

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 96 (1978)
Heft: 32

Artikel: Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen
Autor: Borgeaud, Gaston
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-73727>

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: 24.01.2026

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

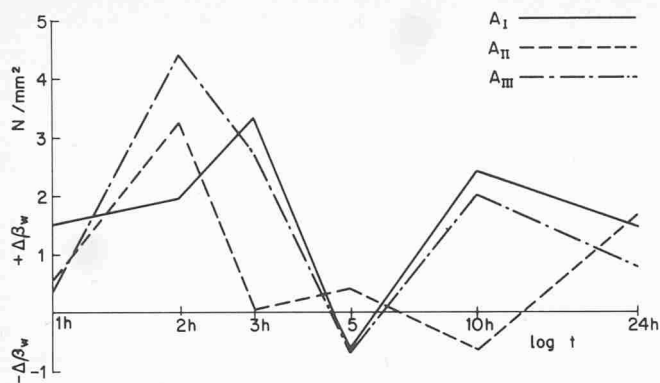


Bild 3. Druckfestigkeitszunahme bzw. Abnahme in Abhängigkeit des Belastungszeitpunktes

Gestützt auf diese Resultate liessen sich die Kurven in Bild 3 zeichnen. Die $\Delta\beta_w$ (N/mm²) bezüglich dem Mittelwert der Referenzproben wurden für die drei Amplituden in Funktion des Zeitpunktes aufgetragen.

Die dynamische Beanspruchung bewirkt mit Ausnahme des Belastungszeitpunktes 5 h durchwegs eine Steigerung der Druckfestigkeit, die bei einem Zeitpunkt von 2 h nach Wasserzugabe mit 11 % der Festigkeit nicht beeinflusster Proben ihren Maximalwert erreicht.

Die grösste Festigkeitszunahme von 11% ist bei der grössten Amplitude zu verzeichnen. Die maximale Festigkeitsabnahme ist jedoch bei allen drei Amplituden in der gleichen Grössenordnung. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass es sich um sehr geringfügige Festigkeitsminderungen handelt. Im Zeitpunkt von 2 h wächst die Festigkeitszunahme mit steigender Grösse der Amplitude. In allen anderen Zeitpunkten zeigt das Diagramm, dass zwischen der Grösse der Amplitude und der Druckfestigkeitszunahme bzw. Abnahme kein gesetzmässiger Zusammenhang abgeleitet werden kann. Hingegen zeigen die Graphen, dass der Zeitpunkt der Beeinflussung der dynamischen Beanspruchung des Festigkeitsverhaltens wesent-

lich beeinflusst. Zwischen 3 h und 5 h, 5 h und 10 h und zwischen 10 h und 24 h hat der Graph der Amplitude II einen eindeutig gegensinnigen Verlauf zu den beiden anderen Graphen. Daraus resultiert die aus der statistischen Auswertung ersichtliche leichte Wechselbeziehung zwischen Amplitude und Zeitpunkt.

