

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 89/90 (1927)
Heft: 2

Inhaltsverzeichnis

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 03.04.2026

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

INHALT: Bestimmung des ungefederten Gewichtes bei „Trammotoren.“ — Kraftwerk Tremorgio der Officine Elettriche Ticinesi S. A., Bodio. — Automobil und Eisenbahn. — Wettbewerb für eine evangelische Kirche mit Kirchengemeindehaus in Frauenfeld. — Mitteilungen: Eidgen. Techn. Hochschule. Grosse Universal-Prüfungsmaschinen. Die Reussbrücke in Mellingen. Tragfähigkeit von Franki-Pfählen. Zum Tellspielhaus Altdorf. Internationaler Automobilsalon Genf 1927. Ausstellung über Gartenanlagen im Gewerbemuseum Winterthur. Zum Einsturz der Oderbrücke bei

Gartz. Automobilstrasse Hamburg-Basel-Mailand. Neues Gaswerk für die Stadt Basel. Zur Einführung des Erfindungsschutzes in der Schweiz. Friedhofkunst-Ausstellung in Karlsruhe. Schweizer Mustermesse Basel 1927. Generalversammlung des S. E. V. und V. S. E. — Preisausschreiben zur Erlangung eines Spannungs- und Schwingungsmessers. — Wettbewerbe: Wandmosaik an der Kapelle im Friedhof Rosenberg in Winterthur. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architektenverein. S. T. S.

Bestimmung des ungefederten Gewichtes bei „Trammotoren“.

Von A. FURRER, Oerlikon.

Die bekannte sogenannte Trammotor-Aufhängung wird bei elektrischen Triebfahrzeugen infolge ihrer Einfachheit gerne angewendet. Für gewisse Gebiete (mässige Geschwindigkeit, nicht zu grosse Leistung pro Radsatz) ist diese Art des Achsantriebes vielfach die vorteilhafteste. Bei der Prüfung, für welche maximale Geschwindigkeit ein solcher Antrieb noch zulässig sei, spielt die Grösse des ungefederten Gewichtes eine wichtige Rolle.

Während nun bei den meisten übrigen Antrieben, z. B. bei Gestellmotoren mit Stangen oder Einzelachsantrieb, eine reinliche Trennung des gefederten und ungefederten Gewichtes leicht möglich ist, liegen die Verhältnisse beim Tramantrieb nicht so einfach. In der Fachliteratur ist dieses Gebiet etwas stiefmütterlich behandelt, wobei gelegentlich auch unrichtige Auffassungen zu finden sind (z. B. wird die Schwerpunktaufhängung als Mittel zur Reduktion des ungefederten Gewichtes empfohlen). Eingehend wurde dieses Problem meines Wissens von E. Brecht¹⁾, Fred. W. Carter²⁾ und A. Latenser³⁾ behandelt.

Nachstehend wird eine Formel abgeleitet, die eine einfache Berechnung des ungefederten Gewichtes des Trammotors gestattet.

Abbildung 1 zeigt schematisch einen solchen Tram-Antrieb. Der Motor ist im Punkt B gelenkig mit dem Fahrzeugrahmen verbunden und stützt sich im Punkt A über die Tatzenlager auf die Triebachse 1 ab. Die Triebräder 2 sowie das grosse Zahnrad 3 sitzen fest auf der Triebachse 1. r_1 ist der Radius des Motorritzels 4, das mit dem Zahnrad 3 in Eingriff steht. Beim Ueberfahren der Geleise-Unebenheit h werde dem Triebradsatz eine vertikale Beschleunigung a_1 erteilt.

Hierdurch werden folgende Motorbewegungen verursacht: 1. eine Verschiebung des Motorschwerpunktes von C nach C', 2. eine Drehung des Motorgehäuses um die Axe C, 3. eine Drehung des Ankers um die Axe C. Die gleichzeitig auftretende horizontale Verschiebung des Motors ist so klein, dass sie praktisch vernachlässigt werden kann.

