

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 96 (1978)
Heft: 27/28

Artikel: Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen
Autor: Borgeaud, Gaston
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-73717>

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>

Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

Von Gaston Borgeaud, Winterthur

Allgemeine Einführung (die Erklärung der im Artikel verwendeten Bezeichnungen und Symbole befindet sich am Schluss dieses Beitrags)

Bei Adhäsionsbahnen bleiben die Zug- und Bremskräfte durch die Reibungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene begrenzt. Bei Zahnradbahnen hingegen gestattet es die Zahnstange, viel grössere Kräfte auszuüben, deren Begrenzung durch die Festigkeit der Zahnstange einerseits und durch die Stabilitätsverhältnisse anderseits gegeben ist. Diese Zug- oder Bremskräfte haben zur Folge, dass die vorlaufenden Achsen bei Zugkraftausübung bzw. die nachlaufenden Achsen bei Bremsung entlastet werden. Bei Adhäsionstriebfahrzeugen kann diese Entlastung bis über 20% des Achsdrukkes betragen. Bei Zahnradtriebfahrzeugen hingegen kann sie im Zusammenhang mit dem Zahnauftrieb, besonders bei Bremsung, bis 100% und mehr erreichen, was zu einer Entgleisung führt. Bei Adhäsionsbahnen wirkt sich diese Entlastung vor allem auf die Übertragbarkeit der Zugkraft aus, bei Zahnradbahnen hingegen auf die Standsicherheit. Bisher wurde diese Standsicherheit nur für den Lauf in der Geraden untersucht und auf Grund der Achsdrücke beurteilt. Bei den modernen Triebfahrzeugen werden die Zugkräfte allgemein höher und tritt die Frage der Mehrfachtraktion immer häufiger auf. Es ist somit notwendig, die Zulässigkeit der gewünschten Betriebsart auf Grund einer viel tiefgreifenden Untersuchung zu prüfen, als dies bis anhin der Fall war. Insbesondere dürfen die Verhältnisse nicht mehr allein für den Lauf in der Geraden betrachtet werden, sondern vor allem auch für den Lauf in der Kurve. Die Entgleisungssicherheit muss auf Grund der einzelnen Raddrücke beurteilt werden und nicht mehr auf Grund der Achsdrücke. In der folgenden Untersuchung wird eine Berechnungsmethode angegeben, die nicht Anspruch auf volle Genauigkeit erhebt, die aber alle auftretenden Faktoren in annehmbarer Weise berücksichtigt.

Das Thema der Standsicherheit bei Zahnradbahnen wurde bereits im Jahrgang 1969 (Heft 7) dieser Zeitschrift behandelt. Dort wurden lediglich zwei Trieb- bzw. Bremszahnräder sowie zwei Rahmen- oder Tatzenlagerantriebe pro Gestell vorausgesetzt. Dabei wurde stillschweigend angenommen, dass jeder Antrieb eine kompakte Einheit mit seinem Motor bildet und dass das Drehmoment des Tatzenlagerantriebes über eine vertikale Stütze vom Gestellrahmen übernommen wird. Verschiedene nachträglich behandelte Berechnungsfälle zeigten aber rasch, dass es notwendig ist, folgende weitere Anordnungsmöglichkeiten in Betracht zu ziehen:

- der Motor ist von seinem Antrieb durch eine quer oder längs liegende Kardanwelle getrennt und entweder im Gestellrahmen oder im Kasten gelagert,
- die Drehmomentstütze des Tatzenlagerantriebes ist nicht nur vertikal, sondern kann beliebig geneigt sein,
- das Zahnrad des Tatzenlager-Zahnradantriebes kann neben dem Radsatz gelagert sein,
- jedes Gestell kann mehr als zwei Antriebe und mehr als zwei Zahnräder aufweisen. Dementsprechend sind pro Gestell drei Zahnräder und sechs Antriebe vorgesehen, wobei Antriebe

1 und 2: Zahnradantriebe mit motorischer Anlage,

3 und 4: reine Zahnrad-Bremsantriebe und

5 und 6: Adhäsionsantriebe

sein sollen.

Ferner wurde beim Kurvenlauf der auf das Zahnrad wirkende Zahnauftrieb A in zwei Grenzvarianten ermittelt, bei denen sich die zwischen Zahnrad und Zahnstange entstehende Reibung entweder ganz in Querrichtung oder ganz in der Längsrichtung auswirkt. Dadurch wurden mit Rücksicht auf die vorgeschenen zwei Zahnräder vier Ergebnisvarianten erhalten. Um zu einem eindeutigen Ergebnis zu kommen, erwies es sich als notwendig, die Gleitverhältnisse in jedem Augenblick des Eingriffes genau zu untersu-

chen und die globale Auswirkung der Reibung auf Grund einer Integration über die Eingriffsstrecke zu ermitteln.

Die in dieser Arbeit abgeleiteten Gleichungen schliessen alle in Betracht gezogenen Gestellbauarten und Antriebsanordnungen ein. Dies geschieht in der Weise, dass das durch den einzelnen Fall gegebene Gleichungsglied mit einem Anordnungsfaktor multipliziert wird, der den Wert 1 aufweist, wenn der betreffende Fall vorliegt, sonst den Wert 0.

Verschiedene Rechnungsabschnitte verlangen eine Iteration. Dies ist besonders für die Untersuchung des Kurvenlaufes der Fall. Solche Iterationen erschweren die Handrechnung, bieten aber keine besonderen Schwierigkeiten, wenn die Rechnung mit Hilfe eines Computers durchgeführt wird.

Schliesslich sei bemerkt, dass in einigen Punkten gewisse Vereinfachungen gemacht werden. Aus diesem Grunde kann diese Arbeit nicht den Anspruch auf eine strikte, wohl aber auf eine praktisch genügende Genauigkeit erheben.

Definitionen

- die Trieb- und Bremszahnräder werden kurzerhand als Zahnräder bezeichnet.
- mit Ausnahme der auf die Laufräder wirkenden Klotzbremse werden die Bremsen als Antriebe betrachtet und bezeichnet.
- die zwischen den einzelnen Fahrzeugen auftretenden Zug- oder Stoßkräfte werden Kupplungskräfte genannt.
- die Bezeichnung senkrecht ist in der Weise zu verstehen, dass die betreffende Grösse senkrecht zum Gleis steht.
- aussen bzw. innen bezieht sich auf die kurvenäussere bzw. kurveninnere Seite des Fahrzeuges.
- links bzw. rechts bezieht sich auf die linke bzw. rechte Fahrzeugeite bei Beobachtung in Bergrichtung.
- für die Betrachtung des dynamischen Beschleunigungs- oder Bremsvorganges ist die positive Bewegungsrichtung bergwärts.
- die Längskräfte werden als positiv definiert, wenn sie in Bergrichtung von Geleise auf den Radsatz, von diesem auf den Gestellrahmen und von diesem auf den Kasten wirken.
- für die Untersuchung der sich bei Bremsungen in Talfahrt oder bei Zugkraftausübung in Bergfahrt ergebenden Verhältnisse ist es von Vorteil, die einzelnen Fahrzeuge oder Radsätze und die Fahrzeugsichten in beiden Fällen gleich zu bezeichnen. Die Fahrzeuge und Radsätze werden daher mit den arabischen Zahlen 1, 2 ... auf der Talseite beginnend in Bergrichtung numeriert. Für die Untersuchung beim Kurvenlauf ist es hingegen notwendig, die Radsätze nach der Fahrtrichtung zu bezeichnen. Beginnend mit der vorlaufenden Achse werden sie deshalb mit römischen Zahlen numeriert. Somit erhält die Achse I bei der Kurvenuntersuchung die Nummer I bei Talfahrt und II bei Bergfahrt.

Voraussetzungen

- a) die Untersuchung beschränkt sich grundsätzlich auf Fahrzeuge mit zweiachsigem Fahrgestellen, kann aber auf dem Iterationsweg auf Fahrzeuge mit dreiachsigen Gestellen erweitert werden. Dabei muss die zusätzliche Achse eine reine Laufachse sein, auf die nur die Klotzbremse wirken kann.
- b) bei Kurvenfahrt befindet sich das Kurvenzentrum in Blickrichtung bergwärts rechts vom Fahrzeug.
- c) ist im betrachteten Fahrgestell zusätzlich zum Zahnradantrieb auch ein Adhäsionsantrieb vorhanden, dann besteht keine Verkuppelung zwischen beiden Antrieben, wenn sie gleichzeitig als Antrieb wirken.

- d) die Räder der angetriebenen, miteinander verkuppelten Radsätze weisen alle den gleichen Laufdurchmesser auf.
- e) die Drehmomentstütze des Tatzelagerantriebes n wird nicht am Kasten angeschlossen, wenn
- sie nicht horizontal ist, d. h. wenn $\delta_n \neq 0$
 - der Antrieb ein Zahnradantrieb ist, dessen Zahnrad nicht auf dem zugehörigen Radsatz liegt.
- f) wenn der Tatzelagerantrieb n ein Zahnradantrieb ist, dessen Zahnrad neben dem zugehörigen Radsatz liegt und die Querreibung des Zahnrades durch den Gestellrahmen übernommen wird ($\lambda_c = 1$), dann geschieht diese Kraftübernahme auf Höhe der Radsatzachse und in gleicher Längslage wie das Zahnrad.
- g) es werden grundsätzlich 6 Antriebe pro Gestell in Betracht gezogen, nämlich die Antriebe
1 und 2: Zahnradantriebe
3 und 4: Zahnradbremsen
5 und 6: Adhäsionsantriebe.
- h) der Gestellrahmen und der Kasten sind verwindungssteif (gegenüber zusammengesetzte Gestellrahmen siehe Abschnitt 13).
- i) Sind zu einem mit dem Radsatz verkuppelten Zahnrad mehrere Antriebe vorhanden, wie z. B. Motorantrieb und Klinkenbremse, so ist nur einer davon – in unserem Falle der Motorantrieb – als verkuppelt zu betrachten, während die Wirkung der weiteren Antriebe – also der Klinkenbremse – richtig berücksichtigt wird, wenn diese ohne Verkupplung mit dem Radsatz direkt dem Zahnrad zugeordnet werden.

Einleitung

Der im Betrieb zwischen Radoberfläche und Schienenkopf entstehende Raddruck R setzt sich primär aus einem statischen Anteil R_o und sekundär aus verschiedenen dynamisch bedingten Anteilen ΔR zusammen, die sich je nach Ursache positiv, das heißt mehrbelastend, oder negativ, das heißt entlastend, auswirken. Diese sekundären, dynamisch bedingten Anteile können grundsätzlich in zwei Gruppen eingeteilt werden, je nachdem sie von den Quer- oder Längskräften herrühren. Im ersten Fall bezeichnen wir sie mit ΔR_q und im zweiten mit ΔR_l .

Die Querkräfte, die zu den Raddruckänderungen ΔR_q führen, sind vor allem die

Zentrifugalkraft bei Fahrt in der Kurve

Querkomponente des Gewichts bei Fahrt auf überhöhtem Gleis

Kräfte aus Winddruck

Querkräfte bei der Zug- und Stoßvorrichtung

Reibungskräfte zwischen Rad und Schiene

Reibungskräfte zwischen Zahnrad und Zahnstange.

Trägheitskräfte infolge unruhigen Laufes werden nicht berücksichtigt, weil sie zufolge der kleinen Fahrgeschwindigkeit ohne Bedeutung sind.

Von der Querreibung an der Zahnstange abgesehen, sind die Verhältnisse bei Normal- und Zahnradbahnen in bezug auf die Querkräfte grundsätzlich gleich.

Die Raddruckänderungen ΔR_l ergeben sich aus den Zug- und Bremskräften, den damit verbundenen Trägheitswirkungen sowie den Gewichtskomponenten entsprechend dem Gefälle. Diese Raddruckänderungen ΔR_l und die entsprechenden Achsdruckänderungen ΔQ_l werden bei Normalbahnen nur zur Bestimmung der Adhäsionsverhältnisse berücksichtigt, unseres Wissens aber nicht zur Berechnung der Entgleisungsgefahr, weil sie dazu nicht von so grosser Bedeutung sind. Ganz anders ist es bei Zahnradbahnen, wo einerseits das Adhäsionsproblem nur in seltenen Fällen von Interesse sein kann und wo anderseits das Gefälle viel grösser ist und die Zug- und Bremskräfte viel mehr ins Gewicht fallen.

In gewissen Fällen ist es möglich, die beim betrachteten Vorgang entstehenden Raddrücke unmittelbar aus den Gleichgewichtsbedingungen der auf das Fahrzeug wirkenden äusseren Kräfte zu bestimmen. Dies ist zum Beispiel bei einem Rahmenfahrzeug mit im Rahmen gelagerten Zahnräden der Fall. Bei den meisten modernen Triebfahrzeugen sind aber die Zahnräder auf den Radsatzachsen gelagert. Es treten dadurch interne Kräfte auf, so dass es besonders bei unsymmetrischer Antriebsanordnung des Fahrgestelles unerlässlich ist, zuerst die einzelnen Lagerdruckkräfte L zu ermitteln. Mit diesen kommt man unter Berücksichtigung der direkt auf die Radsatzachsen wirkenden, vom Antrieb oder von

der Bremsung herrührenden Kräfte zu den einzelnen Raddrücken R . Der einheitlichen Darstellung wegen werden wir in der folgenden Untersuchung in diesen beiden Etappen vorgehen.

Da es bei einem gegebenen Problem möglich ist, die auf das Fahrzeug wirkenden Quer- und Längskräfte praktisch von Anfang an festzulegen, können die Lagerdruckänderungen ΔL_l und ΔL_q getrennt voneinander ermittelt werden. Die Untersuchung kann daher in zwei Schritten vorgenommen werden. Im ersten werden zunächst die ohne Querwirkungen entstehenden Raddrücke R_l ermittelt.

$$R_l = R_o + \Delta R_l.$$

Im zweiten Schritt wird der Einfluss der Querwirkungen berücksichtigt, womit sich die resultierenden Raddrücke zu

$$R = R_l + \Delta R_q$$

ergeben.

1 Längsstabilität und Entgleisungssicherheit

Wird bei einem Rad R von R_o bis auf null verringert, dann kann das Rad sich abheben und seine Spurkratzführung verlieren. Die Standsicherheit verlangt somit, dass R noch einen Mindestbetrag aufweist, und es scheint logisch zu sein, diesen Mindestbetrag auf den Raddruck R_o der Ruhe zu beziehen, woraus sich die Sicherheitsbedingung

$$R/R_o = \sigma > \sigma^*$$

ableiten lässt, in der der Faktor σ kleiner als 1 ist. Aus diesem Grunde kann er nicht als Sicherheitsfaktor gewählt werden, welcher grundsätzlich grösser als 1 sein sollte. Es war daher bisher üblich, den Raddruck R_o auf die entstehende Entlastung zu beziehen und den Sicherheitsfaktor \mathfrak{S} wie folgt zu definieren¹⁾:

$$\mathfrak{S} = \frac{\text{Raddruck der Ruhe}}{\text{Entlastung}} = \frac{R_o}{R_o - R}.$$

Bei Fahrt in der Geraden kann der Winddruck als mögliche Querkraft auftreten. Wird diese Kraft ausser Betracht gelassen, dann haben normalerweise beide Räder des gleichen Radsatzes den gleichen Raddruck. Die Standsicherheit kann in diesem Falle nach der Beziehung

$$(1) \quad S = \frac{Q_o}{Q_o - Q} \quad ^{1)}$$

auf Grund des Achsdruckes ermittelt werden. Diese Definition hat den Nachteil, dass kein linearer Zusammenhang zwischen S und dem resultierenden Achsdruck Q besteht und dass dieser Faktor bei $Q = Q_o$ den Wert $\pm\infty$ und bei $Q_o < Q$ einen negativen Wert aufweist (siehe Kurve a im Bild 1). Viel vernünftiger ist es daher, den Sicherheitsfaktor nach der Beziehung

$$(2) \quad S_l = 1 + \frac{Q}{Q_o}$$

(entsprechend der Geraden b im Bild 1) zu definieren, bei welcher der sich über 1 ergebende Anteil an S unmittelbar das Verhältnis Q/Q_o angibt und zu Q führt.²⁾

Bei ungenügender Sicherheit kann Hilfe mit einer Achsdruckvermehrer-Vorrichtung gesucht werden. Wirkt diese ständig, dann ist Q_o eindeutig festgelegt; wirkt sie aber nur momentan (z. B. beim Bremsvorgang), dann kann Q_o als derjenige Achsdruck der Ruhe angesehen werden, der entweder mit oder ohne Wirkung dieser Vorrichtung entsteht. Beide Varianten führen zu verschiedenen Werten von Q_o und daher zu verschiedenen Sicherheitswerten. Um diese Unzulässigkeit zu vermeiden, soll nach der neuen Verordnung Q_o bzw. R_o als derjenige Achs- bzw. Raddruck der Ruhe betrachtet werden, der unter Wirkung der Achsdruckvermehrer-Vorrichtung entsteht, selbst wenn diese nur in einzelnen Fällen zum Einsatz kommt.