*

Der Verfasser dankt Prof. Dr. A. Rösli, Leiter des Institutes für Baustoffe, Werkstoffchemie und Korrosion, ETH Zürich, für seine Hinweise und Ratschläge sowie Herrn R. Buser, dipl. Ing. ETH, für die wertvollen Anregungen, Herrn Helbling, Ing. HTL, für die Bedienung sämtlicher Versuchsmaschinen, Herrn Studer, dipl. Ing. ETH, Vorsteher der Abteilung Beton, EMPA Dübendorf, für die Beratung in der Versuchsplanung und statistischen Auswertung. Besonderen Dank gebührt Dr. H. Bendel vom geotechnischen Ingenieurbüro Dr. H. Bendel GmbH, Luzern, für die spezifischen Unterlagen zu dieser Arbeit sowie die vielen Anregungen auf dem Gebiet der Erschütterungsmessungen.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Bendel, GmbH, geotechnisches Ingenieurbüro, Luzern: «Erschütterungsmessungen beim Rückzug der Spundbohlen Center Sonnenhof in Rapperswil.»
- [2] Diverse Fachliteratur der Mechanik und Physik.
- [3] Papadakis M.: «Die Bedeutung der Feinstoffe in der Fliesskunde des Frischbetons.» Betonstein-Zeitung, Heft 11, 19.
- [4] Kindel: «Einfluss von Erschütterungen auf frischen Beton.» Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Eisenbetons, Heft 36, Berlin 1932.
- [5] Diederichs P.: «Versuche über Verringerung der Betonfestigkeit infolge Erschütterungen durch Flakschiessen oder Rammarbeiten.» Beton- und Stahlbetonbau, Vol. 43, Heft 5/6, 1944.
- [6] Walz K.: «Rüttelbeton.» Verlag Wilh. Ernst und Sohn, Berlin 1960.
- [7] Hilsdorf H., Finsterwalder K.: «Untersuchungen über den Einfluss einer Nachverdichtung auf Festigkeit, Kriechen und Schwinden von Beton.» Verlag Wilh. Ernst und Sohn, Berlin 1966, Deutscher Ausschuss für Stahlbeton, Heft 184.

Adresse des Verfassers: G. Desserich, cand. Bauing. ETH, Langensandstrasse 74, 6005 Luzern.

Stand- und Entgleisungssicherheit bei Zahnradbahnen

Von Gaston Borgeaud, Winterthur

III. Teil (Fortsetzung)*

3 Die verschiedenen Antriebsarten

Die Zahnrad- oder Adhäsionsantriebe können im Rahmen oder auf den Radsatzachsen gelagert sein. Im letzteren Falle weisen sie

eine Drehmomentstütze auf, die gemäss Bild 15 allgemein geneigt sein kann. Die geneigte Drehmomentstütze wird praktisch stets am Gestellrahmen, die horizontale hingegen am Gestellrahmen oder direkt am Kasten angelenkt. Es ergeben sich somit die in Tabelle 4 dargestellten drei Antriebsarten, zu deren Kennzeichnung die dabei aufgeführten Faktoren notwendig sind.

* I. Teil (mit Bezeichnungen): Heft 27/28, S. 535–550, II. Teil: Heft 30/31, S. 583–589.

Tabelle 4 Gruppierung und Kennzeichnung der Antriebsarten.

	Rahmenantrieb	Tatzlagerantrieb	
		Drehmomentstütze	
		geneigt → G. Rahmen	hor. → Kasten
Antr. Art	1	2	3
b_n	0	wie vorhanden	
λ_n	1	0	0
ν_n	0	1	1
$\bar{\nu}_n$	0	$\sin \delta_n$	0
Γ_n	0	0	1

Bei den verschiedenen Antriebsarten kann der Motor im Antrieb selbst sein oder ihn von einem anderen Fahrzeugteil aus über eine quer- oder längsliegende Kardanwelle antreiben (vom Gestellrahmen oder vom Kasten aus beim Tatzlagerantrieb bzw. vom Kasten aus beim Rahmenantrieb). Es sind somit verschiedene Fälle zu unterscheiden, die durch die in Tabelle 5 aufgeführten Größen gekennzeichnet werden können.

Tabelle 5: Die möglichen Antriebsfälle

Kardanwelle	κ_n	\mathcal{G}_{qk}	\mathcal{G}_{xk}	k
quer	1	± 1	0	$\leq m$
längs	1	0	± 1	$\leq m$

	Tatzlagerantrieb			Rahmenantrieb	
	Motor im			Motor im	
	Antrieb	G. Rahmen	Kasten	G. Rahmen	Kasten
k	$(m+1)$	$\leq m$	$\leq m$	$(m+1)$	$\leq m$
γ_{gn}	0	1	0	1	0
γ_{cn}	0	0	1	0	1

Dabei sind \mathcal{G}_{xk} und \mathcal{G}_{qk} die Faktoren \mathcal{G}_{xp} und \mathcal{G}_{qp} , die sich mit ($p = k$) auf die Kardanwelle beziehen. (0 wenn k nicht $\leq m$)

4 Die Rückwirkungen der Antriebe

Die Antriebsrückwirkungen entstehen einerseits durch die Trägheit der einzelnen beschleunigten oder verzögerten rotierenden Teile p und andererseits durch das Spiel der internen Übertragungskräfte. Diese Trägheitswirkungen und Übertragungskräfte werden über die Wellenlagerungen vom Antriebsgehäuse übernommen, das sie über seine Abstützungen weiterleitet.