Die den Bewegungen 1, 2 und 3 entsprechenden, auf den Punkt A reduzierten Stosskräfte (bei einer Beschleunigung a_1 in A) bezeichnen wir mit P_1 , P_2 und P_3 . P_1 und P_2 werden durch die Motor- und Tatzenlager, P_3 dagegen durch das Zahngetriebe, sowie auch die Motor- und Tatzenlager übertragen. Für die Ableitung der Formeln nehmen wir an, dass der Drehpunkt B während des Stosses in Ruhe bleibe, was sehr angenähert stimmt, wenn der Motor wenigstens in der Nähe des theoretisch günstigsten Punktes aufgehängt ist, weil dann eine allfällige Stossreaktion in diesem Punkt nur klein, und die Fahrzeugmasse, die sie aufnimmt, verhältnismässig gross ist. Die Beschleunigung a_3 des Punktes C ist

$$a_3 = a_1 \frac{x}{c+x}$$

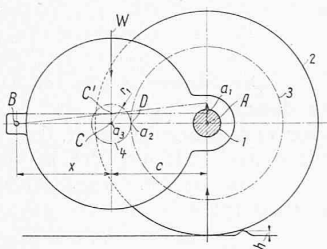


Abb. 1.

und der Trägheitswiderstand W im Punkt C bestimmt durch

$$W = \frac{G_1}{g} a_1 \frac{x}{c+x}$$

Somit ist

$$P_1 = \frac{G_1}{g} a_1 \frac{x}{c+x} \frac{x}{c+x} = \frac{G_1 a_1 x^2}{g(c+x)^2} \quad (1)$$

Hierbei bedeuten G_1 das Motorgewicht und g die Erdbeschleunigung.

Für die erwähnte Drehung des Motorgehäuses um den Punkt C ist ein Drehmoment notwendig, das sich nach der bekannten Formel

$$M'_d = J \epsilon_1$$

berechnet, worin J das Trägheitsmoment des Motorgehäuses bezogen auf die Axe C und ϵ_1 die Winkelbeschleunigung

$$\epsilon_1 = \frac{a_1}{c+x}$$

Somit ist dieser Drehmoment

$$M'_d = J \frac{a_1}{c+x}$$

Zwecks Bestimmung der Stosskraft P_2 gehen wir von der Erwägung aus, dass bei Vernachlässigung der Reibungsverluste die für die Drehung des Motorgehäuses notwendige Leistung gleich sein muss der im Punkt A aufzuwendenden Leistung; also

$$P_2 v_1 = M'_d w_1$$

wobei v_1 die der Beschleunigung a_1 entsprechende Geschwindigkeit im Punkt A in einem bestimmten Moment, w_1 die der Winkelbeschleunigung ϵ_1 entsprechende Winkelgeschwindigkeit im gleichen Moment bedeutet.

Da $w_1 = \frac{v_1}{c+x}$ ist, so ergibt sich

$$\frac{v_1}{w_1} = c+x$$

und man erhält

$$P_2(c+x) = J \frac{a_1}{c+x} \quad (2)$$

$$P_2 = \frac{J a_1}{(c+x)^2}$$

Zur Berechnung der Stosskraft P_3 müssen wir in erster Linie die Ankerbeschleunigung bestimmen. Bezeichnen wir mit a_2 die Beschleunigung im Ritzelradius relativ zum Motorgehäuse, so ist die Winkelbeschleunigung ϵ_2 des Ankers relativ zum Gehäuse

$$\epsilon_2 = \frac{a_2}{r_1}$$

Um den Zusammenhang zwischen a_1 und a_2 zu bestimmen, denken wir uns die Triebachse 1 fest und drehen den Motor um den Punkt A, wobei sich das Ritzel auf dem grossen Zahnrad abwälzt. Die Beschleunigung a_1 tritt nun im Punkt B und die Beschleunigung a_2 im Punkt D des Ritzels auf. Bei einer vollen Umdrehung würde der Punkt B den Weg $2\pi(c+x)$ und der Punkt D den Weg $2\pi(c-r_1)$ relativ zum Gehäuse zurücklegen. Also ver-

hält sich $\frac{a_2}{a_1} = \frac{c-r_1}{c+x}$. Somit ist $a_2 = a_1 \frac{c-r_1}{c+x}$ und

$$\epsilon_2 = \frac{a_1(c-r_1)}{r_1(c+x)}$$

Die absolute Winkelbeschleunigung des Ankers ist

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 = \frac{a_1}{c+x} + \frac{a_1(c-r_1)}{r_1(c+x)} = \frac{a_1 c}{r_1(c+x)}$$

Zur Berechnung von P_3 gehen wir wieder von der Ueberlegung aus, dass

$$P_3 v_1 = M''_d w$$

¹⁾ „Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen“, 1909, Heft 10, Seite 181.

²⁾ Fred. William Carter: The Electric Locomotive, herausgegeben (1916) durch „The Institution of Civil Engineers“, London.

³⁾ „S. B. Z.“, 1924, Band 84, Nr. 11, und 1925, Band 85, Nr. 9.