

**Zeitschrift:** Die Eisenbahn = Le chemin de fer  
**Herausgeber:** A. Waldner  
**Band:** 10/11 (1879)  
**Heft:** 22

## **Inhaltsverzeichnis**

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 02.04.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

INHALT. — Die Seilbahn am Giessbach, von R. Abt (Schluss). — Zur Geschichte der Alpenbahnbestrebungen in der Schweiz. — Chronik: Eisenbahnen. — Einnahmen der schweizerischen Eisenbahnen.

### Die Seilbahn am Giessbach,

von R. Abt.

(Schluss.)

(Hiezu 1 Tafel als Beilage.)

#### IV. Betriebssicherheit.

##### Berechnung des Drahtseils, der Zahnstange, des Zahnrades und der Bremsen.

**Drahtseil.** Bei der Untersuchung der vorkommenden Belastungen der Züge haben wir gefunden, dass das grösste zu hebende Zuggewicht sammt Seil

9 500 kg. beträgt.

Dieses Gewicht setzt seiner Beförderung einen gewissen Widerstand entgegen, der sich zusammensetzt aus:

Der tangential gerichteten Componente der Schwerkraft ( $P \sin \alpha$ ).

Der Reibung der Fahrzeuge (annähernd 4 kg. pro Tonne Zuggewicht).

Der Reibung des Seils und dem Widerstande, den dieses seiner Abbiegung entgegen setzt.

Letzterer Summand ist jedenfalls nicht unbedeutend, immerhin, wie die Versuche und der Betrieb herausstellen, nicht von dem Betrage, wie er nach verschiedenen Formeln sich berechnen lässt.

Auf Blatt IV, Fig. 13, findet sich die graphische Darstellung der Zugkraft des absteigenden und der Widerstand des aufsteigenden Zuges an jeder Stelle der Bahn. Die betreffenden Werthe machen keinen Anspruch auf unbedingte Richtigkeit, indem sie für diesen Fall mit dem Dynamometer hätten bestimmt werden müssen; immerhin geben sie gegenseitig ein richtiges Verhältniss der auftretenden Kräfte. Wir entnehmen dieser Zusammenstellung, dass die grösste Spannung im Seile erst auftritt, nachdem die Wagen die ersten 12 m. der Bahn zurückgelegt haben, also sich beide auf der normalen Steigung von 280 ‰ befinden. Auf dieser Stelle ist die Inanspruchnahme des obern Seilendes folgende:

$P \sin \alpha = 9,5 \times 0,27 = 2,565 t.$
$9,5 \times 0,004 = 0,038 \text{ „}$
Seilwiderstand $0,197 \text{ „}$
Total $2,800 t.$

Wie sich oben gezeigt, besitzt aber das Drahtseil eine Bruchfestigkeit von rund 30 t., überträgt somit die ihm zugemuthete Inanspruchnahme mit mindestens 10-facher Sicherheit.

**Zahnstange.** Diese hat unter Umständen eine noch etwas höhere, absolute Inanspruchnahme auszuhalten. Zum Hinaufziehen der Maximallast haben wir nämlich ein oberes Zuggewicht von 10,8 t. gefunden. Dieses erzeugt auf der an ihrem Ende 320 ‰ geneigten Bahn eine Tangentialkraft von

3 280 kg.,

welche, sobald wir uns das Zahnrad wegdenken, von der Zahnstange auszuhalten ist.

Diesen Druck können wir uns als gleichmässig vertheilt über die Angriffsfläche des Zahnes der Zahnstange denken. Zudem sind die Enden der Zähne fest vernietet.

Unter Berücksichtigung aller dieser Punkte berechnet sich eine Inanspruchnahme

$S_1 = 3,37 \text{ kg.}$

pro Quadratmillimeter Querschnitt.

Da das Zahnseil eine absolute Festigkeit von 40 kg. pro Quadratmillimeter aufweist, so ergibt sich hieraus eine

12-fache Sicherheit der Zähne.