4.1 Einfluss der rotierenden Teile

Jeder rotierende Teil des Antriebes übt beim Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgang ein Reaktionsmoment

$$\mathcal{M}_p = \dot{\omega} \Theta_p = \frac{2p}{D} (\Theta_p \ddot{u}_p) = pD \left(\frac{m_{\text{rot}p}}{2\ddot{u}_p} \right)$$

auf das betreffende Gehäuse über die Lagerdrücke aus, das in der entgegengesetzten Richtung wie die Winkel-Beschleunigung bzw. Verzögerung des Teiles p wirkt. Dieses Reaktionsmoment bezeichnen wir mit \mathcal{M}_{qp} , wenn die Masse um eine Querachse dreht, und mit \mathcal{M}_{xp} , wenn ihre Drehachse längsgerichtet ist. Beide definieren wir weiter als positiv, wenn sie bei Beobachtung von der rechten Fahrseite bzw. von der Talseite aus gegen den Uhrzeigersinn wirken. Dies ist der Fall, wenn bei gleicher Beobachtung die Masse p

bei Bergfahrt im Uhrzeigersinn dreht und die Beschleunigung bzw. Verzögerung positiv, das heisst bergwärts gerichtet, ist. Es gilt somit

$$\mathcal{M}_{xp} = p \left(\frac{D m_{\text{rot}p} \mathcal{G}_{xp}}{2\ddot{u}_p} \right) \quad \text{und} \quad \mathcal{M}_{qp} = p \left(\frac{D m_{\text{rot}p} \mathcal{G}_{qp}}{2\ddot{u}_p} \right)$$

wobei \mathcal{G} einen Faktor bedeutet, den den Wert +1 bzw. -1 aufweist, wenn bei Bergfahrt und bei der oben erwähnten Beobachtung die betreffende Masse im Uhrzeigersinn bzw. gegen den Uhrzeigersinn dreht. Der Klammerausdruck in obigen Beziehungen ist allein durch das Fahrzeug gegeben und ist daher als Fahrzeugdate zu betrachten. Es stellt das auf die Radsatz- bzw. Zahnradachse bezogene Massenmoment

$$(79) \quad m_{xp} = \frac{D m_{\text{rot}p} \mathcal{G}_{xp}}{2\ddot{u}_p} \quad \text{bzw.} \quad m_{qp} = \frac{D m_{\text{rot}p} \mathcal{G}_{qp}}{2\ddot{u}_p}$$

dar. Damit ergeben sich die Reaktionsmomente einfacher zu

$$(80) \quad \mathcal{M}_{xp} = p m_{xp} \quad \text{und} \quad \mathcal{M}_{qp} = p m_{qp}$$

Beim Kardanwellenantrieb liegt eine erste Gruppe rotierender Teile p im Achsantrieb selbst und eine zweite im Gestellrahmen bzw. im Kasten. Numerieren wir diese Teile von 1 bis m beim Triebzahnrad im Falle des Zahnradantriebes bzw. erst nach dem Radsatz im Falle des Adhäsionsantriebes anfangend, dann besteht die erste Gruppe aus den Teilen 1 bis (k) und die zweite aus den Teilen $k+1$ bis m .

