

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 77/78 (1921)  
**Heft:** 2

**Artikel:** Entwicklungsmöglichkeiten der elektrischen Vollbahnlokomotive  
**Autor:** Seefehlner, Egon E.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-37289>

### **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:** 23.02.2026

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



Der Vorteil der freien Maschinenbemessung lässt sich auch unter Zwischenschaltung eines Zahnradgetriebes (Abb. 2) erzielen, wobei die dynamisch ungünstigen Verhältnisse keine Aenderung erfahren, jedoch eine höhere Baustoffwirtschaft erzieltbar ist.

Die Gestellmotoren mit Zahnrad-Übersetzung, erstmalig von Behn-Eschenburg für die Lokomotiven der Lötschbergbahn (abgesehen von den Versuchsmaschinen Seebach-Wettingen) ausgeführt, waren, obwohl höher getriebene Beanspruchungen und dementsprechend eine bessere Baustoffwirtschaft erzielt wurde, noch mit vergleichsweise mässigen Beanspruchungen angelegt ( $\frac{P}{m} = 4070$ ); die Bauformen hochgelegter Stabilmotoren wurden beibehalten (Abb. 3). Dies hatte den Nachteil im Gefolge, dass die Vorgelegewelle nicht in die Ebene der Kuppelachsen gelegt werden konnte. Trotz Zahnradübersetzung war zur Verbindung der Triebwellen mit dem Laufwerk ein umständliches, mit den angedeuteten Eigenschaften behaftetes Kurbelgetriebe nötig.

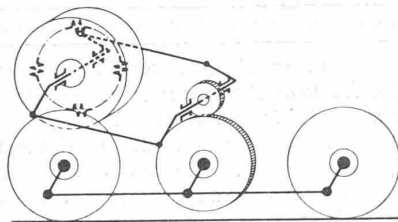


Abb. 2.

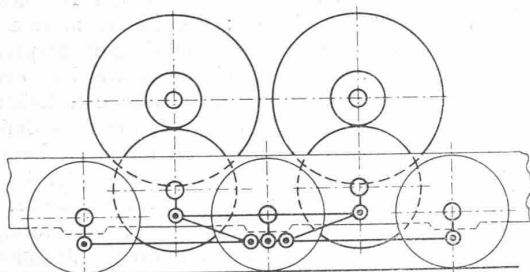


Abb. 3.

Die Lokomotivtechniker bekämpfen mit Recht jede Ueberhöhung der Trieb-(Vorgelege)welle über den Kuppelachsen, weil durch diese Anordnung der ruhige Gang der Maschine leidet und durch das Federspiel Stösse in das Getriebe gelangen. Unter dem Einfluss dieser Forderung entstanden neuere Bauarten mit hochbeanspruchten, stark übersetzten, schnellaufenden Motoren, deren Vorgelegewelle in die Ebene der Kuppelachsen gelegt werden konnte. (Abb. 4). Bei strenger Beurteilung muss festgestellt werden, dass diese Bauart allen Einschränkungen unterliegt, die in Bezug auf übersetzte Untergestellmotoren bestehen; ausserdem liegen hohe mechanische und elektrische Beanspruchungen vor, endlich die auch für den Untergestellmotor kennzeichnende Schwierigkeit der Bedienung, namentlich des Kommutators.

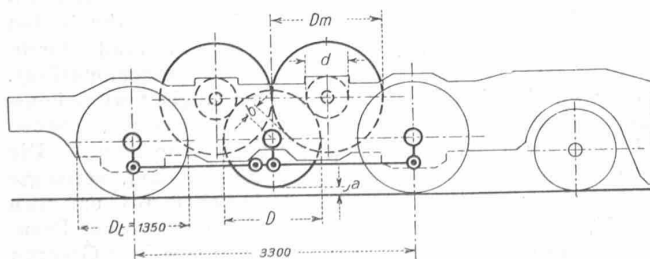


Abb. 4.