¹⁾ Unseres Wissens wurde diese Definition zum ersten Male von Seefelder auf Seite 455 seines Buches «Elektrische Zugförderung» (Verlag Springer, 1922) aufgeführt.

²⁾ Zwischen S_n (neue Definition) und S_a (alte Definition) besteht die Beziehung

$$S_n = \frac{2S_a - 1}{S_a} \quad \text{bzw. } S_a = \frac{1}{2 - S_n}$$

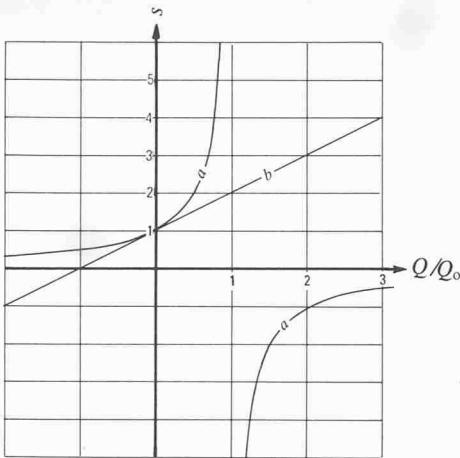


Bild 1. Verlauf des Sicherheitsfaktors in Abhängigkeit von Q/Q_o

Treten Querkräfte auf, wie dies bei der Fahrt durch eine Kurve der Fall ist, so ist es unerlässlich die beiden Raddrücke \mathfrak{R}_a und \mathfrak{R}_i des betrachteten Radsatzes zu ermitteln und für jedes Rad die Standsicherheit auf Grund der Gleichungen

$$(3) \quad \mathfrak{S}_{ka} = 1 + \frac{\mathfrak{R}_a}{R_{oa}}, \quad \mathfrak{S}_{ki} = 1 + \frac{\mathfrak{R}_i}{R_{oi}}$$

nachzuprüfen. Mit dem Index l in Gleichung (2) bzw. k in Gleichungen (3) soll darauf hingewiesen werden, dass sich S_l auf den Lauf in der Geraden bzw. \mathfrak{S}_k auf den Kurvenlauf bezieht. S_l soll hier als Längsstabilität und \mathfrak{S}_k als Entgleisungssicherheit bezeichnet werden.

2 Allgemeine Sonderfragen

Bevor auf das eigentliche Problem der Lager- bzw. Raddrücke eingegangen wird, ist es notwendig, zuerst einige Sonderfragen zu behandeln, die sowohl beim Lauf in der Geraden als auch beim Kurvenlauf auftreten.

2.1 Die auftretende Beschleunigung bzw. Verzögerung \mathfrak{p}

2.1.1 Die infolge Zugkraftausübung entstehende Beschleunigungskraft

Um ein allgemeines Bild zu erhalten, wird eine ganze Zugskomposition gemäß Bild 2 vorausgesetzt, von der jedes einzelne Fahrzeug i eine Zugkraft X_{mi} oder eine Bremskraft X_{bi} ausübt, die für nicht treibende oder bremsende Fahrzeuge späterhin einfach als null angenommen wird.

Bei jedem einzelnen Fahrzeug sind rotierende Massen vorhanden, die bei normalen Personenwagen klein sind, beim Triebfahrzeug aber sehr grosse Werte erreichen können. Bei jedem Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgang sind somit nicht nur die translatorischen Massen \bar{m} , sondern auch die rotierenden Massen m_{rot} zu beschleunigen oder zu verzögern. Bei einem solchen Vorgang ist somit beim einzelnen Fahrzeug i die Masse

$$(4) \quad m_{gi} = (\bar{m} + m_{rot})_i$$

und bei der Zugskomposition die Gesamtmasse

$$m_{gt} = \sum m_{gi} = \sum (\bar{m} + m_{rot})_i = \bar{m}_t (1 + \xi)$$

zu berücksichtigen.

Werden beim einzelnen Fahrzeug i der Fahrwiderstand $G_i w_i$ und die Gewichtskomponente $G_i \sin \alpha$ von der Zugkraft X_{mi} abgezogen, so verbleibt die Zugkraft

$$(5m) \quad X_i = X_{mi} - \psi G_i w_i - G_i \sin \alpha + \sum_{n=1}^{4''} \Theta_n [\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n] v_n$$

die zur Beschleunigung der tragen Massen zur Verfügung steht. Dabei hat der Faktor ψ laut Definition den Wert

$\psi = +1$, wenn sich der Zug bergwärts bewegt
bzw. $\psi = -1$, wenn er talwärts fährt.

2.1.2 Die bei Bremsung entstehende Verzögerungskraft

Werden die Bremskräfte als positiv definiert, wenn sie bergwärts auf die Fahrzeuge wirken, dann ergibt sich bei jedem Fahrzeug die von der entwickelten Bremskraft X_{bi} übrig bleibende Verzögerungskraft X_i zu

$$(5b) \quad X_i = X_{bi} + X_{wi} - \psi G_i w_i - G_i \sin \alpha + \sum_{n=1}^{4''} \Theta_n [\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n] v_n$$

2.1.3 Die für den ganzen Zug entstehende Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft

Da die Kräfte X als positiv definiert sind, wenn sie in Bergrichtung auf die Fahrzeuge wirken, treten sie bei positivem Wert als Beschleunigungskräfte bei Bergfahrt bzw. als Verzögerungskräfte bei Talfahrt auf. X_{mi} und X_{bi} können daher mit X_{mbi} gemeinsam bezeichnet werden. Dementsprechend kann für die sich für den ganzen Zug ergebende Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft die Beziehung

$$(6) \quad X_t = \sum X_{mbi} - \psi \sum G_i w_i - G_i \sin \alpha + \sum_{j=1}^t \sum_{n=1}^{4''} \Theta_n [\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n] v_n$$

geschrieben werden.

2.1.4 Die Beschleunigung bzw. Verzögerung \mathfrak{p}

Die Umfangskraft \bar{U}_n der mit dem Zahradantrieb n verkuppelten Radsätze kann erst am Schluss der Untersuchung ermittelt werden. Eine genaue Rechnung verlangt somit eine Iteration auf \bar{U}_n . Sie verlangt ferner, dass die \bar{U}_n für alle Fahrzeuge des Zuges, die verkuppelte Radsätze aufweisen, ermittelt werden. Um die Sache nicht allzuviel zu komplizieren, soll \mathfrak{p} unter Vernachlässigung des Schlußes ermittelt werden, d. h. nach der Beziehung:

$$(7) \quad \mathfrak{p} = \frac{\sum X_{mbi} - \psi \sum G_i w_i - G_i \sin \alpha}{m_{gt}}$$

Laut Definition ist \mathfrak{p} grundsätzlich gleich d^2x/dt^2 . Bei positivem Wert entspricht sie somit einer Verzögerung bei Talfahrt und einer Beschleunigung bei Bergfahrt.

2.2 Die Zahndrücke Z und die Umfangskräfte U

Aus den Gleichgewichtsbedingungen an dem mit einem oder mehreren Radsätzen verkuppelten Zahradantrieb folgt

$$(8) \quad Z_n = \zeta_n X_{Zg} + X_{Zwn} - \psi m_{rot} Z + \Theta_n [(\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n)(1 + v_n) - \psi m_{rot}^*]$$

wobei m_{rot}^* durch Gleichung (89) gegeben ist. Daraus folgt nach Umformungen

$$(9) \quad Z_g + \psi U_g = X_{mbg} - \psi m_{rotg} + \sum_{n=1}^4 \Theta_n (\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n) v_n$$

$$(10) \quad Z_i + \psi \left(\sum_r U_r \right)_i = X_{mbi} - \psi m_{roti} + \sum_{n=1}^{4''} \Theta_n (\bar{\beta}_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n) v_n \quad)$$

Da die Trieb- oder Bremszahnräder allgemein tangential gefedert sind, kann angenommen werden, dass sich Z_n eindeutig auf die vom Antrieb n angetriebenen Zahnräder verteilt. Dementsprechend kann der Ansatz

$$(11) \quad Z_z = \sum \zeta_n Z_n$$

gemacht werden.

Der von einem Adhäsionsantrieb n angetriebene und mit keinem Zahrad anverkuppelte Radsatz r kann sich in seiner Drehzahl unabhängig von der Zahnstange einstellen und selbständig seine Umfangskraft

$$(12) \quad U_r = \psi [\alpha_{nr} (\alpha_n X_{Ag} - \psi m_{rotAn}) + \sum_n \varrho_{nr} X_{Awn} + \psi_r (\beta_r X_{Bg} - \psi m_{rotr})]$$

) Wenn die Zugskomposition aus dem Fahrzeug i allein besteht, führt Gleichung (10) nach Einsetzen von Gleichung (7) bei unverkuppelten Zahradantrieben ($\Theta_n = 0$) auch zu

$$\psi U_i + Z_i = G_i (\sin \alpha + \psi w_i) + \psi \bar{m}_i$$

entwickeln. Wenn beide Radsätze miteinander verkuppelt sind, drehen sie gleich schnell. Sie weisen daher die gleiche Ordinate η ihres Momentanzentrums (siehe Abschnitt 2.4), welches sich derart einstellen muss, dass beide Radsätze die Umfangskraft

$$(13) \quad U_1 + U_2 = \psi [X_{Ag} + X_{Bg} + \sum_n X_{Awn} - p(m_{rotAg} + \sum_r m_{rotr})]$$

zusammen entwickeln. Ein solcher Fall wird mit Ω_A festgehalten.

Der mit einem Zahnradantrieb verkuppelte Radsatz ist in seiner Drehzahl an die Zahnstange gebunden. Er weist die gleiche Ordinate η auf, die entsprechend Gleichung (44) kinematisch festgelegt ist. Seine Umfangskraft \bar{U}_r hängt daher nicht mehr von der ihm aufgezwungenen Kraft X ab. Sie ergibt sich in diesem Falle gemäß Gleichung (43). Aus den einzelnen Kräften \bar{U}_r der vom Antrieb n angetriebenen Radsätzen folgt

$$\bar{U}_n = \sum \delta_m \bar{U}_r$$

bzw., da die einzelnen U_r mit dem δ_m dem verkuppelten Zahnradantrieb n zugeteilt werden

$$(14) \quad \bar{U}_n = \sum \delta_m U_r$$

Aus beiden Beziehungen (12) und (13) für die Umfangskräfte des unverkuppelten und des verkuppelten Radsatzes ergibt sich die allgemeine Beziehung

$$(15) \quad U_r = \psi [\alpha_{nr}(\alpha_n X_{Ag} - p m_{rotAn}) + \sum \varrho_{nr} X_{Awn} + \psi_r (\beta_r X_{Bg} - p m_{rotr})] + \bar{U}_r$$

woraus

$$(16) \quad U_g = \psi [X_{Ag} + \sum_n X_{Awn} - p m_{rotAg} + \sum_r \psi_r (\beta_r X_{Bg} - p m_{rotr})] + \sum_r \bar{U}_r$$

2.3 Kupplungskräfte K , die beim betrachteten Vorgang an den Zug- oder Stoßvorrichtungen auftreten (Bild 2)

Bei jedem einzelnen Fahrzeug i treten, ausser den Kupplungskräften K , folgende Kräfte auf, die bergwärtsgerichtet, positiv zählen:

die Gewichtskomponente: $-G_i \sin \alpha$
der Fahrwiderstand: $-\psi G_i w_i$

die Trägheitskraft: $-\ddot{p} \bar{m}_i$

die eigene Bremskraft bzw. Zugkraft an der Zahnstange und am Radumfang: Z_i und U_i

Diese Kräfte stehen im Gleichgewicht mit beiden Kupplungskräften K_{oi} und K_{ui} ($K_{oben i}$, $K_{unten i}$). Für diese gelten grundsätzlich die beiden Gleichheiten

$$K_{oi} = -K_{o(i+1)}, \quad K_{ui} = -K_{o(i-1)}.$$

Diese Kupplungskräfte seien ebenfalls als positiv definiert, wenn sie auf das betreffende Fahrzeug bergwärts wirken. Damit ergeben sich für K_{ui} und K_{oi} die Beziehungen

$$K_{ui} = -\sum_i^l [Z_j + \psi(\sum_r U_r)_i - \psi G_j w_j - \ddot{p} \bar{m}_j + G_j \sin \alpha]$$

$$K_{oi} = +\sum_{i+1}^l Z_j + \psi(\sum_r U_r)_i - \psi G_j w_j - \ddot{p} \bar{m}_j + G_j \sin \alpha]$$

die sich unter Berücksichtigung von Gleichung (10) bei ($v_n = 0$) auch

$$(17) \quad \left\{ \begin{array}{l} K_{ui} = +\sum_i^l [X_{mbj} - \ddot{p} m_{gj} - G_j(\psi w_j + \sin \alpha)] \\ K_{oi} = -\sum_{i+1}^l [X_{mbj} - \ddot{p} m_{gj} - G_j(\psi w_j + \sin \alpha)] \end{array} \right.$$

schreiben lassen. Man kann sich leicht durch Einsetzen von Gleichung (7) in Gleichungen (17) davon überzeugen, dass diese zu $K_{oi} = 0$ und $K_{ui} = 0$ führen, was auch der Fall sein soll.

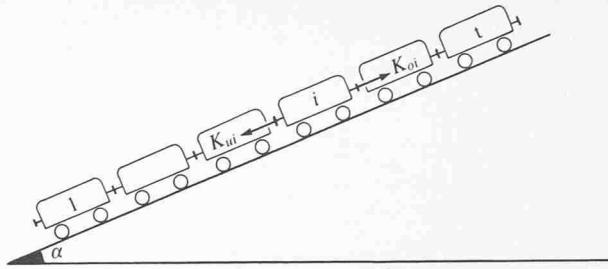


Bild 2. Zugskomposition: Numerierung der einzelnen Fahrzeuge

Bemerkung

Auf Grund obiger Beziehungen lassen sich folgende drei Gleichungen aufstellen, die zur Kontrolle dienen können:

$$\begin{aligned} \ddot{p} \sum m_{gi} &= \sum X_j \\ Z_i + (\sum_r U_r)_i &= \ddot{p} \bar{m}_i + G_i(\psi w_i + \sin \alpha) - (K_{oi} + K_{ui}) \\ X_{mbi} &= \ddot{p} m_{gi} + G_i(\psi w_i + \sin \alpha) - (K_{oi} + K_{ui}) \end{aligned}$$

2.4 Die Gleitverhältnisse zwischen Rad und Schiene beim Kurvenlauf

2.4.1 Umnummerierung der Radsätze und Zahnräder

Wie dies bei den Definitionen dargelegt wurde, ist es für den Kurvenlauf notwendig, die vorlaufende Achse als erste zu bezeichnen, wobei, einer klaren Unterscheidung wegen, die Numerierung mit römischen Zahlen I, II usw. festgelegt wurde. Es ist somit eine Umnummerierung nach folgender Tabelle notwendig.

Tabelle 1 Umnummerierung der Radsätze

	Talfahrt ($\psi = -1$)	Bergfahrt ($\psi = +1$)
Numerierung in Bergrichtung r	$1 \rightarrow 2$	$1 \rightarrow 2$
Numerierung in Fahrtrichtung r	$\text{I} \rightarrow \text{II}$	$\text{II} \leftarrow \text{I}$

Im Gegensatz zur Numerierung der Radsätze bleibt diejenige der Zahnräder unverändert.

