen 3 m/m beträgt so darf man annehmen, dass jedes derselben genau den halben Zahndruck ausübt und dabei mit der Hälfte der Achsbelastung belastet wird. Im Momente des Eingreifens des ersten Zahnrades wird aber das zweite schon in vollem Eingriffe sein. — Dem Aufsteigen auf die Zahnstange (Heben der Achse) wird nun die abwärts gerichtete Reibung des zweiten Zahnrades voll und ganz entgegenwirken.

Wir haben somit als Bedingungsgleichung für das Aufsteigen des

1\. Zahnrades: $$\frac{G_1'}{2} \gtreqless \frac{Z'}{2} + f\left(\frac{Z'' + G_1''}{2}\right)$$

2\. „ $$\frac{G_1'}{2} \gtreqless \frac{Z'}{2} - f\left(\frac{Z'' + G_1''}{2}\right)$$

woraus: $$G_1' \gtreqless Z'.$$

Setzen wir die zugehörigen Werthe ein:

$$a\,G \cos\alpha \,.\, \sin\beta = b\,G \sin\alpha \,.\, \cos\beta$$

woraus:

$$tg\,\alpha = \frac{a}{b} \cdot \frac{q}{p} = 4 \cdot \frac{a}{b} \cdot$$

Setzen wir z. B.

$a = 1$ und $b = 2$ so wird $tg\,\alpha = 2$

$a = 1/2$ und $b = 2$ so wird $tg\,\alpha = 1$.

Die theoretisch genaue Abt'sche Zahnstange ergibt somit auf 200% die gleiche Sicherheit gegen das Auflaufen wie die Riggenbach'sche bei 94%.

Weit ungünstiger wird die Sache aber, wenn man die unvermeidlichen Fabricationsfehler und die ungenauen variabelen Theilungen bei den Zahnschienenstössen in Betracht zieht oder gar, wenn die Zahnräder noch dazu nicht elastisch sind. Im ersten Falle wird bei fehlerhafter Theilung das eine Zahnrad auf Kosten des zweiten belastet und da diese Mehrbelastung des eingreifenden Rades eine entsprechende Entlastung des im vollen Eingriffe befindenden zweiten Rades zur Folge hat, wird die Tendenz des Aufsteigens bedeutend vergrössert.

Im zweiten Falle wird unter der gleichen Annahme wie oben nur eines der beiden Zahnräder den Zahndruck ausüben und es ist die Tendenz des Aufsteigens gleich gross wie bei der Riggenbach'schen Zahnstange; ausserdem muss hier noch der Umstand in Betracht gezogen werden, dass dann nur eine der beiden Lamellen den max. Zahndruck aufzunehmen hat, was jedenfalls einen nicht zu unterschätzenden Nachtheil bildet.

Es kann nicht unsere Absicht sein, auf Grund obiger Untersuchung irgend eine Steigungsgrenze anzugeben, über welche hinaus keine Seilbahn gebaut werden darf; es ist dies vielmehr Sache der Behörden. Es kommen eben bei Bestimmung dieser Grenze manche Grössen in Betracht, die wir nicht einmal genau kennen; so z. B. der Reibungscoefficient, von welchem die Wirkung der einen Componente des Zahndruckes und der Achsbelastung abhängt, die Bremswirkung, die sich ebenfalls auf diese Grösse basirt, die Materialfehler, die sich jeder Berechnung entziehen etc. Bedenkt man ferner, dass in der Regel die Zahnstange der Kosten und des Gewichtes wegen möglichst leicht ausgeführt und dass eine momentane Vergrösserung der Beanspruchung die Sicherheit derselben bedeutend herabdrücken wird, so erachten wir es für rathsam, jene Grenze möglichst niedrig zu halten.

Ausserdem sollte den Fangarmen, diesen bis jetzt so stiefmütterlich behandelten Sicherheitsvorrichtungen eine grössere Aufmerksamkeit geschenkt werden, da dieselben bei richtiger Construction und Lage in Bezug auf die Bremsachse ausserordentlich viel zur Sicherung des Betriebes beitragen können.

An Hand dieser Abhandlung wird es möglich sein, sich ein Urtheil zu bilden über den Werth der hie und da zu lesenden Behauptung, dass bei einem eventuellen Seilbruche die kräftig wirkende automatische Bremse im Stande sei den Wagen *plötzlich* zum Stillstand zu bringen.