Aus der Geometrie der Zahnradübersetzung ergeben sich die diesbezüglichen Zusammenhänge (Abb. 5). Die zwischen dem Durchmesser  $D_m$  dem zylindrisch gedachten Triebmotor, dem Triebraddurchmesser  $D$ , der Motordrehzahl  $n$ , dem radialen Raumbedarf  $b$  für die Unterbringung der Vorgelegewelle und dem eisenbahntechnisch

vorgeschriebenen freien Abstand  $a$  des grossen Zahnrades (Zahnradkasten) über Schienenoberkante, der Ueberhöhung  $h$  der Vorgelegewelle über die Ebene der Kuppelachsen und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  (km/h) bestehende Beziehung

$$D_m = D + v \frac{1 + \frac{2(h-a)}{D_i}}{0,06 \pi n} - 2[a + b - h]$$

lässt erkennen, dass die Grösse des Motordurchmessers im wesentlichen nur durch Aenderung von  $h$  beeinflusst werden kann, indem für gegebene Werte von  $v$ ,  $a$ ,  $n$ ,  $b$  und  $D_i$  auch der Motordurchmesser festliegt. Dieser kann in geringem Masse durch Verringerung von  $b$  vergrössert werden, indem die Vorgelegewelle in das Motorgehäuse eingelassen werden kann. Volle Freiheit in der Motorbemessung gewährt nur die Ueberhöhung  $h$  oder ein Getriebe, das überhaupt frei von diesen Einschränkungen ist. Ein Triebfahrzeug kann nur in dem Falle als vollwertig angesehen werden, wenn es in jedem Belange günstigst ausgelegte Bestandteile aufweist. Kompromisslösungen sind von diesem Gesichtspunkte minderwertig. Man darf sich daher nicht mit Getriebeanordnungen zufrieden geben, die in Bezug auf die Motoren ungünstige oder zumindest nicht die günstigsten Voraussetzungen schaffen. Das Kurbelgetriebe ist in diesem Belange einwandfrei; es wird allen Anforderungen entsprechen, wenn es gelingt, die angedeuteten dynamischen Gefahren

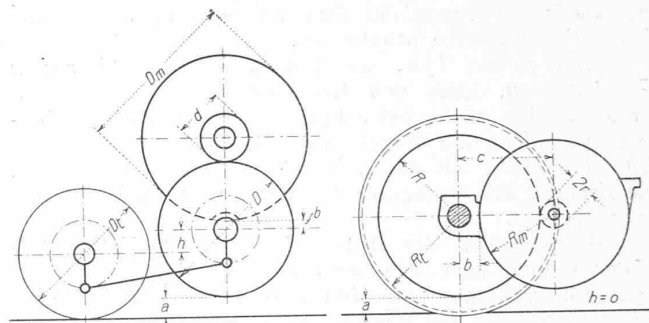


Abb. 5.

dieses Antriebes vorweg zu beheben, nachdem es bereits gelungen ist, die beim Kurbelgetriebe vorkommenden Schüttelerscheinungen zu bekämpfen. Die kritische Untersuchung der Eigenheiten des Kurbelgetriebes des Elektromotors, namentlich in Gegenüberstellung zum Antriebe der Dampflokomotive, weist diejenigen Mittel, die zum gewünschten Ziele führen.

Das Kurbelgetriebe der Dampflokomotive (Abb. 6) ist, soweit die Verbindung zwischen den Dampfzylindern und der Triebachse in Betracht kommt, offen, ein statisch bestimmtes System, in dem der Höchstwert der Stangenkräfte durch den Dampfdruck begrenzt ist. Die Massenkräfte spielen keine entscheidende Rolle. Kennzeichnend für die Kraftübertragung ist der periodische Verlauf der Kurbelkraft, die, von der Kompression abgesehen, in der Totlage Null ist.