2.4.2 Die Gleitung der Radsätze bei der Rahrt in der Kurve

Aus der Kinematik des Radsatzlaufes ergibt sich, dass jedes Rad des Fahrzeugs um ein Momentanzentrum M auf seiner Schiene gleitet, das sich bei Radreifen mit zylindrischen Laufflächen

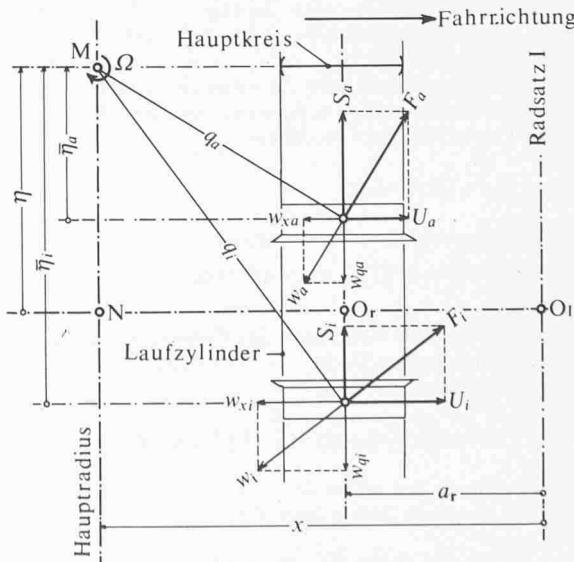


Bild 3. Gleitungs- und Reibungsverhältnisse am einzelnen Rad

und gleichem Laufkreisdurchmesser auf dem sogenannten *Hauptradius* (Bild 3) befindet. Dieser ist parallel zur Radachse und wird daher durch das Lot vom Kurvenzentrum auf die Fahrgestell-Längsachse festgelegt. Das Momentanzentrum M, auch *Reibungsmittelpunkt* oder *Gleitpol* genannt, liegt auf dem Hauptradius in denjenigen vertikalen Längsebene, die den nur in der Querrichtung gleitenden Kreis des Radlaufzylinders enthält. Dieser besondere Laufkreis soll weiterhin *Hauptkreis* genannt werden. Wie später gezeigt wird, ist er entweder kinematisch oder dynamisch festgelegt. Sind beide Räder des Radsatzes drehbar auf der Radachse gelagert, dann erhält jedes ein eigenes Momentanzentrum M_a bzw. M_i mit der Ordinate $\bar{\eta}_a$ bzw. $\bar{\eta}_i$ gegenüber der betreffenden Laufebene. Sind sie dagegen fest mit der Radsatzachse verbunden, dann erhalten sie ein gemeinsames Momentanzentrum M mit der Ordinate η gegenüber der Fahrzeuglängsachse.

Die momentane Gleitdrehung des betrachteten Rades um sein Momentanzentrum geschieht mit der Winkelgeschwindigkeit

$$(18) \quad \Omega = \frac{v}{R}$$

der Schwenkung der Fahrzeuglängsachse um das Kurvenzentrum. Die Gleitgeschwindigkeit w des Rades in seinem Aufstandspunkt A ergibt sich somit zu

$$(19) \quad w = \Omega q = q \frac{v}{R}$$

wobei der Gleitarm q grundsätzlich durch die Beziehung

$$(20) \quad q = \sqrt{(x - a_r)^2 + \bar{\eta}^2}$$

gegeben ist. Diese Gleitgeschwindigkeit zerlegt sich in Längs- und Querrichtung in die Komponenten

$$(21) \quad \left\{ \begin{array}{l} w_x = -w \frac{\bar{\eta}}{q} = -\Omega \bar{\eta} \\ w_q = -\frac{(x - a_r)}{q} w = -(x - a_r) \Omega \end{array} \right.$$

Dabei gelten ihre Richtungen als positiv, wenn w_x nach vorn und w_q nach aussen gerichtet sind.

2.4.3 Die Reibung zwischen Rad und Schiene

Der Reibungswert zwischen dem rollenden Rad und seiner Schiene ist bekanntlich nicht konstant sondern hängt vom Schlupf

$$\nu = \frac{\text{Gleitgeschwindigkeit } w}{\text{Fahrgeschwindigkeit } v}$$

ab, der sich nach Berücksichtigung von Gleichungen (19) und (20) auch

$$(22) \quad \nu = \frac{q}{R}$$

schreiben lässt.

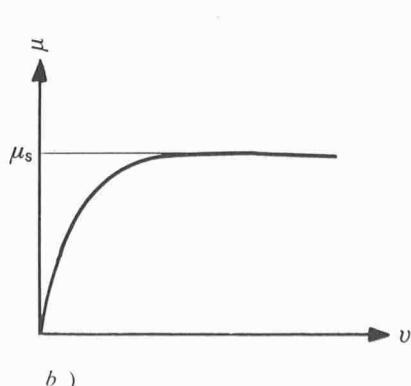
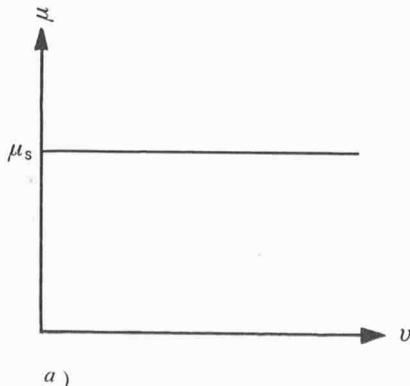


Bild 4. Abhängigkeit des Reibwertes zwischen Radlauffläche und Schiene vom Schlupf

Beim Lauf in der Geraden tritt kein Quergleiten auf, so dass sich das Gleiten des Radsatzes zu einem reinen Längsgleiten ergibt. Beim verkuppelten Radsatz ist dieses Längsgleiten kinematisch bedingt und weist die Gleitgeschwindigkeit

$$\left(\frac{n_r D_r - n_z D_z}{2} \right)_n$$

auf. Der entsprechende Schlupf ist dann ein reiner gezwungener Längsschlupf und beträgt

$$(23) \quad \nu_n = \left(\frac{n_r D_r - n_z D_z}{n_z D_z} \right)_n = \dot{u}_m \frac{D_{rn}}{D_{zn}} - 1$$

Die Annahme eines konstanten Reibungswertes gemäß Bild 4a führt zu Schwierigkeiten bei der Iteration zur Ermittlung der Abszisse x des Hauptradius (siehe Abschnitt 2.4.4), weil die β_r -Kurve eine Unstetigkeit bei $x = a_r$ aufweist, wenn der Radsatz keine Umgangskraft U entwickelt. Es ist somit notwendig, die Abhängigkeit $\mu_s(v)$ zu berücksichtigen. Obwohl es möglich ist, diese Abhängigkeit gemäß Bild 4b annähernd mathematisch zu erfassen, soll hier der Einfachheit halber eine Abhängigkeit nach Bild 4c vorausgesetzt werden. Es sind somit grundsätzlich zwei Bereiche I und II zu unterscheiden. Im Bereich I ergibt sich μ_s zu

$$(24)_I \quad \mu_s(v) = 200 v \mu_s = \frac{200 q \mu_s}{R}$$

und im Bereich II zu

$$(24)_{II} \quad \mu_s = \mu_s$$

2.4.4 Die Reibungskräfte F zwischen Rad und Schiene und die dadurch entstehenden Momente \mathfrak{M}_r und β_r

Infolge der oben erwähnten Gleitung der Räder entsteht in jedem Aufstandspunkt A eine Reibungskraft

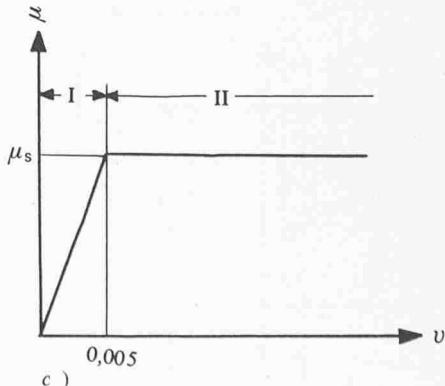
$$(25)_I \quad F = \mu_s R \frac{200 q}{R} \quad \text{wenn } q < 0,005 R$$

$$(25)_{II} \quad \text{bzw. } F = \mu_s R \quad \text{wenn } q > 0,005 R,$$

die in entgegengesetzter Richtung wie die betreffende Gleitgeschwindigkeit w wirkt und sich daher gleich zerlegen lässt. Es gilt somit

$$(26) \quad \left\{ \begin{array}{l} U = -F \frac{w_x}{w} = F \left(\frac{\bar{\eta}}{q} \right) \\ S = -F \frac{w_q}{w} = F \frac{x - a_r}{q} \end{array} \right.$$

Die Längskomponente übernimmt das Vorzeichen von $\bar{\eta}$ und ergibt sich somit als Zugkraft für ($\bar{\eta} > 0$) und als Bremskraft für ($\bar{\eta} < 0$). Desgleichen erhält die Querkomponente S das gleiche Vorzeichen wie $(x - a_r)$. Im Falle $(x > a_r)$ der vorradialen Radstellung wirkt sie auf das Rad somit nach aussen und im Falle $(x < a_r)$ der hinterradialen Stellung nach innen.



Um die Lage des Hauptradius sowie die Richtkräfte P zu bestimmen, wird es später notwendig sein, die Momente ΣM_r und $\Sigma \beta_r$ zu bestimmen. Dabei sind M_r und β_r durch das Moment der beiden Reibungskräfte F_a und F_i gegeben, das sich bei M_r in bezug auf den Fußpunkt N des Hauptradius und bei β_r in bezug auf den Zentralpunkt O_1 des vorlaufenden fahrenden Radsatzes I ergibt. Die Anteile des Außenrades an den Momenten M_r und β_r ergeben sich zu

$$(27a) \quad M_{ar} = (x - a_r) S_{ar} - e U_{ar}$$

$$(28a) \quad \beta_{ar} = -[a_r S_{ar} + e U_{ar}]$$

und diejenigen des Innenrades zu

$$(27i) \quad M_{ir} = (x - a_r) S_{ir} + e U_{ir}$$

$$(28i) \quad \beta_{ir} = -a_r S_{ir} + e U_{ir}$$

Diese Anteile führen zu

$$(29) \quad M_r = (x - a_r)(S_a + S_i)_r + e(U_i - U_a)_r$$

$$(30) \quad \beta_r = -a_r(S_a + S_i)_r + e(U_i - U_a)_r$$

Der Wert von $\bar{\eta}$ ist kinematisch bedingt, wenn zum Beispiel bei gekuppeltem Zahnrad die Gleitgeschwindigkeit w_x erzwungen wird. Ist dies nicht der Fall, dann ist $\bar{\eta}$ dynamisch dadurch bedingt, dass eine bestimmte Zugkraft oder Bremskraft U entstehen muss. Es sind daher grundsätzlich die in folgenden Abschnitten behandelten Fälle zu unterscheiden.

2.4.4.1 Die Laufräder sind drehbar auf der Radsatzachse gelagert ($\Phi_r = 3$)

Jedes Rad weist in diesem Falle ein eigenes Momentanzentrum M_a bzw. M_i auf, dessen Ordinate $\bar{\eta}_a$ bzw. $\bar{\eta}_i$ durch die auszuübende Längskraft U_a bzw. U_i festgelegt ist. Als solche kann praktisch nur eine Bremskraft auftreten, nämlich wenn die Räder zum Beispiel durch Klötze gebremst werden. Da diese beiden Längskräfte primär festgelegt sind, können die beiden Kräfte S_a und S_i unmittelbar daraus nach den Beziehungen

$$(31) \quad \left\{ \begin{array}{l} S_{ar} = \sqrt{F_{ar}^2 - U_{ar}^2} \operatorname{sgn}(x - a_r) \\ S_{ir} = \sqrt{F_{ir}^2 - U_{ir}^2} \operatorname{sgn}(x - a_r) \end{array} \right. \quad \text{und}$$

ermittelt werden, so dass sich die Ermittlung der $\bar{\eta}$ -Werte erübrigert.

Es kann angenommen werden, dass bei dem hier allein in Frage kommenden Bremsvorgang beiden Rädern die gleiche Umfangskraft U aufgezwungen wird. In diesem Falle vereinfachen sich beide Gleichungen (29) und (30) zu

$$(32) \quad M_r = (x - a_r)(S_a + S_i)_r \quad \text{und} \quad \beta_r = -a_r(S_a + S_i)_r$$

Werden ferner zur Vereinfachung der Untersuchung gleiche Raddrücke angenommen, dann weisen beide Räder die gleiche Kraft S auf, womit sich die Gleichungen (32) auch in der Form

$$(33) \quad M_r = (x - a_r) \left(\frac{S_r}{F_r} \right) F_r \quad \text{und} \quad \beta_r = -a_r \left(\frac{S_r}{F_r} \right) F_r$$

schreiben lassen. Diese beiden Beziehungen führen zu der in Bild 5 angegebenen graphischen Ermittlung von M_r und β_r . Es ist auf Grund der Gleichung (26) leicht zu erkennen, dass $a_r S_r / F_r$ durch die Strecke $\overline{O_r C}$ und $(x - a_r) S_r / F_r$ durch die Strecke $\overline{O_r B}$ gegeben ist. Somit wäre β_r unmittelbar durch die von der Gleitarmgeraden bestimmten Sekante $\overline{O_r C}$ des Kreises c und M_r durch die Strecke $\overline{O_r B}$ bestimmt, wenn der für die Momente gewählte Maßstab derart wäre, dass die Strecke $\overline{O_r O_1}$ unmittelbar dem $F_r \cdot \overline{O_r O_1}$ entspricht. Es ist aber angebracht, einen kleineren und für alle Radsätze gleichen Maßstab zu wählen. Der Kreis c muss daher auf den Kreis c^* mit dem Durchmesser

$$\overline{O_r D} \sim \overline{O_r O_1} \cdot F_r$$

reduziert werden. β_r ist in diesem Falle durch die Sekante $\overline{O_r C^*}$ gegeben. M_r ist seinerseits durch die Strecke $\overline{O_r B^*}$ gegeben und fällt positiv oder negativ aus, je nachdem sich der Hauptradius vor ($x < a_r$) oder hinter ($x > a_r$) dem Radsatz r befindet.

Zur Ermittlung des Punktes B^* wird zunächst die Gerade gezogen, die den Punkt O_r mit dem Punkt 1 verbindet, welcher sich als Schnittpunkt des um O_r durch O_1 gezogenen Kreises mit der Geraden BN ergibt. Der um O_r durch D gezogene Kreis schneidet diese Gerade im Punkt 2, der zur senkrecht zu $O_r M$ bzw. parallel zu BN stehenden Geraden 2 B^* führt.

Soll die Untersuchung mit Hilfe eines Computers durchgeführt werden, dann sind hierfür grundsätzlich die Gleichungen (25), (29), (30) und (31) maßgebend.

2.4.4.2 Die Laufräder sitzen fest auf der Achse des mit keinem Zahnrad verkuppelten Radsatzes ($\Phi_r = 1$)

Die Laufräder und ihre Achse setzen sich in diesem Falle zu einem einzigen Körper zusammen; beide Räder weisen ein gemeinsames Momentanzentrum M auf, dessen Ordinate η durch die allfällig auszuübende Zug- oder Bremskraft U_r dadurch festgelegt ist, dass sie der Bedingung

$$(34) \quad [U_a(\eta) + U_i(\eta)]_r = U_r$$

zu genügen hat.

Beim Außenrad ist $\bar{\eta}$ durch $(\eta - e)$ und beim Innenrad durch $(\eta + e)$ gegeben. Damit wird Gleichung (20) zu

$$(35) \quad \left\{ \begin{array}{l} q_a = \sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta - e)^2} \\ q_i = \sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta + e)^2} \end{array} \right.$$

Das Einsetzen dieser Gleichungen in die erste der beiden Gleichungen (26) führt zu den Beziehungen

$$(36) \quad \left\{ \begin{array}{l} U_a = \frac{(\eta - e)}{\sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta - e)^2}} F_a \\ U_i = \frac{(\eta + e)}{\sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta + e)^2}} F_i \end{array} \right.$$

die sich nach Einführung der Hilfsgrößen

$$(37) \quad \left\{ \begin{array}{l} \varphi_a = \frac{(\eta - e)}{\sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta - e)^2}} \\ \varphi_i = \frac{(\eta + e)}{\sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta + e)^2}} \end{array} \right. \quad \text{und}$$

zu

$$(38) \quad U_a = \varphi_a F_a \quad \text{und} \quad U_i = \varphi_i F_i \quad \text{und}$$

vereinfachen. Zur Ermittlung desjenigen η -Wertes, der die Bedingung (34) erfüllt, ist es vorteilhafter, mit den Hilfsgrößen

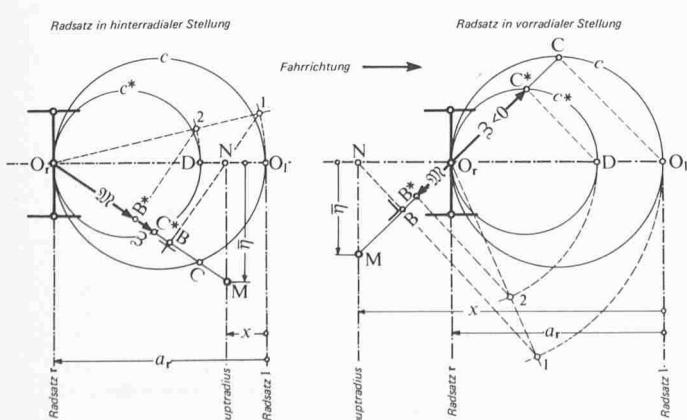


Bild 5. Geometrische Ermittlung der Momente M_r , β_r im Falle drehbar auf der Achse gelagerter Räder

$$(39) \quad \varphi_m = \frac{\varphi_a + \varphi_i}{2} \quad \text{und} \quad \Delta\varphi = \frac{\varphi_i - \varphi_a}{2}$$

statt unmittelbar mit φ_a und φ_i zu operieren. Die absoluten Werte $|\varphi_m|$ und $|\Delta\varphi|$ dieser Hilfsgrößen sind für die bei Zahnradbahnen in Frage kommenden Bereiche 0 bis 6,8 für $|(x-a_r)/e|$ und 0 bis 22 für η/e in Zahlentabellen 7a bis 7c angegeben. Dabei sind nur diejenigen Werte aufgeführt, die für φ_a bzw. φ_i einen kleineren Wert als 0,95 ergeben. Ferner sind die $(x-a_r)/e$ - und η/e -Schritte genügend klein gewählt, um die Ermittlung von φ_m und $\Delta\varphi$ mit genügender Genauigkeit auf Grund einer linearen Interpolation zu gestatten. Bezüglich des Vorzeichens bleibt $\Delta\varphi$ stets positiv, während φ_m das Vorzeichen von η übernimmt. Es gilt somit

$$(40) \quad \Delta\varphi = +|\Delta\varphi| \quad \text{und} \quad \varphi_m = |\varphi_m| \operatorname{sgn} \eta$$