Die beiden Enden jedes Zahnes sind ausserdem auf *Ab-scheeren* beansprucht. Der dieser Kraft widerstehende, kreisförmige Querschnitt besitzt eine Fläche von 962 qmm. und da sich die Kraft auf beide Zahnenden gleichmässig vertheilt, so resultirt eine Inanspruchnahme

$S_2 = 1,7 \text{ kg.,}$

woraus eine nahezu

24-fache Sicherheit folgt.

Endlich überträgt sich die Inanspruchnahme rückwärts auf die beiden Stege der ] Eisen und zwar ist augenscheinlich der unterste Zahn am meisten der Gefahr des Ausreissens ausgesetzt. Während nämlich an jeder andern Stelle der Zahnstange zwischen zwei auf einander folgenden Zahnlücken in der Mittelfaser 61 mm. Material verbleibt, ist diese Länge am Ende des Segmentes geringer und zwar bloss 36 mm.

Bei der Dicke des Steges von 8 mm. ergibt sich somit eine Inanspruchnahme

$S_3 = 5,7 \text{ kg.}$

und da das ] Eisen 35 kg. absolute Festigkeit aufweist, eine

6-fache Sicherheit.

**Zahnrad.** Eben denselben Druck hat endlich jeder Zahn des Zahnrades auszuhalten. Die ungünstigste Beanspruchung des Zahnes vorausgesetzt, findet man eine Spannung der Fasern im gefährlichen Querschnitte von

$S_4 = 5,54 \text{ kg.}$

Das Zahnrad ist aus bestem Stahle hergestellt und besitzt eine garantirte Festigkeit von 60 kg.

Dem zu Folge bieten auch die Zähne rund eine

11-fache Sicherheit.

**Bremsen.** Die Bremsklötze sind aus Bronze, die Bremsrollen aus Stahlguss. Nach vielseitigen Beobachtungen soll der Reibungscoefficient zwischen diesen beiden Metallen 0,4 bis 0,3 betragen.

Das Zahnrad hat einen Theilkreisdurchmesser von 63 cm., die Bremsrollen einen Diameter der Reibungsfläche von 52 cm., wenn daher, wie oben gefunden, am Zahnrade eine Tangentialkraft von 3 280 kg. wirkt, so beträgt sie auf den Umfang der Bremsrollen reduziert

3 974 kg.

Legen wir bei unserer Berechnung, 0,3, den ungünstigern Reibungscoefficient zu Grunde, so bedarf es eines Druckes beider Bremsklötze auf die Rolle von

11 922 kg.

um das Zahnrad und damit den Wagen auch auf der steilsten Stelle der Bahn und bei der grössten vorkommenden Belastung anhalten zu können.

Unter Berücksichtigung der mehrfachen Hebelübersetzung und eines Kraftverlustes von 50 ‰ durch Reibung, berechnet sich zur Erzeugung dieses Druckes ein Kraftaufwand von

12 kg.

an der Kurbel der Bremsspindel, während ein Bremser ohne Anstrengung das drei- und vierfache zu leisten im Stande ist.

Es wurde schon angedeutet, dass der abwärtsgehende Zug stets gebremst ist und dass es in diesem Zustande bei einem allfälligen Seilbruche bloss einer halben Kurbelumdrehung bedarf, um den Wagen zum Anhalten zu vermögen. Hiefür hat somit die *automatische Bremse* eine weit geringere Bedeutung, als für den aufsteigenden Wagen, der ungebremst ist und dessen Führer sich eher erlauben wird, seine Aufmerksamkeit etwas andern zuzuwenden.

Die dem Maximalgewicht von 9,5 t. der aufsteigenden Züge entsprechende Tangentialkraft beträgt auf offener Bahn

2 565 kg., oder auf den Umfang der

Bremsrollen reduziert

3 170 kg.