Das Getriebe des Elektromotors (Abb. 7), bestehend aus zwei durch Stangen gekuppelten Kurbelwellen, ist eine starr geschlossene, kinematische Kette, ein statisch unbestimmtes System, in dem die Grösse der Stangenkräfte von der Verformung abhängt. Die Triebmaschine erzeugt eine stetige Umfangskraft, die in der Totlage von den Stangen nicht aufgenommen werden kann. Die Leistung pendelt während jeder Umdrehung zweimal zwischen den beiden Getriebeseiten hin und zurück. Ein elastisches Getriebesystem angenommen, zerlegt sich die stetige Umfangskraft in den beiden rechts und links des Motors angeordneten, um  $90^\circ$  gegeneinander versetzten Kurbelsystemen in zwei im ideellen Getriebe periodisch und harmonisch wechselnde Stangenkräfte, die in der angetriebenen Welle wieder zu einer stetigen Umfangskraft vereinigt werden. Dieser ideelle Vorgang setzt genaue Uebereinstimmung der entsprechenden Stangen- und Kurbellängen und Kurbelstellungen voraus und stimmt mit den tatsächlichen Vor-

gängen, auch im ideellen Getriebe, insofern nicht überein, als die Verformung der beiderseitigen Stangen eine Aenderung der gegenseitigen Lager der beiden verbundenen Kurbelwellen hervorruft. Zufolge dieser Relativbewegungen werden die auf den gekuppelten Wellen sitzenden Massen bei geeignetem Takt der Impulse, somit bei bestimmten Geschwindigkeiten des Fahrzeuges, Schwingungen, Häufungserscheinungen verursachen. — Man hat es hier somit mit einer gleichmässigen Bewegung des ganzen Systems und mit diesem Beharrungszustand überlagerter Schwingungen zu tun.

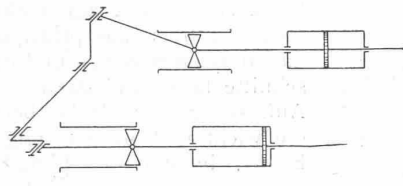


Abb. 6.

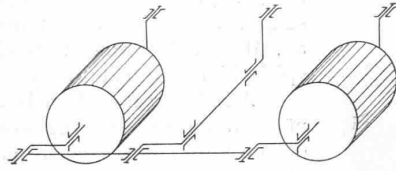


Abb. 7.

Die elastische Nachgiebigkeit der Bestandteile des Kurbelgetriebes sind von Dr. K. E. Müller, Zürich<sup>1)</sup>, in einem durchsichtigen Schema anschaulich dargestellt worden. (Abb. 8). Unter der grundsätzlich zutreffenden Voraussetzung, dass sich die verschiedenen Federwirkungen summieren, kann man sich diese in zwei Federsystemen, je einem auf jeder Rotorseite, vereint denken. Zur Veranschaulichung der Bewegungsvorgänge und des Kräftespieles bedient man sich zweckmässigerweise eines Ersatzmodells mit geradliniger Bewegung (Abb. 9).

Es ist der einfachste Fall ins Auge gefasst, dass ein Motor mittels zweier Stangen auf eine Blindwelle, die mit den Triebachsen gekuppelt ist, arbeitet. Solange die Radreibung nicht überwunden ist, kann die mit der Blindwelle verbundene Masse als unendlich gross angesehen werden. Das mit der Blindwelle verbundene System wird in der jeweils stetig gedachten Bewegung nicht gestört. Die beiderseits des Ankerkörpers wirkenden elastischen Stangen sind durch die beiderseitigen Federn ersetzt. Das Kräftespiel in den Stangen ahmen die beiden um  $180^\circ$  versetzt aufgekeilten Exzenter nach, die in synchronem Umlauf gedacht sind. Durch die Drehung der Exzenter werden die Federn zusammengedrückt. Wäre im System keine Masse vorhanden, so würden die Federn keinerlei Verformung erfahren, da sich die freie Länge zwischen den beiden Exzentern nicht ändert. Diesem Ausgleich steht die zwischen den beiden Federn befindliche, den Ankerkörper darstellende Masse  $m$  im Wege, die unter dem Einfluss des entstehenden Federspieles in Schwingungen versetzt wird.