Von diesen Werten aus ergeben sich φ_a und φ_i zu

$$(41) \quad \varphi_a = \varphi_m - \Delta\varphi \quad \varphi_i = \varphi_m + \Delta\varphi$$

Diese Faktoren führen gemäß Gleichung (38) zu den Werten von U_a und U_i , aus welchen sich schliesslich die Querkräfte S_a und S_i entsprechend den Beziehungen (31) ermitteln lassen. Mit den Ansätzen (38) schreibt sich die Bedingung (34) auch

$$(\varphi_a F_a)_r + (\varphi_i F_i)_r = U_r$$

Nach Division aller Glieder dieser Gleichung mit $F_r = (F_a + F_i)_r$ und nach Einführung von Gleichung (39) wird sie zu

$$(42) \quad \varphi_m - \left(\frac{F_a - F_i}{F} \right) \Delta\varphi = \frac{U}{F}$$

Muss nun für einen gegebenen Wert von $(x-a_r)/e$ die zu U_r führende Ordinate η bestimmt werden, so ist zunächst mittels der Tabelle 7 zu ermitteln, in welchem Bereich η liegen muss. Treten zum Beispiel beim Radsatz die Reibungskräfte $F_a = 30 \text{ KN}$, $F_i = 15 \text{ KN}$ auf und muss eine Bremskraft $U_r = -30 \text{ KN}$ entwickelt werden, dann führt Gleichung (39) zur Bedingung

$$\varphi_m - \frac{15}{45} \Delta\varphi = -\frac{30}{45} \quad \text{bzw. } \varphi_m - 0,3333 \Delta\varphi = -0,6667$$

die für alle in Frage kommenden x -Werte gültig bleibt.

Für $(x-a_r)/e = 3$ zum Beispiel führt zunächst eine grobe Schätzung zu folgenden Ergebnissen:

$$\begin{array}{lll} \eta/e = -1 & -2 & -3 \\ \varphi_m = -0,280 & -0,51 & -0,68 \\ -1/3 \Delta\varphi = -0,09 & -0,06 & -0,04 \\ \varphi_m - 1/3 \Delta\varphi = -0,37 & -0,57 & -0,72 \text{ (Sollwert -0,6667).} \end{array}$$

Daraus folgt, dass η/e zwischen -2 und -3 approximativ bei

$$\eta/e \approx - \left[2 + (3-2) \frac{0,6667 - 0,57}{0,72 - 0,57} \right] = -2,65$$

liegen sollte. Der genauere Schritt der Untersuchung führt zu

$$\begin{array}{lll} \eta/e = -2,4 & -2,6 & -2,8 \\ \varphi_m = -0,5864 & -0,6194 & -0,6497 \\ -1/3 \Delta\varphi = -0,0545 & -0,0496 & -0,0451 \\ \varphi_m - 1/3 \Delta\varphi = -0,6409 & -0,6690 & -0,6948. \end{array}$$

Daraus ergibt sich der zwischen -2,4 und -2,6 liegende genaue Wert von η/e zu

$$\begin{aligned} \eta/e &= - \left[2,4 + 0,2 \frac{0,6667 - 0,6409}{0,6690 - 0,6409} \right] = \\ &= - [2,4 + 0,2 \cdot 0,918] = -2,5836. \end{aligned}$$

Dementsprechend werden φ_m und $\Delta\varphi$ zu

$$\begin{aligned} \varphi_m &= -[0,5864 + (0,6194 - 0,5864) 0,918] = -0,6167 \\ \Delta\varphi &= [0,1635 - (0,1635 - 0,1488) 0,918] = 0,1500 \end{aligned}$$

Daraus folgt

$$\varphi_a = \varphi_m - \Delta\varphi = -0,7667 \quad \text{und} \quad \varphi_i = \varphi_m + \Delta\varphi = -0,4667$$

was schliesslich gemäß Gleichung (37) zu

$$\begin{aligned} \text{und} \quad U_a &= -0,7667 \cdot 30 = -23 \text{ KN} \\ U_i &= -0,4667 \cdot 15 = -7 \text{ KN} \end{aligned}$$

führt.

Müssen die Verhältnisse für einen $(x-a_r)/e$ -Wert untersucht werden, der zwischen zwei Tabellenwerten liegt, dann ist es am einfachsten, die U_a - und U_i -Werte für jeden dieser beiden $(x-a_r)/e$ -Tabellenwerte nach obigen Ausführungen zu bestimmen und daraus die gesuchten U_a - und U_i -Werte durch lineare Interpolation zu ermitteln.

Auf Grund der beiden U_a - und U_i -Werte können dann S_a und S_i nach Gleichung (31) und schliesslich \mathfrak{M}_r und \mathfrak{B}_r nach Gleichung (29) bzw. (30) berechnet werden.

Wird im Falle ($U = 0$) die Untersuchung zur Vereinfachung auf Grund gleicher Raddrücke durchgeführt, dann wird durch diese Voraussetzung der Reibungsmittelpunkt auf die Längsachse des Radsatzes verlegt. Er fällt somit mit dem Punkt N zusammen. Dadurch ergibt sich die gleiche Gleitarmlänge für beide Räder, was zu $S_a = S_i$ und $U_a = -U_i$ führt. Beide Räder liefern somit den gleichen Anteil an \mathfrak{M}_r einerseits und an \mathfrak{B}_r anderseits. Zur graphischen Ermittlung dieser beiden Größen genügt es daher, die Untersuchung bei einem Rad durchzuführen, wie dies in Bild 6 gezeigt ist. Wie früher ist \mathfrak{B}_r unmittelbar durch den Hilfskreis c^* gegeben, dessen Durchmesser AD jetzt auf der Geraden AO_1 liegt und die Grösse

$$\overline{AD} \sim \overline{AO_1} \cdot F_r$$

aufweist. Das Moment \mathfrak{M}_r ergibt sich hier einfacher mit Hilfe der von der Lage des Momentanzentrums M unabhängigen Geraden g_1 bzw. g_2 , indem es jeweils durch die Strecke $\overline{M-3}$ gegeben ist, die zwischen M und dem Schnittpunkt 3 der betreffenden Geraden g mit der durch M gezogenen Senkrechten zum Gleitarm liegt. Die Geraden g selbst sind durch die Punkte 1 und 2 festgelegt. Dabei befindet sich der Punkt 1 auf der durch O_1 gehenden Senkrechten zur Geraden AO_1 und liegt im Abstande

$$\overline{O_1-1} = \overline{AD}$$

vom Punkt O_1 . Der Punkt 2 ergibt sich als Schnittpunkt Längsachse mit dem Kreis, der über A_1 als Durchmesser gezogen wird. Die Gerade g_1 kommt vorzugsweise bei hinterradialer Stellung des Radsatzes und die Gerade g_2 bei vorradialer Stellung in Frage, weil sich der Punkt 3 deutlicher als Schnittpunkt ergibt.

Obwohl die Tabelle 7 eine wesentliche Hilfe für die Ermittlung von \mathfrak{M}_r und \mathfrak{B}_r bedeuten, bleibt diese immer noch zeitraubend. Viel rascher und einfacher wäre natürlich, sie mittels Computer

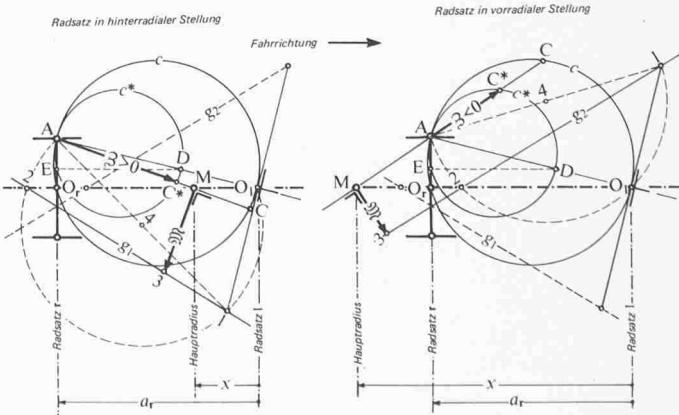


Bild 6. Geometrische Ermittlung der Momente \mathfrak{M}_r und \mathfrak{B}_r im Falle fest mit der Achse verbundener Räder bei $\eta = 0$

durchzuführen. In diesem Fall muss zunächst η auf Grund der sich aus Gleichungen (36) ergebenden Beziehung

$$(43) \quad \left(F_a \frac{(\eta - e)}{\sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta - e)^2}} + F_i \frac{(\eta + e)}{\sqrt{(x - a_r)^2 + (\eta + e)^2}} \right)_r = U_r$$

- ⁴⁾ auf dem Iterationsweg ermittelt werden⁴⁾. Dann erfolgt die Bestimmung von U_a , U_i , S_a , S_i , \mathfrak{M}_r und \mathfrak{Z}_r nach Gleichungen (31), (36), (29) und (30).

Im speziellen Falle ($x = a_r$) kann η nicht von Gleichung (43) aus ermittelt werden. Unter Voraussetzung der gemäss Bild 4c zu Grunde gelegten $\mu(v)$ -Kurve ergeben sich in diesem Falle unmittelbar die in Tabelle 2 für U_a , U_r , S_a , S_r , η , \mathfrak{M}_r und \mathfrak{Z}_r angegebenen Werte

Tabelle 2 Verhältnisse bei $x = a_r$ für $R < 200e$

U_r	$<(Q_a+Q_s)\mu_s$ $>(Q_i-Q_a)\mu_s$	$=(Q_i-Q_a)\mu_s$ $>-(Q_i+Q_a)\mu_s$
U_a	$U_r - Q_i\mu_s$	$-Q_a\mu_s$
U_i	$+Q_i\mu_s$	$U_r + Q_a\mu_s$
S_a, S_i	0	0
η	$(U_r - Q_i\mu_s) \frac{R}{200Q_a\mu_s} + e$ $<(e-0.005R)$	$>(0.005R-e)$ $(U_r + Q_a\mu_s) \frac{R}{200Q_i\mu_s} - e$
$\mathfrak{M}_r, \mathfrak{Z}_r$	$e(2Q_i\mu_s - U_r)$	$e(Q_i + Q_a)\mu_s$ $e(2Q_a\mu_s + U_r)$

2.4.4.3 Die Laufräder sind fest mit der Radsatzachse verbunden; der Radsatz ist mit einem Zahnrad verkuppelt ($\Phi_r = 2$)

Die Zahnradübersetzungsverhältnisse werden normalerweise derart gewählt, dass die Räder im halbabgenützten Zustand der Bandagen die gleiche Umfangsgeschwindigkeit wie das Trieb- oder Bremszahnrad aufweisen. Die Räder laufen somit bei neuen Bandagen schneller und bei abgenutzten Bandagen langsamer als das Zahnrad und müssen daher entsprechend in Längsrichtung gleiten. Die Ordinate η des beiden Rädern gemeinsamen Momentanzentrums M ist durch denjenigen Kreis des Laufzylinders gegeben, der die gleiche Umfangsgeschwindigkeit wie das verkuppelte Zahnrad hat (vgl. Bild 7). Sie wird somit durch die Beziehung

$$\frac{n_z D_z}{2R} = \frac{n_r D_r}{2(\eta + R)}$$

festgelegt und ergibt sich daher zu

$$(44) \quad \eta = R \frac{n_r D_r - n_z D_z}{n_z D_z}$$

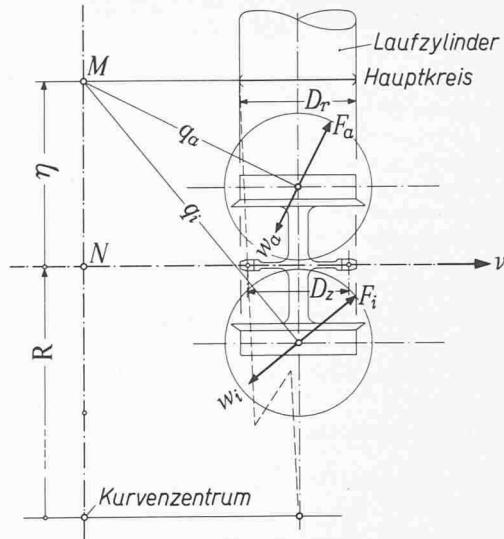


Bild 7. Lage des Momentanzentrums des Radsatzes bei verkuppeltem Zahnrad

Ist das Zahnrad fest auf der Radsatzachse befestigt, dann sind n_z und n_r gleich, so dass sich η in diesem Falle einfacher zu

$$(45) \quad \eta = R \frac{D_r - D_z}{D_z}$$

ergibt. Da D_r praktisch zwischen $(D_z n_z/n_r + 12 \text{ mm})$ und $(D_z n_z/n_r - 12 \text{ mm})$ gehalten wird, nimmt η einen Wert ein, der zum Beispiel für $D_z = 600 \text{ mm}$ und $R = 80 \text{ m}$ zwischen $+1,6$ und $-1,6 \text{ m}$ betragen kann.

Die Ermittlung von \mathfrak{M}_r , \mathfrak{Z}_r und S_r geschieht in gleicher Weise wie im Abschnitt 2.3.4.2, jedoch mit dem Unterschied, dass η unmittelbar durch Gl. (44) festgelegt und nicht an Gl. (43) gebunden ist. Mit seinen Laufrädern liefert der Radsatz jedenfalls die dem festgelegten η entsprechenden und sich aus den beiden Gleichungen (36) ergebenden Längskräfte U .

⁴⁾ Für die Iteration kann der erste Schritt auf Grund des durch die Beziehung

$$\eta_0 = +e \frac{F(F_a - F_i)}{F^2 - U^2} + \frac{U}{F^2 - U^2} \sqrt{(F_a - F_i)^2 e^2 + (F^2 - U^2)(x - a_r)^2}$$

gegebenen approximativen Wertes von η vorgenommen werden.