Setzen wir zur Vereinfachung der Schrift die Größen

$$(81) \quad m_{xn} = \sum_{p=1}^m m_{xp} \quad \text{und} \quad m_{qn} = \sum_{p=1}^m m_{qp}$$

sowie

$$(82) \quad m_{kxn} = \sum_{k+1}^m m_{xp} \quad \text{und} \quad m_{kqn} = \sum_{k+1}^m m_{qp}$$

ein, dann ergibt sich das totale Reaktionsmoment der ersten Gruppe zu

$$p(m_{xn} - m_{kxn}) \quad \text{bzw.} \quad p(m_{qn} - m_{kqn})$$

und dasjenige der zweiten Gruppe zu

$$p m_{kxn} \quad \text{bzw.} \quad p m_{kqn}$$

4.2 Die Stützmomente \mathcal{D} des Antriebes

Die Reaktionsmomente \mathcal{M}_p und die internen Übertragungskräfte führen zunächst zu den verschiedenen Lagerkräften des Antriebes. Diese Lagerkräfte führen ihrerseits zu Momenten \mathcal{D}_{qn} und \mathcal{D}_{xn} , die vom Antriebsgehäuse über seine Abstützung weitergeleitet werden.

Im Falle des Kardanwellenantriebes wirken solche Momente auf den Antrieb selbst. Sie werden daher mit \mathcal{D}_{xan} bzw. \mathcal{D}_{qan} bezeichnet. Andere wirken auf den Gestellrahmen oder auf den Kasten. Diese werden mit \mathcal{D}_{xon} bzw. \mathcal{D}_{qon} bezeichnet.

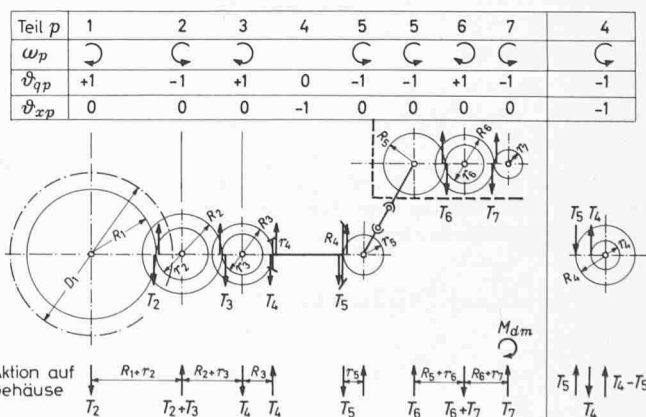


Bild 21. Kräfteverhältnisse in einem Kardanwellenantrieb mit querliegenden Kardanwelle und mit Quermotor

Wie diese Momente entstehen bzw. sich aufbauen, wird nachfolgend im Beispiel eines unverkuppelten Zahnradantriebes mit querliegender Kardanwelle und mit Quermotor gezeigt. Dabei werden 7 rotierende Teile p vorausgesetzt (siehe Bild 21). Aus dem Motormoment

$$M_{dm} = \frac{X_{zn} D_z}{2 \ddot{u}_7} = \frac{X_{zn} D_z}{2 \ddot{u}_m}$$

entsteht der Zahndruck

$$T_7 = \frac{M_{dm} - \Theta_7 \dot{\omega}_7}{r_7} = \frac{D_z (X_{zn} - p m_{rot7})}{2 \ddot{u}_7 r_7}$$

Daraus folgt

$$T_6 = \frac{T_7 R_6 - \Theta_6 \dot{\omega}_6}{r_6} = \frac{D_z \left((X_{zn} - p m_{rot7}) R_6 - \frac{p m_{rot6}}{\ddot{u}_6} \right)}{2 \ddot{u}_6 r_6}$$

Wie dies leicht festzustellen ist, gilt für die Übersetzung \ddot{u}_i eines Teiles ($p = i$) die allgemeine Beziehung

$$(83) \quad \ddot{u}_i = \frac{\ddot{u}_{(i+1)} r_{(i+1)}}{R_i}$$

so dass obige Beziehung zu

$$T_6 = \frac{D_{zn}}{2 \ddot{u}_6 r_6} \left(X_{zn} - p \sum_{p=6}^m m_{rot p} \right)$$

wird. In ähnlicher Weise lassen sich T_5 aus T_6 , T_4 aus T_5 usw. ableiten, und diese Ableitung zeigt, dass für den Zahndruck T_i des Teiles ($p = i$) die allgemeine Gleichung

$$(84) \quad T_i = \frac{D_{zn}}{2 \ddot{u}_i r_i} \left(X_{zn} - p \sum_{p=i}^m m_{rot p} \right)$$

aufgestellt werden kann.