Durch Betrachtung dieses Modells werden die für das gebräuchliche Kurbelgetriebe kennzeichnenden dynamischen Verhältnisse erkennbar. In diesen sind mit vergleichsweise grossen Trägheitskräften behaftete Massen vorhanden, über

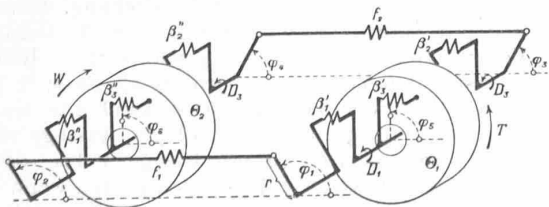


Abb. 8.

die der Ausgleich der durch die wechselnden Stangenkräfte verursachten Verformung erfolgt. Diese Masse wird in Schwingung versetzt und es tritt bei geeignetem Takt — Uebereinstimmung mit der natürlichen Schwingungsdauer des Systems — der Impulse gefährliche Resonanz ein.

<sup>1)</sup> Band LXXIV, Seite 141 u. ff. (Sept./Okt. 1919).

Red.

Sind Getriebefehler vorhanden oder Lagerspiel, so verlieren die Schwingungen ihren harmonischen Charakter. Sie gehen über in Schüttelerscheinungen, die an keine feste Geschwindigkeit gebunden sind und den Charakter von Schwebungen haben.

Theorie und Erfahrung haben erkannt, dass durch Einschaltung reichlich elastischer, nachgiebiger, tunlichst gedämpfter Kupplungen die Schüttelzone in ungefährliche Geschwindigkeitsbereiche verlegt werden kann. Die Wirkungen der Schüttelerscheinungen sind damit zwar mit Erfolg bekämpft, doch bleibt die Quelle dieser Erscheinungen noch bestehen, ebenso andere unerwünschte Eigenschaften des Kurbelgetriebes. Vor allem besteht nach wie vor die starr geschlossene kinematische Kette, das statisch unbestimmte bzw. überbestimmte System, in dem Getriebefehler Zwängungen und Streckungen mit unbestimmbaren Beanspruchungen hervorrufen können. Diese Umstände treten insbesondere unter dem Einfluss der Massenkräfte des elektrischen Motors in Erscheinung und erschweren die Instandhaltung des Systems. Gelingt es, aus dem Getriebe die umlaufenden Massen zu entfernen, so werden die Quelle der Schüttelerscheinungen gehoben und die Wirkungen von Getriebefehlern, weil die Trägheitskräfte fehlen, wesentlich gemildert.

Das in Abb. 9 (rechts) dargestellte Modell weist einen Weg, der zum Ziele führt. Die beiden harmonischen Kräfteschwingungen unterworfenen Federn sind nebeneinander angeordnet. Unter dem Einfluss der beiden mit  $180^\circ$  Phasenverschiebung aufgekeilten Exzenter bleibt die auf die Massen, die auf den Federn lasten, wirkende Kraft in summa unverändert, obzwar die Kraft in den einzelnen Federn harmonisch schwingt. Die Masse bleibt vom Kräftespiel unberührt vollständig in Ruhe, die Kräfte gleichen sich im Federsystem selbst aus. Angenommen ist, dass die der Nebeneinanderstellung der beiden Federn entsprechenden Seitenkräfte von den Führungen aufgenommen werden. Im übrigen könnten die Federn auch konzentrisch angeordnet sein, sodass diese Nebenwirkung ausser Betracht fällt.