→ η/e (Absoluter Wert)

↓ (Absoluter Wert)

	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0 + 1	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
0,1	0,0000	0,0010	0,0021	0,0036	0,0055	0,0086	0,0140	0,0248	0,0520	0,1458	0,4994	0,8530	0,9467	0,9739	0,9846	0,9899	0,9928	0,9946	0,9958	0,9966
0,2	0,0000	0,0038	0,0081	0,0134	0,0206	0,0314	0,0489	0,0805	0,1434	0,2736	0,4975	0,7214	0,8515	0,9141	0,9455	0,9626	0,9729	0,9794	0,9838	0,9869
0,3	0,0000	0,0080	0,0169	0,0276	0,0417	0,0615	0,0914	0,1388	0,2158	0,3358	0,4945	0,6531	0,7728	0,8494	0,8961	0,9252	0,9439	0,9565	0,9653	0,9717
0,4	0,0000	0,0130	0,0271	0,0438	0,0647	0,0927	0,1315	0,1867	0,2645	0,3680	0,4903	0,6124	0,7155	0,7926	0,8467	0,8842	0,9102	0,9287	0,9422	0,9522
0,5	0,0000	0,0181	0,0375	0,0598	0,0868	0,1208	0,1649	0,2224	0,2961	0,3855	0,4851	0,5845	0,6733	0,7458	0,8018	0,8438	0,8751	0,8985	0,9162	0,9298
0,6	0,0000	0,0229	0,0472	0,0744	0,1060	0,1441	0,1908	0,2479	0,3162	0,3946	0,4789	0,5630	0,6405	0,7074	0,7624	0,8063	0,8407	0,8677	0,8889	0,9057
0,7	0,0000	0,0272	0,0556	0,0867	0,1218	0,1625	0,2100	0,2654	0,3286	0,3985	0,4719	0,5451	0,6138	0,6753	0,7281	0,7721	0,8082	0,8376	0,8614	0,8807
0,8	0,0000	0,0307	0,0625	0,0966	0,1341	0,1762	0,2236	0,2768	0,3356	0,3988	0,4642	0,5293	0,5912	0,6478	0,6979	0,7412	0,7779	0,8087	0,8343	0,8557
0,9	0,0000	0,0334	0,0678	0,1041	0,1432	0,1859	0,2327	0,2838	0,3387	0,3967	0,4560	0,5148	0,5712	0,6237	0,6712	0,7133	0,7498	0,7813	0,8082	0,8311
1,0	0,0000	0,0355	0,0718	0,1096	0,1496	0,1924	0,2383	0,2873	0,3390	0,3927	0,4472	0,5012	0,5532	0,6022	0,6472	0,6878	0,7239	0,7556	0,7832	0,8072
1,1	0,0000	0,0369	0,0745	0,1133	0,1537	0,1963	0,2411	0,2882	0,3372	0,3874	0,4381	0,4882	0,5367	0,5826	0,6254	0,6646	0,6999	0,7315	0,7595	0,7841
1,2	0,0000	0,0379	0,0762	0,1155	0,1560	0,1981	0,2419	0,2872	0,3338	0,3812	0,4287	0,4756	0,5211	0,5646	0,6053	0,6431	0,6776	0,7088	0,7369	0,7620
1,3	0,0000	0,0384	0,0771	0,1165	0,1569	0,1984	0,2410	0,2847	0,3293	0,3743	0,4192	0,4635	0,5065	0,5477	0,5867	0,6231	0,6567	0,6875	0,7156	0,7409
1,4	0,0000	0,0385	0,0773	0,1166	0,1566	0,1974	0,2389	0,2812	0,3240	0,3669	0,4096	0,4516	0,4925	0,5319	0,5692	0,6044	0,6372	0,6675	0,6953	0,7207
1,5	0,0000	0,0384	0,0771	0,1160	0,1555	0,1954	0,2359	0,2769	0,3180	0,3592	0,4000	0,4401	0,4792	0,5169	0,5528	0,5869	0,6188	0,6485	0,6760	0,7014
1,6	0,0000	0,0381	0,0764	0,1149	0,1537	0,1928	0,2323	0,2720	0,3117	0,3513	0,3904	0,4289	0,4664	0,5026	0,5373	0,5703	0,6014	0,6306	0,6577	0,6829
1,7	0,0000	0,0377	0,0754	0,1133	0,1514	0,1897	0,2282	0,2667	0,3051	0,3433	0,3810	0,4180	0,4541	0,4890	0,5225	0,5545	0,5849	0,6135	0,6403	0,6653
1,8	0,0000	0,0371	0,0743	0,1115	0,1489	0,1863	0,2237	0,2611	0,2983	0,3352	0,3716	0,4074	0,4422	0,4760	0,5085	0,5396	0,5692	0,5972	0,6237	0,6484
1,9	0,0000	0,0365	0,0730	0,1095	0,1460	0,1826	0,2191	0,2554	0,2915	0,3273	0,3625	0,3970	0,4308	0,4635	0,4950	0,5253	0,5543	0,5818	0,6078	0,6323
2,0	0,0000	0,0358	0,0716	0,1073	0,1431	0,1787	0,2143	0,2497	0,2847	0,3194	0,3536	0,3870	0,4197	0,4515	0,4822	0,5117	0,5400	0,5670	0,5926	0,6168
2,2	0,0000	0,0343	0,0686	0,1028	0,1369	0,1709	0,2046	0,2382	0,2714	0,3041	0,3363	0,3679	0,3988	0,4289	0,4580	0,4862	0,5133	0,5392	0,5640	0,5877
2,4	0,0000	0,0328	0,0655	0,0981	0,1307	0,1630	0,1952	0,2270	0,2585	0,2895	0,3201	0,3501	0,3794	0,4080	0,4358	0,4627	0,4887	0,5137	0,5377	0,5608
2,6	0,0000	0,0313	0,0625	0,0936	0,1246	0,1554	0,1860	0,2163	0,2463	0,2758	0,3049	0,3334	0,3613	0,3886	0,4152	0,4410	0,4660	0,4901	0,5134	0,5358
2,8	0,0000	0,0298	0,0596	0,0893	0,1188	0,1482	0,1774	0,2062	0,2348	0,2629	0,2906	0,3178	0,3445	0,3706	0,3961	0,4209	0,4450	0,4683	0,4909	0,5127
3,0	0,0000	0,0285	0,0569	0,0852	0,1134	0,1414	0,1692	0,1968	0,2240	0,2509	0,2773	0,3034	0,3289	0,3540	0,3784	0,4023	0,4255	0,4481	0,4700	0,4912
3,2	0,0000	0,0272	0,0543	0,0813	0,1083	0,1350	0,1616	0,1879	0,2139	0,2397	0,2650	0,2899	0,3145	0,3385	0,3620	0,3850	0,4074	0,4293	0,4505	0,4711
3,4	0,0000	0,0260	0,0519	0,0777	0,1035	0,1291	0,1545	0,1797	0,2046	0,2292	0,2535	0,2774	0,3010	0,3241	0,3468	0,3689	0,3906	0,4118	0,4324	0,4524
3,6	0,0000	0,0248	0,0496	0,0744	0,0990	0,1235	0,1479	0,1720	0,1959	0,2195	0,2428	0,2658	0,2885	0,3107	0,3326	0,3540	0,3749	0,3954	0,4154	0,4349
3,8	0,0000	0,0238	0,0476	0,0713	0,0949	0,1184	0,1417	0,1648	0,1878	0,2105	0,2329	0,2550	0,2768	0,2983	0,3193	0,3400	0,3603	0,3802	0,3996	0,4186
4,0	0,0000	0,0228	0,0456	0,0684	0,0910	0,1135	0,1359	0,1582	0,1802	0,2020	0,2236	0,2449	0,2659	0,2866	0,3070	0,3270	0,3467	0,3659	0,3848	0,4032
4,2	0,0000	0,0219	0,0438	0,0656	0,0874	0,1091	0,1306	0,1520	0,1732	0,1942	0,2150	0,2355	0,2558	0,2758	0,2955	0,3148	0,3339	0,3526	0,3709	0,3889
4,4	0,0000	0,0211	0,0421	0,0631	0,0840	0,1049	0,1256	0,1462	0,1666	0,1869	0,2069	0,2267	0,2463	0,2656	0,2847	0,3035	0,3219	0,3401	0,3579	0,3754
4,6	0,0000	0,0203	0,0405	0,0608	0,0809	0,1010	0,1209	0,1408	0,1605	0,1800	0,1994	0,2185	0,2374	0,2561	0,2746	0,2928	0,3107	0,3283	0,3456	0,3627
4,8	0,0000	0,0195	0,0391	0,0586	0,0780	0,0973	0,1166	0,1357	0,1547	0,1736	0,1923	0,2108	0,2291	0,2472	0,2651	0,2828	0,3002	0,3173	0,3341	0,3507
5,0	0,0000	0,0189	0,0377	0,0565	0,0752	0,0939	0,1125	0,1310	0,1494	0,1676	0,1857	0,2036	0,2214	0,2389	0,2562	0,2734	0,2902	0,3069	0,3233	0,3394
5,2	0,0000	0,0182	0,0364	0,0546	0,0727	0,0907	0,1087	0,1266	0,1443	0,1620	0,1795	0,1968	0,2140	0,2311	0,2479	0,2645	0,2809	0,2971	0,3131	0,3288
5,4	0,0000	0,0176	0,0352	0,0567	0,0703	0,0877	0,1051	0,1224	0,1396	0,1567	0,1737	0,1905	0,2072	0,2237	0,2400	0,2562	0,2721	0,2879	0,3034	0,3188
5,6	0,0000	0,0170	0,0341	0,0510	0,0680	0,0849	0,1017	0,1185	0,1352	0,1517	0,1682	0,1845	0,2007	0,2167	0,2326	0,2483	0,2638	0,2792	0,2943	0,3093
5,8	0,0000	0,0165	0,0330	0,0494	0,0659	0,0882	0,0986	0,1148	0,1310	0,1470	0,1630	0,1789	0,1946	0,2101	0,2256	0,2409	0,2560	0,2709	0,2857	0,3003
6,0	0,0000	0,0160	0,0320	0,0479	0,0639	0,0797	0,0956	0,1113	0,1270	0,1426	0,1581	0,1735	0,1888	0,2039	0,2190	0,2338	0,2486	0,2631	0,2775	0,2918
6,2	0,0000	0,0155	0,0310	0,0465	0,0620	0,0774	0,0927	0,1081	0,1233	0,1384	0,1535	0,1685	0,1833	0,1981	0,2127	0,2272	0,2415	0,2557	0,2698	0,2837
6,4	0,0000	0,0151	0,0301	0,0452	0,0602	0,0752	0,0901	0,1049	0,1198	0,1345	0,1491	0,1637	0,1782	0,1925	0,2067	0,2209	0,2349	0,2487	0,2624	0,2760
6,6	0,0000	0,0146	0,0293	0,0439	0,0585	0,0730	0,0876	0,1020	0,1164	0,1307	0,1450	0,1592	0,1733	0,1872	0,2011	0,2147	0,2285	0,2420	0,2554	0,2687
6,8	0,0000	0,0142	0,0285	0																

→ η/e (Absoluter Wert)

↓
↓ (Absoluter Wert)

	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,3	3,6	3,9	4,2	4,5	4,8	5,1	5,4	5,7	6,0	6,4	6,8	7,2	7,6	
0,3	0,9764 0,0186	0,9829 0,0127																			
0,4	0,9599 0,0314	0,9705 0,0218	0,9773 0,0158																		
0,5	0,9404 0,0460	0,9555 0,0325	0,9655 0,0238	0,9725 0,0180	0,9775 0,0140																
0,6	0,9190 0,0615	0,9386 0,0442	0,9520 0,0328	0,9614 0,0250	0,9682 0,0195	0,9734 0,0156															
0,7	0,8965 0,0773	0,9203 0,0566	0,9369 0,0245	0,9489 0,0327	0,9577 0,0257	0,9644 0,0206	0,9718 0,0152														
0,8	0,8736 0,0927	0,9011 0,0690	0,9208 0,0526	0,9353 0,0409	0,9462 0,0324	0,9545 0,0261	0,9638 0,0193	0,9705 0,0147													
0,9	0,8506 0,1073	0,8813 0,0813	0,9039 0,0628	0,9209 0,0493	0,9338 0,0393	0,9438 0,0318	0,9550 0,0238	0,9632 0,0182	0,9693 0,0142												
1,0	0,8279 0,1208	0,8613 0,0931	0,8865 0,0728	0,9058 0,0578	0,9206 0,0465	0,9323 0,0379	0,9455 0,0285	0,9553 0,0219	0,9626 0,0172	0,9682 0,0138											
1,1	0,8058 0,1331	0,8414 0,1043	0,8689 0,0826	0,8902 0,0662	0,9069 0,0536	0,9202 0,0440	0,9355 0,0333	0,9468 0,0258	0,9554 0,0204	0,9620 0,0163	0,9673 0,0133										
1,2	0,7843 0,1441	0,8217 0,1146	0,8511 0,0919	0,8743 0,0743	0,8928 0,0608	0,9077 0,0502	0,9249 0,0383	0,9378 0,0298	0,9477 0,0236	0,9554 0,0190	0,9615 0,0155	0,9664 0,0128									
1,3	0,7636 0,1539	0,8024 0,1241	0,8334 0,1006	0,8583 0,0822	0,8784 0,0677	0,8947 0,0563	0,9139 0,0433	0,9284 0,0339	0,9395 0,0270	0,9483 0,0218	0,9553 0,0179	0,9610 0,0148	0,9656 0,0124								
1,4	0,7437 0,1625	0,7835 0,1327	0,8159 0,1088	0,8423 0,0897	0,8638 0,0745	0,8815 0,0623	0,9025 0,0483	0,9186 0,0381	0,9310 0,0305	0,9409 0,0247	0,9488 0,0203	0,9552 0,0169	0,9605 0,0142	0,9649 0,0120							
1,5	0,7246 0,1699	0,7651 0,1404	0,7986 0,1163	0,8263 0,0968	0,8492 0,0810	0,8682 0,0682	0,8909 0,0533	0,9085 0,0423	0,9222 0,0340	0,9331 0,0277	0,9420 0,0228	0,9492 0,0190	0,9551 0,0160	0,9601 0,0136	0,9643 0,0116						
1,6	0,7062 0,1762	0,7472 0,1472	0,7817 0,1322	0,8105 0,1034	0,8345 0,0871	0,8547 0,0738	0,8791 0,0582	0,8981 0,0464	0,9131 0,0375	0,9251 0,0307	0,9348 0,0254	0,9428 0,0212	0,9494 0,0179	0,9550 0,0152	0,9597 0,0130	0,9636 0,0112					
1,7	0,6885 0,1815	0,7299 0,1532	0,7651 0,1294	0,7948 0,1094	0,8199 0,0929	0,8411 0,0792	0,8671 0,0629	0,8875 0,0505	0,9037 0,0410	0,9168 0,0337	0,9275 0,0279	0,9362 0,0234	0,9435 0,0198	0,9496 0,0168	0,9548 0,0145	0,9593 0,0125	0,9642 0,0104				
1,8	0,6716 0,1859	0,7131 0,1584	0,7489 0,1349	0,7794 0,1150	0,8054 0,0983	0,8276 0,0843	0,8550 0,0675	0,8767 0,0545	0,8892 0,0445	0,9083 0,0367	0,9198 0,0306	0,9294 0,0257	0,9374 0,0217	0,9441 0,0186	0,9498 0,0159	0,9547 0,0138	0,9602 0,0115				
1,9	0,6553 0,1895	0,6969 0,1629	0,7331 0,1399	0,7643 0,1201	0,7911 0,1033	0,8141 0,0891	0,8428 0,0719	0,8658 0,0584	0,8844 0,0479	0,8996 0,0397	0,9120 0,0332	0,9224 0,0279	0,9310 0,0237	0,9384 0,0203	0,9446 0,0175	0,9499 0,0151	0,9559 0,0126	0,9609 0,0106			
2,0	0,6396 0,1924	0,6812 0,1668	0,7177 0,1424	0,7494 0,1247	0,7769 0,1080	0,8008 0,0937	0,8307 0,0761	0,8548 0,0622	0,8745 0,0513	0,8907 0,0427	0,9040 0,0358	0,9151 0,0302	0,9245 0,0257	0,9324 0,0221	0,9392 0,0190	0,9450 0,0165	0,9516 0,0138	0,9570 0,0116	0,9616 0,0099	0,9655 0,0085	
2,2	0,6101 0,1963	0,6511 0,1726	0,6882 0,1513	0,7207 0,1326	0,7493 0,1161	0,7744 0,1018	0,8064 0,0838	0,8328 0,0694	0,8545 0,0578	0,8725 0,0485	0,8876 0,0409	0,9002 0,0348	0,9109 0,0298	0,9201 0,0256	0,9279 0,0222	0,9347 0,0193	0,9423 0,0162	0,9487 0,0137	0,9541 0,0117	0,9587 0,0101	
2,4	0,5827 0,1981	0,6236 0,1764	0,6604 0,1565	0,6934 0,1387	0,7227 0,1227	0,7488 0,1087	0,7826 0,0906	0,8107 0,0759	0,8342 0,0638	0,8540 0,0540	0,8706 0,0459	0,8848 0,0393	0,8968 0,0338	0,9071 0,0292	0,9160 0,0254	0,9237 0,0222	0,9325 0,0187	0,9399 0,0159	0,9462 0,0136	0,9515 0,0117	
2,6	0,5573 0,1984	0,5976 0,1785	0,6342 0,1601	0,6674 0,1433	0,6973 0,1280	0,7241 0,1144	0,7592 0,0966	0,7888 0,0817	0,8140 0,0694	0,8353 0,0592	0,8534 0,0507	0,8689 0,0436	0,8822 0,0377	0,8937 0,0328	0,9036 0,0286	0,9123 0,0251	0,9222 0,0212	0,9306 0,0181	0,9377 0,0155	0,9438 0,0134	
2,8	0,5337 0,1974	0,5732 0,1793	0,6096 0,1624	0,6427 0,1466	0,6729 0,1321	0,7002 0,1190	0,7364 0,1016	0,7673 0,0869	0,7938 0,0744	0,8165 0,0639	0,8360 0,0551	0,8528 0,0477	0,8673 0,0415	0,8799 0,0362	0,8909 0,0318	0,9005 0,0280	0,9115 0,0238	0,9209 0,0203	0,9289 0,0175	0,9357 0,0151	
3,0	0,5117 0,1954	0,5505 0,1791	0,5864 0,1635	0,6194 0,1488	0,6497 0,1352	0,6773 0,1226	0,7143 0,1058	0,7463 0,0913	0,7739 0,0789	0,7979 0,0683	0,8186 0,0593	0,8365 0,0517	0,8522 0,0452	0,8658 0,0396	0,8778 0,0349	0,8883 0,0308	0,9004 0,0263	0,9108 0,0226	0,9196 0,0195	0,9273 0,0169	
3,2	0,4911 0,1928	0,5281 0,1780	0,5645 0,1637	0,5973 0,1501	0,6276 0,1373	0,6554 0,1254	0,6929 0,1093	0,7257 0,0952	0,7544 0,0829	0,7794 0,0723	0,8012 0,0632	0,8202 0,0553	0,8369 0,0486	0,8516 0,0428	0,8645 0,0379	0,8759 0,0336	0,8891 0,0288	0,9004 0,0248	0,9101 0,0215	0,9185 0,0187	
3,4	0,4719 0,1897	0,5091 0,1763	0,5439 0,1632	0,5764 0,1506	0,6066 0,1387	0,6345 0,1275	0,6724 0,1121	0,7058 0,0984	0,7353 0,0863	0,7612 0,0758	0,7839 0,0667	0,8040 0,0587	0,8216 0,0519	0,8372 0,0459	0,8510 0,0408	0,8632 0,0363	0,8775 0,0312	0,8897 0,0270	0,9003 0,0235	0,9095 0,0205	
3,6	0,4539 0,1863	0,4903 0,1741	0,5245 0,1621	0,5566 0,1505	0,5866 0,1394	0,6145 0,1288	0,6526 0,1142	0,6865 0,1010	0,7166 0,0989	0,7433 0,0979	0,7669 0,0698	0,7878 0,0618	0,8063 0,0549	0,8228 0,0488	0,8374 0,0435	0,8504 0,0389	0,8656 0,0336	0,8788 0,0292	0,8902 0,0254	0,9002 0,0223	
3,8	0,4371 0,1826	0,4742 0,1715	0,5062 0,1605	0,5379 0,1498	0,5676 0,1395	0,5954 0,1296	0,6336 0,1158	0,6676 0,1031	0,6984 0,0918	0,7258 0,0816	0,7501 0,0726	0,7718 0,0647	0,7911 0,0577	0,8083 0,0515	0,8237 0,0461	0,8375 0,0413	0,8537 0,0313	0,8677 0,0274	0,8800 0,0240	0,8907 0,0224	
4,0	0,4213 0,1787	0,4560 0,1687	0,4890 0,1488	0,5202 0,1392	0,5596 0,1292	0,5772 0,1169	0,6153 0,1048	0,6498 0,0938	0,6808 0,0840	0,7087 0,0751	0,7336 0,0672	0,7560 0,0602	0,7760 0,0540	0,7940 0,0485	0,8101 0,0437	0,8246 0,0381	0,8416 0,0333	0,8565 0,0292	0,8695 0,0258	0,8810 0,0228	
4,2	0,4064 0,1748	0,4404 0,1657	0,4727 0,1547	0,5034 0,1474	0,5324 0,1385	0,5598 0,1299	0,5978 0,1175	0,6324 0,1061	0,6637 0,0955	0,6920 0,0859	0,7175 0,0773	0,7404 0,0695	0,7611 0,0626	0,7797 0,0563	0,7965 0,0508	0,8116 0,0459	0,8295 0,0402	0,8452 0,0353	0,8590 0,0311	0,8711 0,0275	
4,4	0,3925 0,1709	0,4256 0,1625	0,4573 0,1541	0,4875 0,1457	0,5161 0,1375	0,5432 0,1294	0,5811 0,1178	0,6157 0,1070	0,6472 0,0969	0,6758 0,0876	0,7017 0,0792	0,7252 0,0715	0,7464 0,0647	0,7656 0,0595	0,7829 0,0529	0,7987 0,0480	0,8174 0,0422	0,8338 0,0371	0,8483 0,0328	0,8611 0,0291	
4,6	0,3793 0,1669	0,4117 0,1593	0,4428 0,1439	0,4724 0,1362	0,5006 0,1286	0,5275 0,1225	0,5650 0,1146	0,5996 0,1068	0,6312 0,0993	0,6600 0,0922	0,6863 0,0733	0,7102 0,0665	0,7319 0,0604	0,7516 0,0549	0,7695 0,0499	0,7858 0,0440	0,8053 0,0389	0,8224 0,0345	0,8376 0,0307	0,8511 0,0270	
4,8	0,3670 0,1630	0,3986 0,1561	0,4290 0,1490	0,4581 0,1349	0,4859 0,1288	0,5124 0,1191	0,5497 0,1176	0,5811 0,1078	0,6157 0,0986	0,6484 0,0901	0,6713 0,0821	0,6955 0,0748	0,7177 0,0682	0,7379 0,0621	0,7563 0,0566	0,7731 0,0517	0,7932 0,0458	0,8110 0,0406	0,8269 0,0361	0,8410 0,0322	
5,0	0,3553 0,1592	0,3862 0,1528	0,4160 0,1463	0,4445 0,1398	0,4719 0,1332	0,4980 0,1267	0,5350 0,1171	0,5692 0,1079	0,6008 0,0991	0,6299 0,0909	0,6567 0,0832	0,6812 0,0762	0,7037 0,0697	0,7243 0,0637	0,7432 0,0583	0,7604 0,0533	0,7796 0,0474	0,7996 0,0422			