Gemäss Bild 11 ergibt sich das Reaktionsmoment \mathfrak{D}_{qan} zu

$$\mathfrak{D}_{qan} = T_2(R_1 + r_2) - T_3(R_2 + r_3) + T_4 R_3 + T_5 r_5$$

Die Berücksichtigung der im Bild aufgeführten \mathfrak{g}_{xp} und \mathfrak{g}_{qp} -Werte und das Einsetzen der Gleichungen (83) und (84) in diese Beziehung führt nach Umformungen zu

$$\mathfrak{D}_{qan} = \frac{D_{zn}}{2} \left[(X_{zn} - p m_{rot n}) - \left(X_{zn} - p \sum_{k=1}^m m_{rot k} \right) \left(\frac{\mathfrak{g}_{qk}}{\ddot{u}_k} \right)_n \right] - p(m_{qn} - m_{kqn})$$

In gleicher Weise ergeben sich

$$\mathfrak{D}_{xan} = T_4 r_4 - T_5 R_4 = - \frac{D_{zn} p m_{rot 4}}{2 \ddot{u}_4} = p \sum_{p=1}^k m_{xp} = p(m_{xn} - m_{kxn})$$

$$\begin{aligned} \mathfrak{D}_{qon} &= -T_6(R_5 + r_6) + T_7(R_6 + r_7) - M_{dm} = \\ &= \frac{D_{zn}}{2} \left(X_{zn} - p \sum_{k=1}^m m_{rot k} \right) \left(\frac{\mathfrak{g}_{qk}}{\ddot{u}_k} \right)_n + p m_{kqn} \end{aligned}$$

und $\mathfrak{D}_{xon} = 0$

bzw., da $\mathfrak{g}_{x5} = \mathfrak{g}_{x6} = \mathfrak{g}_{x7} = 0$ $\mathfrak{D}_{xon} = p m_{kxn}$

Aus der gleichen, für die verschiedenen möglichen Fälle gemachten Untersuchung folgt, dass man folgende allgemeingültige Beziehungen aufstellen kann

$$(85) \quad \mathfrak{D}_{xon} = \left[\frac{D_{zn}}{2} (\zeta_n X_{zg} + X_{zwn} - p m_{rot kn}) + \frac{D_{rn}}{2} (\alpha_n X_{Ag} + X_{Awn} - p m_{rot kn}) \right] \mathfrak{g}_{qn}^* + p m_{kxn}$$

$$(86) \quad \mathfrak{D}_{xan} = p m_{xn} - \mathfrak{D}_{xon}$$

$$(87) \quad \mathfrak{D}_{qon} = \left[\frac{D_{zn}}{2} (\zeta_n X_{zg} + X_{zwn} - p m_{rot kn}) + \frac{D_{rn}}{2} (\alpha_n X_{Ag} + X_{Awn} - p m_{rot kn}) \right] \mathfrak{g}_{qn}^* + p m_{kqn}$$

$$(88) \quad \mathfrak{D}_{qan} = \Theta_n \left[\frac{D_{rn}}{2} (\beta_n X_{Bg} - \psi \bar{U}_n) (\ddot{u}_{rn} - 1) + p m_{qrn} - \frac{D_{zn}}{2} p m_{rot rn}^* \right] + \frac{D_{zn}}{2} (\zeta_n X_{zg} + X_{zwn} - p m_{rot zn}) + \frac{D_{rn}}{2} (\alpha_n X_{Ag} + X_{Awn} - p m_{rot an}) + p m_{qn} - \mathfrak{D}_{qon}$$