Im Falle, dass in den Verbindungsteilen der Federn Spiele vorhanden sind, wird diesen entsprechend zeit-

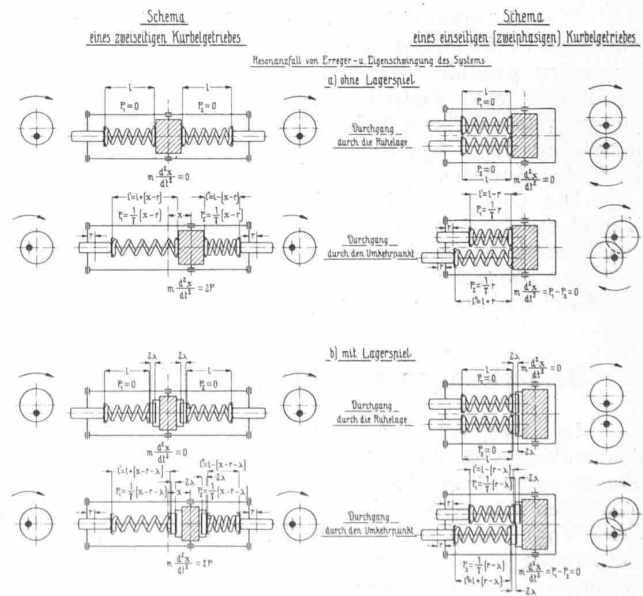


Abb. 9.

weilig die eine Feder die Masse allein tragen, während die andere ausser Eingriff ist. Die Masse wird dieser Differenzwirkung entsprechend aus der Ruhe gestört, doch ist diese Wirkung quantitativ wesentlich kleinerer Grössenordnung als in dem Falle, in dem sich die gesamten Federkräfte über die Massen ausgleichen müssten.





Abb. 4. Neue Fialen an der Südwestecke des Berner Münsters.

Die Störungswirkungen von Lagerspielen können durch ein Dreifedersystem mit drei um je  $120^\circ$  verschobenen Exzentern gemildert werden, indem in diesem Fall stets mindestens zwei Federn tragen. Ein Vier- oder Sechshephasensystem verbessert sinngemäss noch weiter die Gleichmässigkeit der Eingriffsverhältnisse und damit die Mittelkraft des Systems.

Die Gleichwertigkeit dieses Ersatzmodells mit dem Kurbelgetriebe besteht noch in weiterem Belange. Sind zwei Federn vorhanden, so ist jede für die volle Massenkraft zu bemessen. Im Dreiphasensystem ist eine Feder mit  $\frac{2}{3}P$  und im Vierphasensystem mit  $\frac{1}{2}P$  beansprucht. (Schluss folgt.)

### Bemerkungen zur Frage der Biegung.

Im „Bauingenieur“ erschien am 30. April d. J. eine Abhandlung von Wirkl. Geh. Oberbaurat a. D. Dr. Ing. Dr. Zimmermann über das gleiche Thema, dass meine Ausführungen vom selben Tage in der „S. B. Z.“ (Bd. LXXVII, Seite 195) betraf. Der Versuch, die Spannungen unter Einwirkung der Ausbiegung und des Drehwiderstandes zu bestimmen, wird nicht gemacht, da er beim gegenwärtigen Stand der Theorie aussichtslos sei. Deshalb begnügt sich Zimmermann mit der Behandlung der Grenzwerte, gegeben durch die Annahmen, der Drehwiderstand sei Null oder unendlich gross.

Auch Zimmermann findet, zwar auf etwas weniger direktem Wege, dass normale Durchbiegung (ohne Ausbiegung) des  $\square$ -Eisens eintritt, wenn die Belastung in einem gewissen Abstand vom Steg stattfindet. Der von ihm dafür

gefundene Wert stimmt mit dem von mir angegebenen überein, sofern man die Vertikalkomponenten der Schubspannungen in den Flanschen vernachlässigt.