→ η/e (Absoluter Wert)

↓ (Absoluter Wert)

	8,0	8,4	8,8	9,2	9,6	10,0	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	15	16	17	18	20	22
2	0,9689 0,0073	0,9717 0,0064	0,9742 0,0056	0,9764 0,0049																
2,2	0,9627 0,0087	0,9661 0,0076	0,9691 0,0066	0,9717 0,0058																
2,4	0,9561 0,0101	0,9601 0,0088	0,9635 0,0078	0,9666 0,0068																
2,6	0,9491 0,0116	0,9536 0,0102	0,9576 0,0089	0,9611 0,0079																
2,8	0,9417 0,0132	0,9468 0,0115	0,9514 0,0102	0,9553 0,0090	0,9589 0,0080	0,9620 0,0071														
3,0	0,9339 0,0148	0,9397 0,0130	0,9448 0,0114	0,9492 0,0101	0,9532 0,0090	0,9567 0,0080	0,9606 0,0070													
3,2	0,9258 0,0164	0,9323 0,0144	0,9379 0,0127	0,9429 0,0113	0,9473 0,0101	0,9512 0,0090	0,9555 0,0079	0,9593 0,0069	0,9627 0,0061											
3,4	0,9175 0,0180	0,9245 0,0159	0,9307 0,0140	0,9362 0,0125	0,9411 0,0111	0,9454 0,0100	0,9502 0,0087	0,9544 0,0077	0,9582 0,0068											
3,6	0,9089 0,0196	0,9165 0,0173	0,9233 0,0154	0,9293 0,0137	0,9347 0,0122	0,9394 0,0110	0,9447 0,0096	0,9494 0,0085	0,9534 0,0075	0,9571 0,0067	0,9603 0,0060									
3,8	0,9001 0,0212	0,9083 0,0188	0,9157 0,0167	0,9222 0,0149	0,9280 0,0133	0,9332 0,0120	0,9390 0,0105	0,9441 0,0093	0,9485 0,0082	0,9525 0,0073	0,9560 0,0065	0,9592 0,0059								
4,0	0,8910 0,0228	0,8999 0,0202	0,9078 0,0180	0,9149 0,0161	0,9212 0,0144	0,9268 0,0130	0,9331 0,0114	0,9386 0,0101	0,9435 0,0090	0,9478 0,0080	0,9516 0,0072	0,9551 0,0064	0,9582 0,0058							
4,2	0,8818 0,0243	0,8913 0,0217	0,8998 0,0193	0,9074 0,0173	0,9141 0,0156	0,9202 0,0140	0,9270 0,0124	0,9329 0,0109	0,9382 0,0097	0,9429 0,0087	0,9471 0,0078	0,9508 0,0070	0,9542 0,0063	0,9573 0,0057						
4,4	0,8725 0,0259	0,8826 0,0231	0,8916 0,0206	0,8997 0,0185	0,9069 0,0176	0,9134 0,0150	0,9207 0,0133	0,9271 0,0118	0,9328 0,0105	0,9378 0,0094	0,9424 0,0084	0,9464 0,0076	0,9501 0,0068	0,9534 0,0062						
4,6	0,8631 0,0274	0,8738 0,0245	0,8833 0,0219	0,8919 0,0197	0,8996 0,0178	0,9065 0,0161	0,9143 0,0142	0,9211 0,0126	0,9272 0,0113	0,9327 0,0101	0,9375 0,0090	0,9419 0,0081	0,9458 0,0074	0,9494 0,0067	0,9556 0,0055					
4,8	0,8535 0,0288	0,8648 0,0258	0,8738 0,0232	0,8839 0,0209	0,8921 0,0189	0,8994 0,0171	0,9077 0,0151	0,9150 0,0135	0,9215 0,0120	0,9273 0,0108	0,9325 0,0097	0,9372 0,0087	0,9414 0,0079	0,9453 0,0072	0,9519 0,0059	0,9574 0,0050				
5,0	0,8439 0,0302	0,8557 0,0271	0,8663 0,0244	0,8759 0,0221	0,8845 0,0200	0,8923 0,0181	0,9010 0,0161	0,9088 0,0143	0,9157 0,0128	0,9219 0,0115	0,9274 0,0103	0,9324 0,0093	0,9369 0,0084	0,9410 0,0077	0,9481 0,0062	0,9540 0,0053				
5,2	0,8343 0,0316	0,8466 0,0284	0,8577 0,0256	0,8677 0,0232	0,8768 0,0210	0,8850 0,0191	0,8942 0,0170	0,9024 0,0152	0,9097 0,0136	0,9163 0,0122	0,9222 0,0110	0,9275 0,0099	0,9323 0,0090	0,9367 0,0082	0,9442 0,0068	0,9506 0,0057	0,9559 0,0048			
5,4	0,8246 0,0329	0,8374 0,0297	0,8490 0,0268	0,8595 0,0243	0,8690 0,0221	0,8776 0,0201	0,8873 0,0179	0,8959 0,0160	0,9036 0,0144	0,9106 0,0129	0,9168 0,0117	0,9225 0,0105	0,9276 0,0096	0,9322 0,0087	0,9402 0,0072	0,9470 0,0061	0,9527 0,0052	0,9575 0,0044		
5,6	0,8150 0,0341	0,8283 0,0308	0,8403 0,0280	0,8512 0,0254	0,8611 0,0231	0,8701 0,0211	0,8803 0,0188	0,8893 0,0168	0,8975 0,0151	0,9048 0,0136	0,9114 0,0123	0,9173 0,0111	0,9227 0,0101	0,9276 0,0092	0,9362 0,0077	0,9433 0,0065	0,9494 0,0055	0,9545 0,0047		
5,8	0,8053 0,0353	0,8190 0,0320	0,8315 0,0291	0,8429 0,0264	0,8532 0,0241	0,8626 0,0220	0,8732 0,0197	0,8827 0,0177	0,8912 0,0159	0,8989 0,0143	0,9058 0,0130	0,9121 0,0118	0,9178 0,0107	0,9230 0,0097	0,9320 0,0081	0,9396 0,0069	0,9460 0,0058	0,9514 0,0050		
6,0	0,7957 0,0364	0,8098 0,0331	0,8227 0,0301	0,8345 0,0275	0,8452 0,0251	0,8550 0,0229	0,8660 0,0205	0,8760 0,0185	0,8849 0,0166	0,8929 0,0150	0,9002 0,0136	0,9068 0,0124	0,9128 0,0112	0,9182 0,0103	0,9277 0,0086	0,9357 0,0073	0,9425 0,0062	0,9483 0,0053		
6,2	0,7860 0,0375	0,8006 0,0341	0,8140 0,0311	0,8261 0,0284	0,8372 0,0260	0,8473 0,0238	0,8588 0,0214	0,8692 0,0193	0,8785 0,0174	0,8869 0,0157	0,8945 0,0143	0,9014 0,0130	0,9134 0,0118	0,9234 0,0108	0,9349 0,0090	0,9318 0,0077	0,9390 0,0065	0,9451 0,0056	0,9549 0,0042	
6,4	0,7765 0,0385	0,7915 0,0351	0,8052 0,0321	0,8177 0,0294	0,8291 0,0269	0,8397 0,0247	0,8516 0,0222	0,8623 0,0200	0,8720 0,0181	0,8808 0,0164	0,8887 0,0149	0,8959 0,0136	0,9025 0,0124	0,9085 0,0113	0,9190 0,0095	0,9278 0,0080	0,9353 0,0069	0,9418 0,0059	0,9521 0,0044	
6,6	0,7670 0,0394	0,7824 0,0361	0,7964 0,0330	0,8093 0,0303	0,8211 0,0278	0,8319 0,0255	0,8443 0,0230	0,8554 0,0208	0,8655 0,0188	0,8746 0,0171	0,8828 0,0155	0,8904 0,0142	0,8972 0,0129	0,9035 0,0118	0,9145 0,0100	0,9238 0,0084	0,9317 0,0072	0,9384 0,0062	0,9493 0,0047	
6,8	0,7576 0,0403	0,7733 0,0369	0,7877 0,0339	0,8009 0,0311	0,8131 0,0286	0,8242 0,0264	0,8370 0,0238	0,8485 0,0215	0,8589 0,0195	0,8683 0,0178	0,8769 0,0162	0,8848 0,0147	0,8919 0,0135	0,8984 0,0123	0,9099 0,0104	0,9196 0,0088	0,9279 0,0076	0,9350 0,0065	0,9464 0,0049	0,9552 0,0038

Tabelle 7c zum Abschnitt 2.4.4.2: Werte vom $\begin{cases} \varphi_m & (\text{obere Zahl}) \\ \Delta\varphi & (\text{untere Zahl}) \end{cases}$

Bezeichnungen

Bezeichnung der Fahrzeuge und Radsätze

Für die Untersuchung der sich bei Bremsung in Talfahrt oder bei Zugkraftausübung in Bergfahrt ergebenden Verhältnisse ist es von Vorteil, die einzelnen Fahrzeuge oder Radsätze und die Fahrzeugseiten in beiden Fällen gleich zu bezeichnen. Die Fahrzeuge und Radsätze werden daher mit den arabischen Zahlen I, 2 ... auf der Talseite beginnend in Bergrichtung numeriert und die Fahrzeugseiten mit Blickrichtung bergwärts als links (Index L) und rechts (Index R) bezeichnet. Für die Untersuchung beim Kurvenlauf ist es hingegen notwendig, die Radsätze der Fahrtrichtung gemäss zu bezeichnen. Beginnend mit der vorlaufenden Achse werden sie deshalb mit römischen Zahlen nummeriert. Somit erhält die Achse I bei der Kurvenuntersuchung die Nummer I bei Talfahrt und II bei Bergfahrt. Ebenso werden die Fahrzeug- bzw. Radsatzseiten mit aussen (Index a) und innen (Index i) bezeichnet.