Dabei bedeutet $m_{rot n}^*$ die auf den Zahnradteilkreis reduzierte rotierende Masse der mit dem Zahnradantrieb n verkuppelten Radsätze

$$(89) \quad m_{rot n}^* = \Theta_n \sum_{r=1}^2 \varrho_{nr} m_{rot r} \left(\frac{D_{rn}}{r_{zn}} \ddot{u}_{rn} \right)^2$$

Beim Tatzenlagerantrieb werden \mathfrak{D}_{xon} und \mathfrak{D}_{qon} vom Gestellrahmen bzw. vom Kasten, \mathfrak{D}_{xan} vom Radsatz und \mathfrak{D}_{qan} von der Drehmomentstütze übernommen. Diese hat ferner ein weiteres Moment vom Zahndruck Z_n aus zu übernehmen, wenn sich die Zahnradachse nicht auf gleicher Höhe wie die Radsatzachse befindet. Aus \mathfrak{D}_{qan} und Z_n folgt

$$(90) \quad B_n = \frac{v_n}{b_n} \left[\mathfrak{D}_{qan} + Z_n \left(\frac{D_{rn} - D_{zn}}{2} - u_{zn} \right) \right]$$

Diese Stützkraft wirkt in der einen Richtung auf den Gestellrahmen bzw. auf den Kasten und in der anderen Richtung auf den Radsatz. Bei den Achsantrieben mit horizontaler Drehmomentstütze wirkt sie horizontal und hat daher keinen unmittelbaren Einfluss auf die vertikale Radsatzbelastung. Sie hat aber ein Moment

$$b_n B_n = v_n \left[\mathfrak{D}_{qan} + Z_n \left(\frac{D_{rn} - D_{zn}}{2} - u_{zn} \right) \right]$$

zur Folge, das im Moment M_{nq} berücksichtigt wird. Bei der Antriebsart 2 wirkt B_n dagegen z. T. vertikal. Bei unsymmetrischer Anordnung der Antriebe im Gestell führt sie zu ungleichmässigen Lagerdruck- bzw. Raddruckänderungen. Es ist daher notwendig, diese Druckänderungen besonders zu untersuchen.

Beim Rahmenantrieb werden \mathfrak{D}_{xan} und \mathfrak{D}_{qan} vom Gestellrahmen übernommen.

4.3 Die bei der Antriebsart 2 [gekennzeichnet durch $v_n(1 - \Gamma_n) = 1$] infolge der Drehmomentstützkkräfte B_n entstehenden Lager- und Raddruckänderungen

Die sich bei der Antriebsart 2 durch die Stützkkräfte ergebenden Verhältnisse sind in Bild 22 dargestellt. In diesem Bild ist je ein Antrieb je Radsatz vorausgesetzt. Es könnten aber auch zwei unabhängige Antriebe (ein Zahnrad- und ein Adhäsionsantrieb) auf einer Achse vorhanden sein. Deshalb sollen in folgenden Ableitungen jeweils die Kräfte B_{n1} und B_{n2} sowie ihre Momente summiert über n in Betracht gezogen werden.

Werden die auf den Rahmen wirkenden Stützkkräfte B_n auf das Zentrum O des Rahmens verlegt, dann wirken dort

$$(91) \quad \text{eine Kraft} \quad V = \sum_n \bar{v}_{nr1} B_n - \sum_n \bar{v}_{nr2} B_n$$