Zimmermann kommt indes nicht dazu, die heute zu Unrecht zur Geltung gekommene Anschauung über das prinzipiell verschiedene Verhalten symmetrischer und unsymmetrischer Querschnitte fallen zu lassen. Auch ist für die ganze Auffassung der Sache bemerkenswert, dass er die wichtige Voraussetzung über die Stelle der Ebene, in der der  $\square$ -Balken belastet gedacht wird, nicht ausspricht. Man kann nur aus den Weiterungen schliessen, dass stegrechte Belastung angenommen ist. Dies von vornherein als selbstverständlich anzunehmen, geht aber nicht an, da die Meinung herrscht, der Schwerpunkt spiele hier eine Hauptrolle.

Alle bekannten Lehrbücher der Statik leisten nämlich dieser Meinung Vorschub, sofern sie auf diesen Punkt näher eintreten. W. Ritter in seiner „Graphischen Statik I“, nachdem er die Gesetze der Verteilung der Schubspannungen auf dem notwendigen „Umweg“ des Bieungsprinzips (S. 62) ermittelt, bietet schliesslich eine Darstellung des Verlaufes der Schubspannungen (S. 69). Dass aber die in seiner Figur durch den Schwerpunkt gehende Kraft  $Q$  nicht nur der Grösse und Richtung, sondern auch dem Angriffspunkte nach die Resultierende der Spannungen ist, wird nicht nachgewiesen und kann auch nicht nachgewiesen werden, da es eben nicht allgemein zutrifft. Es ist indes anzunehmen, dass Ritter, der für seine Ausführungen „keinen Anspruch auf absolute Richtigkeit macht“ (S. 51), nicht an ganz unregelmässige Querschnitte dachte, unter welcher Einschränkung diese Unstimmigkeit nicht allzugrosse praktische Bedeutung erlangt. Dass ein feststehender Irrtum entstand, fällt also weniger zu Ritters, als zu unseren Lasten, die wir nur zu leicht geneigt sind, das von Geistesgrössen Gebotene kritik- und vorbehaltlos anzunehmen und übertrieben zu verallgemeinern. —

Inzwischen habe ich auch von den von Bach erwähnten Ausführungen von Regierungsbaumeister Sonntag („Biegung, Schub und Scherung“, Berlin 1909) Kenntnis genommen. Er behandelt einen unregelmässigen Querschnitt (Wange aus Stahlguss) und dann  $\square$ - und  $\square$ -Profile auf Grund der beim Anschluss des Steges an die Flanschen auftretenden Schubspannungen. Diese Methode führt bei stegrechter Belastung von  $\square$ -Eisen zu richtigen Ergebnissen, die aber lediglich die bekannten Theorien bestätigen. Hier bieten sich ja auch keine Schwierigkeiten, da die Belastung durch den Schubmittelpunkt geht, somit keine Verdrehung stattfindet. Im übrigen macht sich auch Sonntag von der Anschauung nicht frei, dass die Frage, ob Verdrehung auftritt oder nicht, von der Profilform abhängt. So sagt er (S. 21) dass bei  $\square$ -Eisen und  $\square$ -Eisen eine Verdrehung, beim  $\square$ -Eisen dagegen keine solche stattfindet. Der Einfluss seitlicher Verschiebungen der Belastung wird nicht in Betracht gezogen und in den Voraussetzungen im allgemeinen keine Angabe gemacht, in welcher Ebene wirkend man sie sich zu denken hat. Einzig, und damit obiger Aussage widersprechend, wird späterhin (S. 96) bezüglich des (parallel zum einen Schenkel belasteten)  $\square$ -Eisens gesagt, wenn „das Moment nicht durch den Schwerpunkt des Querschnittes geht, so ergibt sich neben den Bieungsmomenten noch ein Drehmoment“.

Hierzu ist erstens zu sagen, dass der Ausdruck „das Moment geht durch einen Punkt“ zum mindestens unklar ist, da ein Moment nie durch einen bestimmten Punkt geht, indem es in allen zu einander parallelen Ebenen wirkend gedacht werden kann. Gemeint ist hier offenbar die Ebene, in welcher die das Moment erzeugenden Lasten