Laufende Bezeichnung

<i>i</i>	des einzelnen Fahrzeuges im Zug
<i>m</i>	des Motors als letzter Teil <i>p</i>
<i>n</i>	des einzelnen Antriebes
<i>p</i>	des einzelnen rotierenden Teiles
<i>r</i>	des einzelnen Radsatzes im Fahrgestell bei Numerierung in Bergrichtung
<i>r</i>	des einzelnen Radsatzes bei Numerierung in Fahrtrichtung
<i>z</i>	des einzelnen Zahnrades im Fahrgestell

Indices

Diese weisen

<i>A</i>	auf den Adhäsionsantrieb
<i>B</i>	auf die Klotzbremse (auf die Laufräder wirkend)
<i>Z</i>	auf den Zahnradantrieb
<i>L, R</i>	auf die linke bzw. rechte Fahrzeugseite (in Blickrichtung bergwärts)
<i>G</i>	auf den Lauf in der Geraden
<i>o</i>	auf den Stand der Ruhe
<i>a, i</i>	auf die kurvenäussere bzw. kurveninnere Fahrzeugseite
<i>c</i>	auf den Kasten (caisse) des Drehgestellfahrzeugs - z. B. <i>G_c</i> -
<i>d</i>	auf das gesamte Drehgestell - z. B. <i>G_d</i> -
<i>f</i>	auf den gefederten Teil des Drehgestells - z. B. <i>G_f</i>
<i>g</i>	auf das einzelne Fahrgestell (<i>g</i> ist gleichwertig mit beim Rahmenfahrzeug und mit <i>d</i> beim Drehgestellfahrzeug)
<i>i</i>	auf das Fahrzeug <i>i</i> des Zuges, wenn dieses einzeln betrachtet wird - z. B. <i>G_i</i> -
<i>j</i>	auf die einzelnen Fahrzeuge des Zuges, wenn sie gemeinsam betrachtet werden - z. B. ΣG_j -
<i>k</i>	auf die Zug- und Stoßvorrichtung
<i>k</i>	auf die Kardanwelle als rotierender Teil <i>p</i>
<i>m</i>	auf den Antriebsmotor als letzter rotierender Teil des betrachteten Antriebes
<i>n</i>	auf den Antrieb
<i>p</i>	auf alle Teile der Welle <i>p</i>
<i>q</i>	auf die Querrichtung
<i>r</i>	auf die Radsätze im allgemeinen
<i>r</i>	auf den Radsatz des Fahrgestelles bei Numerierung in Bergrichtung (<i>r</i> = 1, 2, 3)
<i>r</i>	auf den Radsatz des Fahrgestelles bei Numerierung in Fahrtrichtung (= I, II, III)
<i>t</i>	auf den ganzen Zug (<i>t</i> = train) - z. B. <i>G_t</i> -
<i>v</i>	auf die senkrechte Richtung
<i>x</i>	auf die Längsrichtung

z auf das einzelne Zahnrad
z auf die Zahnräder im allgemeinen
', '' auf das talseitige bzw. bergseitige Drehgestell

Massen translatorisch bewegte Masse
m̄ translatorisch bewegte Masse der ganzen Zugs- komposition
m_l die auf den Zahnradteilkreis (beim Zahnradan- trieb) bzw. auf den Laufkreis (beim Adhäsionsan- trieb) reduzierte Masse aller rotierenden Teile

$$m_{\text{rot}} = \frac{4\sum(\Theta\ddot{\theta}^2)_p}{D^2} = \frac{\sum(GD^2\ddot{\theta}^2)_p}{gD^2}$$

m_{rotAn} rotierende Masse aller Teile *p* des Adhäsionsan- triebes *n*, ohne Radsätze

m_{rotZn} rotierende Masse aller Teile *p* des Zahnradantriebes *n*, einschliesslich Zahnrad, wenn dieses nicht fest auf der Radsatzachse sitzt, ohne Radsätze beim verkuppelten Antrieb

m_{rotkn} rotierende Masse aller Teile des Antriebes *n*, von der Kardanwelle aus bis zum Motor

m_{rotr} rotierende Masse des Radsatzes *r*, bezogen auf den Laufkreis, einschliesslich Zahnrad, wenn dieses fest auf der Radsatzachse sitzt

m_{roti} Totale rotierende Masse des Fahrzeuges *i* einschliesslich der rotierenden Massen der Radsätze bezogen auf Radumfang bei unverkuppelten bzw. auf Zahnstange bei verkuppelten Radsätzen.

m_{rotm} rotierende Masse der mit dem Zahnradantrieb *n* verkuppelten Radsätze, bezogen auf den entspre- chenden Teilkreis - Gleichung (89) -

m_{rot} beim Antrieb *n*
m_{rott} totale rotierende Masse der Zugskomposition
m_{gt} totale träge Masse der Zugskomposition,
 $m_{\text{gt}} = \bar{m}_l (1 + \xi)$

Gewichtskräfte *G*

<i>G_c</i>	des Kastens
<i>G_d</i>	des Gestelles
<i>G_f</i>	des gefederten Teiles des Gestelles
<i>G_r</i>	des Radsatzes <i>r</i>
<i>G_i</i>	des Fahrzeuges <i>i</i>
<i>G_t</i>	der ganzen Zugskomposition
<i>G_{cg}</i>	des vom Gestell übernommenen Teiles des Ka- stens

$$G_{\text{cg}}' = G_c \frac{g''}{g}, \quad G_{\text{cg}}'' = G_c \frac{g'}{g}$$

Übrige Kräfte

<i>A_z</i>	Auftriebe des Zahnrades <i>z</i> im momentanen Ein- griffspunkt
<i>Ā_z</i>	durchschnittlicher Auftrieb des Zahnrades <i>z</i>
<i>B_n</i>	Stützkraft der Drehmomentstütze beim Tatzen- lagerantrieb <i>n</i>
<i>C_x, C_q</i>	Mitnahmekräfte zwischen Kasten und Drehge- stell in Längs- bzw. Querrichtung (positiv, wenn bergwärts bzw. nach innen auf den Kasten wirk- kend)
<i>C_v</i>	Stützkraft des Kastens auf das einzelne Gestell
<i>D</i>	die durch eine Ausgleichvorrichtung gegebenen, zwischen Kasten und Gestellrahmen wirkenden Druckkräfte (D'_o, D'_u, D''_o, D''_u)
<i>F_{ar}, F_{ir}</i>	Reibungskraft zwischen dem Aussen- bzw. Innenrad und seiner Schiene, beim Radsatz <i>r</i>
$F_r = F_{ar} + F_{ir}$	gesamte Reibungskraft des Radsatzes <i>r</i>

H_r	Lagerquerkraft des Radsatzes r (positiv, wenn nach aussen auf Radsatz wirkend)	Z	Zahndruck, d. h. Längskraft zwischen Zahnstange und Zahnrad
H_{Tr}	Der durch die auf das Fahrgestell wirkenden äusseren Querkräfte gegebene Anteil an der Lagerquerkraft H_r	Z_{qz}	die im Kurvenlauf durch die Reibung zwischen Zahnstange und Zahnrad entstehende Querkraft
K_{oi}, K_{ui}	Kupplungskraft an der oberen bzw. unteren Zug- oder Stossvorrichtung des Fahrzeuges i (positiv, wenn bergwärts auf das Fahrzeug wirkend)	X und Z	Die Kräfte X und Z sind positiv, wenn sie bergwärts auf das Fahrzeug wirken
K_d	Kupplungskraft an der Zug- oder Stossvorrichtung des Drehgestells im Falle $\xi_c = 0$ (positiv, wenn bergwärts auf das Drehgestell wirkend)		
K_{oq}, K_{uq}	Querkräfte infolge K_o, K_u		
K_{ov}, K_{uv}	Senkrechte Komponenten der Kupplungskräfte K_o, K_u (positiv, wenn auch unten auf Fahrzeug wirkend)		
N_o, N_u	eventuelle Stützkraft des bergseitigen bzw. talseitigen Nebenfahrzeugs		
P_l	Richtkraft der vorlaufenden fügenden Achse I (Richtkraft der den Spurkranz ersetzen Führungsrolle: positiv, wenn nach innen auf den Radsatz wirkend)		
P_{II}	Richtkraft des bei Spiessgang innen anlaufenden hinteren Radsatzes II (positiv, wenn nach innen auf Radsatz wirkend)		
Ψ	Querkomponente des Spurkranzdrückes, kurzerhand Spurkranzdruck genannt (positiv, wenn nach innen auf Rad wirkend)		
S_{ar}, S_{ir}	Querkomponenten der Reibungskräfte F_a und F_i beim Radsatz r (positiv, wenn nach aussen auf Rad wirkend)		
S_r	Summe der beiden Querkomponenten S_a und S_i beim Radsatz r		
T_g, T_R	Allgemeine, quer auf das Fahrgestell bzw. auf den Fahrgestellrahmen auf der Höhe h_T über Radsatzachse wirkende äussere Kraft (positiv, wenn nach aussen auf Fahrzeug wirkend)		
	Trägheitskraft (positiv, da nach aussen wirkend)		
U_{ar}, U_{ir}	Längskomponenten der Reibungskräfte F_a und F_i beim Radsatz r (positiv, wenn in Fahrtrichtung auf Fahrzeug wirkend)	$Momente$	
U_r	Summe der beiden Längskomponenten U_a und U_i beim Radsatz r	$\mathfrak{D}_{xon}, \mathfrak{D}_{qon}$	das durch den Antrieb n entstehende und auf den Gestellrahmen (bei $\gamma_{gn} = 1$) oder auf den Kasten (bei $\gamma_{cn} = 1$) wirkende Moment: positiv, wenn bei Beobachtung von der rechten Fahrzeugseite bzw. von der Talseite aus gegen den Uhrzeigersinn wirkend, $p = k + 1$ bis m ($n = 1, 2, 5, 6$)
\bar{U}_r	die Umfangskraft U_r des Radsatzes r im speziellen Fall des verkuppelten Zahnradantriebes	$\mathfrak{D}_{xan}, \mathfrak{D}_{qan}$	das durch das Kräftespiel im Antrieb n entstehende und auf das Antriebsgehäuse wirkende Moment: (positiv, wenn bei Beobachtung von der rechten Fahrzeugseite bzw. von der Talseite aus gegen den Uhrzeigersinn wirkend, $p = 1 \div k$)
\bar{U}_n	Summe der Umfangskräfte \bar{U}_r der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze		Drehmoment des im Kasten gelagerten Motors, wenn es über eine unmittelbar dem Motor angegeschlossene längs- bzw. querliegende Kardanwelle auf ein Zentralgetriebe des Gestelles übertragen wird, das seinerseits die verschiedenen Antriebe des Gestelles antreibt. In einem solchen Fall ist das Zentralgetriebe als Motor für die Antriebe des Gestelles zu betrachten, die daher alle den Faktor $\gamma_{cn} = 0$ aufweisen (positiv, wenn bei Beobachtung nach links bzw. bergwärts im Uhrzeigersinn auf das Gestell wirkend)
V	der durch den Spurkranzdruck entstehende Auftrieb		
\bar{V}	die auf den Gestellrahmen senkrecht wirkende totale Kraft		
W	Winddruck (positiv, wenn bei Geradenfahrt nach links bzw. bei Kurvenfahrt nach aussen wirkend)		
X_m	die motorisch entwickelte Zugkraft		
X_b	die von den Bremsen ohne den inneren Antriebswiderständen entwickelte Bremskraft		
X_w	die durch die inneren Widerstände aller Antriebe entstehende Bremskraft (nur bei den Antrieben 1, 2, 5 und 6)		
X_{mb}	die total entwickelte Brems- oder Zugkraft ($X_{mb} = X_A + X_B + X_Z + X_w$)	$\mathfrak{D}_x^*, \mathfrak{D}_q^*$	$\mathfrak{D}_x^* = (\vartheta_x^*) \times \left\{ (X_{Ag} + X_{Zg} + X_{wg}) \frac{D}{2} \right. \\ \left. \mathfrak{D}_q^* = (\vartheta_q^*) \times \right\}$
X_A, X_Z	der durch die Adhäsionsantriebe 5 und 6, bzw. durch die Zahnradantriebe 1, 2, 3 und 4 erzeugte Anteil an X_{mb}	M	Moment der äusseren Kräfte in bezug auf den Zentralpunkt des vorlaufenden Radsatzes beim Kurvenlauf
X_{Awn}, X_{Zwn}	die durch die inneren Widerstände des Adhäsions- bzw. Zahnradantriebes n entstehende Bremskraft (kommt nur bei Bremsung vor)	M_c	Stützmoment des Kastens (Gleichung 101)
X_i, X_t	Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskraft des Fahrzeugs i bzw. des ganzen Zuges	M_{gx}	das um die Längsachse auf den Gestellrahmen wirkende Moment (positiv, wenn bei Beobachtung in Bergrichtung gegen den Uhrzeigersinn wirkend) - (Gleichung 113)

M_q	das in bezug auf die Radsatzachse 1 durch die Längskräfte gegebene Moment (positiv, wenn in Blickrichtung nach links gegen Uhrzeigersinn auf den Gestellrahmen wirkend) - (Gleichung 110)	δ_z	Stellungswinkel der Drehmomentstütze des Tatzenlagerantriebes mit dem Zahnrad z
M_{nq}, M_{nx}	das infolge der Tatzenlagerantriebe auf den Gestellrahmen um die Querachse bzw. um die Längsachse wirkende Moment - (Gleichungen 93 und 92)	$\sin \delta_z = \sum_n \bar{Q}_{nz} \bar{v}_n / \sum_n \bar{Q}_{nz}$	Winkelausschlag der Kupplungskraft K_o bzw. K_u gegenüber der Fahrzeulgängsachse (positiv, wenn bei positiver Kupplungskraft K eine nach aussen gerichtete Querkomponente von K entsteht)
$\mathbf{M}', \mathbf{M}''$	das vom Kasten auf den Gestellrahmen um eine vertikale Achse ausgeübte Moment, wenn im Uhrzeigersinn auf den Kasten bzw. gegen den Uhrzeigersinn auf das Gestell wirkend (siehe Bild 22)	φ_o, φ_u	
\mathfrak{M}_q	Das auf den Gestellrahmen in bezug auf seinen zentralen Punkt von den senkrechten Kräften ausgeübte Moment (Gleichung 112)	<i>Wichtige Längen</i>	
$\mathfrak{M}_{qp}, \mathfrak{M}_{xp}$	Reaktionsmoment der rotierenden Teile um die Quer- bzw. Längsachse	a	Radstand des einzelnen Fahrgestelles
$\mathfrak{M}_{qn}, \mathfrak{M}_{xn}$	Summe der Reaktionsmomente \mathfrak{M}_{qp} bzw. \mathfrak{M}_{xp} aller rotierenden Teile p des Antriebes n , einschliesslich Zahnrad beim Zahnradantrieb, jedoch ohne Radsatz beim Adhäsionsantrieb	a_r	Abstand des Radsatzes r vom Radsatz 1
\mathfrak{M}_r	Das in bezug auf den Fahrzeugpol N durch die Reibungskräfte F_a und $3F_i$ des Radsatzes r gegebene Moment und der durch die Z_{qz} in bezug auf N entstehenden Momente	a_t	Abstand des Radsatzes r vom vorlaufenden I
\mathfrak{M}	Summe aller Momente \mathfrak{M}_r	a_z	Abstand zwischen dem Radsatz 1 und dem Radsatz, der den Tatzenlagerantrieb mit dem Zahnrad z hält
\mathfrak{Z}_r	Das in bezug auf den Zentralpunkt O _I des vorlaufenden Radsatzes I durch die Reibungskräfte F_a und F_i des Radsatzes r gegebene Moment	b_n	Armlänge der Drehmomentstütze beim Tatzenlagerantrieb n
\mathfrak{Z}	Summe aller Momente \mathfrak{Z}_r und die Z_{qz}	b_z	Armlänge b_n beim Tatzenlagerantrieb mit dem Zahnrad z
<i>Massenmomente</i>		d	Drehzapfenabstand des Drehgestellfahrzeugs
m_{qp}, m_{xp}	Massenmoment des rotierenden Teiles p in bezug auf die Achse des Triebzahnrades bzw. des Radsatzes	d_o, d_u	Querverlagerung der Ausgleichskräfte D_o und D_u
m_{xn}, m_{qn}	Totales Massenmoment der rotierenden Teile p des Antriebes n einschliesslich der Trieb- oder Bremszahnräder beim Zahnradantrieb, wenn diese nicht fest auf den Radsatzachsen sitzen, und ausschliesslich der Radsätze	$2e$	Distanz zwischen beiden Aufstandspunkten des Radsatzes
m_{kxn}, m_{kqn}	Totales Massenmoment aller rotierenden Teile p des Antriebes n von der Kardanwelle aus bis zum Antriebsmotor (0 wenn k nicht $\leq m$)	e_{Lr}, e_{Rr}	Abstand des Radsatzschwerpunktes von der linken bzw. rechten Schiene
m_{qrn}	Massenmoment der mit dem Zahnradantrieb verkuppelten Radsätze	f_n	Abstand der Drehmomentstütze von der linken Schiene bei den Antrieben 1, 2 und 5 bzw. von der rechten Schiene bei den Antrieben 3, 4 und 6
	$m_{qrn} = \frac{m_{rotrn}^* D_{zn}}{2 \ddot{u}_{rn}}$	f_z	Abstand f_n beim Tatzenlagerantrieb, der das Zahnrad z antreibt
			$f_z = \sum_n f_n \bar{Q}_{nz} / \sum_n \bar{Q}_{nz}$
<i>Geschwindigkeiten</i>		h_f, h_k, h_t	Höhe über Radsatzachse 1 des betrachteten Gestelles (Bilder 23 und 24)
v	Fahrgeschwindigkeit in m/s bzw. in km/h	h_c, h_w	Höhen über Radsatzachse 1 des talseitigen Gestelles (Bild 23)
w	Gleitgeschwindigkeit	h_x, h_q	Höhen der Mitnahmekräfte C_x und C_q über Radsatzachse 1 des einzelnen Gestelles
n_z, n_r, n_p	Drehzahl der Zahnräder bzw. der Radsätze bzw. des Teiles p	$2l$	Lagerdistanz
ω	Winkelgeschwindigkeit im allgemeinen	q	Gleitarm (Bild 3)
Ω	Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs um das Kurvenzentrum	q', q'', q_c	Schwerpunktquerverlagerung des gefederten Gestellteiles bzw. des Kastens (positiv, wenn Schwerpunkt nach links verlagert ist, Bilder 23 und 24)
<i>Winkel</i>		s	Wirkungsabstand der Stützkraft N sowie Spurspiel
α	Neigungswinkel der Strecke = $\arctg s$	t	Wirkungsabstand der einzelnen äusseren Querkraft von dem vorlaufenden Radsatz I
β	Eingriffswinkel der Zahnstange	t_z	Abstand des Zahnrades z von dem vorlaufenden Radsatz I
ϑ	Neigungswinkel des Spurkranzes		$t_z = \frac{1}{2} a(1+\psi) - \psi z_z$
δ	Überhöhungswinkel des Gleises (positiv, wenn äussere Schiene höher liegt)	u_z, u_n	Höhe über SOK des unteren Teilkreispunktes des Zahnrades z bzw. des vom Antrieb n angetriebenen Zahnrades
δ_n	Stellungswinkel der Drehmomentstütze des Tatzenlagerantriebes n (positiv, wenn Stütze gegen Gestellmitte nach unten geneigt ist)	x	- Weg in Bergrichtung sowie - Richtarm, d. h. Abstand des Momentanzentrum M von der vorlaufenden seitlich führenden Achse I
		\bar{x}	der sich bei der Spiessgangstellung ergebende Richtarm
		z_z	Distanz des Zahnrades z von der talseitigen Achse I (Bild 25)
		c, \bar{c}, d, g, k, w	Längen, die in Bildern 22 und 25 genauer definiert sind, wobei sich die Längen c und g auf die vertikale Abstützung und die Längen \bar{c} und d auf die Quermitnahmepunkte des Kastens beziehen
		D_r	Laufraddruckmesser des Radsatzes r