Biel, im April 1889. *H. W. Hall.*

Die Zugstrennung durch Kuppelbruch bei dem Militärzuge vom 28. März d. J. oberhalb Gurtenellen.

Nachdem die „Schw. Bauztg." in ihrer Nummer 15 den thatsächlichen Hergang der Kuppelbrüche bei Gurtenellen mitgetheilt hat, erlauben wir uns daran nachfolgende Betrachtungen anzuschliessen:

Das allgemeine Reglement über den Fahrdienst auf den ein- und doppelspurigen schweizerischen Normalbahnen gibt in Art. 14 zunächst die Zahl der in die verschiedenartigen Züge einzustellenden Bremsen an. Dieselbe richtet sich nach den Gefällen der Bahn. Während bei einem Gefälle bis und mit 5‰ für Personenzüge eine Bremse auf zehn Achsen, für Güterzüge eine Bremse auf 20 Achsen genügt, ist bei 25‰ Gefälle für Personenzüge eine Bremse schon auf vier Achsen, bei Güterzügen eine soche auf acht Achsen erforderlich. Bei der vermehrten Bremszahl ist deren Wirkung in Bezug auf Hemmung des in Bewegung befindlichen Zuges den verschiedenen Gefällen die gleiche. Nach Art. 17 desselben Reglementes sollen die Bremsen möglichst gleichförmig im Zuge vertheilt sein, damit bei einem Kuppelbruche eine Bremse nicht mehr Achsen zu halten hat, als in diesen Vorschriften vorgesehen ist. Das zweite Capitel im fünften Abschnitte des genannten Reglementes handelt ausschliesslich von den *Brüchen von Kuppelungen.* Darin ist unter anderem gesagt: Wenn in Folge eines Kuppelbruches ein Zugstheil sich abtrennt, so ist zurückzufahren, mit der nöthigen Vorsicht anzukuppeln und die Fahrt fortzusetzen. Hieraus ist schon im Allgemeinen zu entnehmen, dass der Bruch einer Kuppelung im Betrieb als ein Ereigniss von aussergewöhnlicher Gefahr *nicht* angesehen wird. Dieses gilt auch auf der Bergbahn, weil die Wirkung der Schwerkraft durch die Wirkung der Bremsen aufgehoben wird.

Mit Rücksicht auf letztere bestehen bei der Gotthardbahn nach folgende specielle Vorschriften. In den Zügen der Gotthardbahn soll der letzte Wagen grundsätzlich mit einer besetzten Bremse versehen sein (§ 28 der Instruction für das Zugpersonal). Die Bremser sind instruirt während der Fahrt nebst Anderem darauf zu achten, ob nicht etwa ein Theil des Zuges sich loslöst. Wenn ein Theil des Zuges sich während der Fahrt losgelöst hat, müssen die Bremser auf Grund der Steigungsverhältnisse der betreffenden Bahnstrecke erwägen, ob der abgetrennte Zugstheil sich vom Zuge entfernt oder demselben folgt. Im ersteren Falle ist dem Locomotivführer sofort das Haltsignal zu geben. Im abgetrennten Zugtheile sind sofort sämmtliche bedienten Bremsen fest anzuziehen und ist derselbe damit zum Stehen zu bringen. Werden diese Vorschriften mit dem Bericht verglichen, welcher in Nr. 15 d. Z. über den Vorgang bei Gurtenellen veröffentlicht wurde, so entspricht das Verhalten des Personales genau seiner Instruction.

Uebergehend zu den Befürchtungen, welche ausgesprochen wurden, dass die Bremsen im nächsten Momente hätten versagen können, ist vorab festzustellen, dass wir es mit lauter Handbremsen und zwar mit Schraubenbremsen zu thun haben. Es ist dieses ein so einfacher Apparat, dass derselbe nicht versagt, wenn er überhaupt in Ordnung ist. Die bezüglichen Vorschriften lauten folgendermassen: Vor Antritt der Fahrt theilt der Zugführer einem jeden Bremser diejenigen Wagen zu, welche er zu untersuchen hat. Bei der Untersuchung der Wagen haben die Bremser nebst Anderem sich hauptsächlich zu überzeugen, ob die Bremsen leicht gehen und wirksam sind. Nachdem der Zug in Gurtenellen angekommen, somit den Weg von Zürich her zurückgelegt hatte, war auch auf der Fahrt, sowohl im Bereiche