D_m	Lauftraddurchmesser des mit dem Antrieb n in Verbindung stehenden Radsatzes	$Richtungsfaktoren$ (mit Wert +1 oder -1)
D_z	Teilkreisdurchmesser des Zahnrades z	ϑ_{qp} Faktor zur Ermittlung des Vorzeichens des Kippmomentes \mathfrak{M}_p . ($\vartheta = +1$ bzw. -1 je nachdem der um eine Querachse rotierende Teil p bei Bergfahrt und bei Betrachtung von rechts im Uhrzeigersinn oder dagegen dreht)
R	Kurvenradius	
η	Ordinate des Reibungsmittelpunktes M in bezug auf die Längsachse des Radsatzes	
$\bar{\eta}$	Ordinate des Reibungsmittelpunktes M in bezug auf den Aufstandspunkt des betrachteten Rades	
<i>Anordnungsfaktoren (mit Wert 1 oder 0)</i>		
γ_{gn}, γ_{cn}	Faktor mit dem Wert 1, wenn der Motor im Gestell ($\gamma_{gn}=1$, $\gamma_{cn}=0$) oder im Kasten ($\gamma_{cn}=1$, $\gamma_{gn}=0$) gelagert ist. In dem durch $\mathfrak{D}^* \neq 0$ gekennzeichneten Fall sind diese Faktoren mit $\gamma_{cn}=0$ und $\gamma_{gn}=1$ zu bewerten	ϑ_{xp} Faktor zu Ermittlung des Vorzeichens des Kippmomentes \mathfrak{M}_p . ($\vartheta = +1$ bzw. -1 je nachdem der um eine Längsachse rotierende Teil p bei Bergfahrt und bei Betrachtung bergwärts im Uhrzeigersinn oder dagegen dreht)
Γ_n	Faktor mit dem Wert 1 bei den Achsantrieben mit am Kasten angreifender Drehmomentstütze bzw. mit dem Wert 0 bei den anderen Achsantrieben	$\vartheta_{qk}, \vartheta_{xk}$ Faktor ϑ_{qp} bzw. ϑ_{xp} der Kardanwelle (0 wenn p nicht $\leq m$)
δ_{rn}	Faktor mit Wert 1, wenn der Radsatz r mit dem Zahradantrieb n verkuppelt ist	$\bar{\varphi}$ Faktor mit dem Wert +1 bei positivem bzw. -1 bei negativem Zahndruck ($\bar{\varphi} = \text{Signum } Z$)
Θ_n	Faktor mit dem Wert 1 beim verkuppelten bzw. mit dem Wert 0 beim unverkuppelten Zahradantrieb n	ψ Faktor zur Berücksichtigung der Bewegungsrichtung: $\psi = +1$: bei Bewegung bergwärts $\psi = -1$: bei Bewegung talwärts
λ_n, ν_n	Faktor mit Wert 1, wenn der Antrieb n ein Rahmen- bzw. ein Tatzenlagerantrieb ist ($\lambda_n + \nu_n = 1$)	
λ_z, ν_z	Faktor mit Wert 1, wenn das Zahnrade z im Rahmen- bzw. in einem Tatzenlagerantrieb gelagert ist ($\lambda_z + \nu_z = 1$)	
$\bar{\lambda}_z, \bar{\nu}_z$	Faktor mit Wert 1, wenn das in einem Tatzenlagerantrieb gelagerte Zahnrade z vom Rahmen aus, bzw. vom betreffenden Radsatz aus seitlich geführt wird ($\bar{\lambda}_z + \bar{\nu}_z = 1$)	
$\bar{\nu}_{nr}$	Faktor $\bar{\nu}_n$ beim Tatzenlagerantrieb n , der auf Radsatz r gelagert ist ($\bar{\nu}_{nr} = \nu_n Q_{nr}$)	α_g der dem Gestell zufallende proportionale Anteil an X_{Ai} : ($X_{Ag} = \alpha_g X_{Ai}$)
ν_{nr}	Faktor ν_n beim Tatzenlagerantrieb n , der auf Radsatz r gelagert ist ($\nu_{nr} = \nu_n Q_{nr}$)	α_n der dem Adhäsionsantrieb n zufallende proportionale Anteil an X_{Ag} : ($X_{An} = \alpha_n X_{Ag}$)
ξ_c	Faktor mit dem Wert 1, wenn sich die Zug- und Stoßvorrichtung am Kasten befinden	α_{nr} der dem Radsatz r zufallende proportionale Anteil an X_{Ar} : ($X_{Ar} = \alpha_{nr} X_{An}$)
ξ_o, ξ_u	Faktor mit dem Wert 1, wenn sich die Zug- und Stoßvorrichtung oben bzw. unten am Drehgestellrahmen befindet	β_g der dem Gestell zufallende proportionale Anteil an X_{Bi} : ($X_{Bg} = \beta_g X_{Bi}$)
Q_{nr}	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn der Antrieb n irgendwie mit dem Radsatz r in Verbindung steht	β_r der dem Radsatz r zufallende proportionale Anteil der Kraft X_{Bg} : ($X_{Br} = \beta_r X_{Bg}$)
Q_{nz}	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn der Antrieb n auf das Zahnrade z wirkt	$\bar{\beta}_n$ der den mit dem Zahradantrieb n verkuppelten Radsätzen zufallende proportionale Anteil der Bremskraft X_{Bg}
\bar{Q}_{nz}	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn das Zahnrade z im Tatzenlagerantrieb n eingebaut ist	ζ_n der dem Zahradantrieb n zufallende proportionale Anteil an X_{Zg} : ($X_{Zn} = \zeta_n X_{Zg}$)
Q_{rz}	Zuordnungsfaktor mit Wert 1, wenn das Zahnrade z dem Tatzenlagerantrieb auf Radsatz r zugehört oder auf dem Radsatz liegt	ζ_g der dem Gestell zufallende proportionale Anteil an X_{Zi} : ($X_{Zg} = \zeta_g X_{Zi}$)
Q_a, Q_i	Faktor zur Kennzeichnung der Anlaufseite $Q_a = 1$, $Q_i = 0$: Radsatz läuft aussen an $Q_a = 0$, $Q_i = 1$: Radsatz läuft innen an	ζ_{nz} der dem Zahnrade Z zufallende proportionale Anteil des vom Zahradantrieb n entwickelten Zahndruckes Z_n : ($Z_z = \sum_n \zeta_{nz} Z_n$)
Φ_r	Faktor mit dem Wert 1: 1: wenn der Radsatz r feste Räder hat und mit keinem Zahradantrieb verkuppelt ist 2: wenn der Radsatz r feste Räder hat und mit einem Zahradantrieb verkuppelt ist 3: wenn der Radsatz r lose Räder hat	\ddot{u}_p Übersetzungsverhältnisse = n_p/n_z bzw. n_p/n_r
Ψ_r	Faktor mit dem Wert 1, wenn der Radsatz r mit keinem Zahradantrieb verkuppelt ist	\ddot{u}_{rn} Übersetzungsverhältnis des mit dem Zahradantrieb n verkuppelten Radsatzes r ($= n_r/n_z$)
Ω_A	Faktor mit dem Wert 1, wenn beide Radsätze des Gestelles miteinander verkuppelt sind und gemeinsam durch einen Adhäsionsantrieb angetrieben werden	γ^* Auftriebsfaktor des Spurkranzdruckes
<i>Übrige Faktoren</i>		
		g_{xn}^*, g_{qn}^* $g_{xn}^* = \left(\frac{\vartheta_{xp}}{\ddot{u}_k} \right)_n$, $g_{qn}^* = \left(\frac{\vartheta_{qp}}{\ddot{u}_k} \right)_n$ (0 wenn k nicht $\leq m$)
		λ_{zr}, ν_{zr} beim Tatzenlagerantrieb auf Radsatz r : der vom Rahmen bzw. vom Radsatz übernommene Anteil am Zahnauftrieb \bar{A}_z (Gleichung 65)
		$\bar{\nu}_n$ das sich beim Tatzenlagerantrieb n ergebende Verhältnis der vertikalen Komponente der Stützkraft B_n zu B_n selbst (positiv, wenn die Drehmomentstütze gegen Gestellmitte nach unten geneigt ist, $\bar{\nu}_n = \sin \delta_n$)
		$\bar{\nu}_{nr}$ Faktor $\bar{\nu}_n$ beim Tatzenlagerantrieb n , der auf Radsatz r gelagert ist
		μ_k Reibungskoeffizient zwischen Puffern (positiv, wenn Reibungskraft nach aussen auf das Fahrzeug wirkt)
		μ_s Reibungskoeffizient zwischen Radlauffläche und Schienenkopf

μ_{sq}	der zur Querkomponente S der Reibungskraft F führende Reibungskoeffizient	m	größte Zahl der gleichzeitig zum Eingriff kommenden Zähne
μ_b	Reibungskoeffizient zwischen Spurkranz und Schiene ($b = \text{boudin}$)	p	Zahnstangenteilung
μ_z	Reibungskoeffizient zwischen Zahnrad und Zahnstange	<i>Diverse Größen</i>	
$\mu_s(v)$	der im Schlupfbereich entstehende Reibwert zwischen Radlauffläche und Schiene	\bar{p}_T	die auf die Bremszeit bezogene durchschnittliche Verzögerung
μ_{zv}, μ_{zq}	der zur Quer- und senkrechten Komponente der Zahnradreibung führende Reibungskoeffizient	\bar{p}_X	die auf den Bremsweg bezogene durchschnittliche Verzögerung
μ_{zv}, μ_{zq}	der durchschnittliche Wert von μ_{zv}, μ_{zq}	g	Erdbeschleunigung ($9,8065 \text{ m/s}^2$)
v_n	Längsschlupf der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze	t	Zeit
v_r	Längsschlupf des mit einem Zahnrad verkuppelten Radsatzes r	v_o	Anzahl Fahrzeuge im Zug
v_{ar}, v_{ir}	Schlupf des einzelnen Rades	x	Geschwindigkeit beim Stopbefehl
χ_o, χ_u	der zur senkrechten Komponente K_{ov} bzw. K_{uv} der Kupplungskräfte K_o bzw. K_u führende Faktor (positiv, wenn bei Druck [$K_o < 0$ oder $K_u > 0$] nach unten bzw. bei Zug [$K_o > 0$ oder $K_u < 0$] nach oben auf den Kasten bei $\xi_c = 1$, bzw. auf das Gestell bei $\xi_c = 0$ wirkt)	T, X	Weg (positiv in Bergrichtung)
ξ	Verhältnis der rotierenden Masse des ganzen Zuges zu seiner translatorischen Masse	T_1	Bremszeit bzw. Bremsweg ab Stopbefehl
χ_o, χ_u	der zu K_{oq} bzw. K_{uq} unter Berücksichtigung der Pufferreibung führende Faktor (Gleichung 99)	τ	Bremszeit ab Ansprechen des Übergeschwindigkeitsauslösers
τ_g	Verteilfaktor des Kastenmomentes M auf das einzelne Gestell	τ_1	Verlustzeit, d. h. Zeit ab Stopbefehl bis Einsetzen der Bremskraft ($\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$)
$\chi_r, \varrho_r, \tau_r$	Verteilfaktoren der Lagerdruckänderungen im einzelnen Gestell (Tabelle 6, Gleichungen 74, 75 und 78)	τ_2	Reaktionszeit des Führers
S_{fr}	Sicherheitsfaktor des Radsatzes r beim Lauf in der Geraden (Gleichung 2)	τ_3	Anlegezeit der Bremse
$\mathfrak{S}_{kar}, \mathfrak{S}_{kir}$	Sicherheitsfaktor des linken bzw. rechten Rades des Radsatzes r beim Kurvenlauf (Gleichung 3)	a	Aufbauzeit der Bremse
<i>Eingriffsverhältnisse</i>			
ε_z	Eingriffsdauer des Zahnrades z	p^*	Beschleunigung des freien Ablaufes, d. h. Beschleunigung, die bei Talfahrt bei $X_b = 0$ entsteht
π	Faktor zum einzelnen Integral im zweiten Glied der Gleichungen 59 und 60	p	effektive Verzögerung bei Wirken der einzelnen Bremse
λ	bezeichnet den einzelnen Integrationsbereich im zweiten Glied der Gleichungen 59 und 60		die für die Stabilität massgebende Verzögerung bei Talfahrt, bzw. Beschleunigung bei Bergfahrt
ϱ	Faktor mit dem Wert 1, wenn eine Eingriffslücke entsteht (siehe Bild 12)		
ζ^*	Anzahl Zahnstangenlamellen		
ΔJ_i	das zur Ermittlung von $\Delta \mathfrak{J}_i$ massgebende definierte Integral (Gleichungen 56)		
$\Delta \mathfrak{J}_i$	der im Teilungsabschnitt i durch die Reibung zwischen Zahnrad und Zahnstange entstehende Impuls \mathfrak{J}_i		
e	Abszisse des Eingriffspunktes $P(e)$ - siehe Bilder 7 und 8		
e_o	der oberhalb der Zahnstangenteillinie liegende Teil der Eingriffslänge		

Wichtige Punkte und Geraden

M	Momentanzentrum der Radgleitung (Reibungsmittelpunkt)
N	Schwenkpole des Fahrzeuges: Schnittpunkt des Hauptradius und der Längsachse des Radsatzes
O_r	Zentralpunkt des Radsatzes
O_q, O_x	Punkt der Mitnahme des Kastens in Quer- bzw. Längsrichtung beim Drehgestellfahrzeug

Hauptradius

die durch das Kurvenzentrum gehende parallele Gerade zur Radachse

Steifigkeiten

c_r	Steifigkeit der Radsatzfederung beim Radsatz r
c_{yr}, c_{ar}	ideale Steifigkeit; führt zur Achsdruckänderung des Radsatzes r , die bei der parallelen Höhenverschiebung y bzw. bei der Drehung α des Gestellrahmens entsteht.

(Fortsetzungen des Artikels werden in den folgenden Nummern erscheinen)

Adresse des Verfassers: Dr. G. Borgeaud, dipl. Ing., Zum Hölzli 15, 8405 Winterthur-Seen

Umschau

Max-Born-Preis an Prof. Walther

Der von der Britischen und der Deutschen Physikalischen Gesellschaft (DPG) gemeinsam gestiftete Max-Born-Preis ist in diesem Jahr Prof. Herbert Walther von der Universität München verliehen worden. Walther, der auch Direktor in der Projektgruppe Laser der Max-Planck-Gesellschaft in Garching bei München ist, wurde damit für seine vielseitigen Arbeiten auf dem Gebiet der hochauflösenden Laserspektroskopie geehrt. Als

besonders verdienstvoll wurden Walthers Untersuchungen über die Wechselwirkung von Licht und atomaren Teilchen gewürdigt. Die Überreichung der Medaille zur Erinnerung an den Physiker Max Born fand am 2. Mai während einer Festveranstaltung der Englischen Physikalischen Gesellschaft in London statt.

Klärschlammverwertung im Kanton Zürich

Der rasch fortschreitende Bau und Ausbau von Abwasserreinigungsanlagen (heute sind über 90% der zürcherischen Einwohner an einer mechanisch-biologischen Anlage angeschlossen)