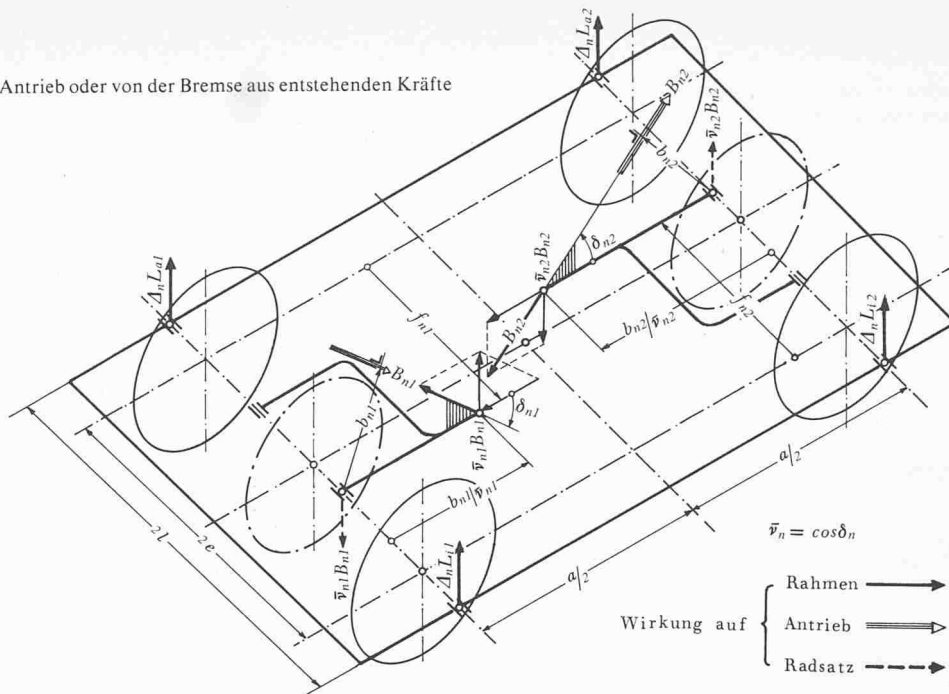
$$(92) \quad \text{ein Moment} \quad M_{nx} = + \sum_n B_n (\bar{v}_{nr1} + \bar{v}_{nr2}) (f_n - e)$$

$$(93) \quad \text{ein Moment} \quad M_{nq} = - \sum_n B_n \frac{(\bar{v}_{nr1} + \bar{v}_{nr2}) a - 2(1 - \Gamma_n) b_n}{2}$$

Unter Voraussetzung eines verwindungsfreien Rahmens ergeben sich die Lagerdruckänderungen zu

$$(94) \quad \left\{ \begin{aligned} \Delta_n L_{ar} &= + \tau_r \frac{M_{nx}}{2l} \\ \Delta_n L_{ir} &= - \tau_r \frac{M_{nx}}{2l} \end{aligned} \right\} - \varrho_r \frac{V}{4} - \kappa_r \frac{M_{nq}}{2a}$$

Bild 22. Die vom Antrieb oder von der Bremse aus entstehenden Kräfte



wobei die Verteilungsfaktoren τ_r , ρ_r und ξ_r im Abschn. 2.8 begründet wurden und in der Schlusstabelle angegeben sind.

Diese Lagerdruckänderungen führen zu den Raddruckänderungen

$$(95) \quad \left\{ \begin{aligned} \Delta_n R_{a1} &= -\rho_1 \frac{V}{4} - \xi_1 \frac{M_{nq}}{2a} + \tau_1 \frac{M_{nx}}{2e} - \sum_n \bar{v}_{nr1} B_n \left(\frac{f_n - 2e}{2e} \right) \\ \Delta_n R_{i1} &= -\rho_1 \frac{V}{4} - \xi_1 \frac{M_{nq}}{2a} - \tau_1 \frac{M_{nx}}{2e} + \sum_n \bar{v}_{nr1} B_n \frac{f_n}{2e} \\ \Delta_n R_{a2} &= -\rho_2 \frac{V}{4} - \xi_2 \frac{M_{nq}}{2a} + \tau_2 \frac{M_{nx}}{2e} - \sum_n \bar{v}_{nr2} B_n \frac{f_n}{2e} \\ \Delta_n R_{i2} &= -\rho_2 \frac{V}{4} - \xi_2 \frac{M_{nq}}{2a} - \tau_2 \frac{M_{nx}}{2e} + \sum_n \bar{v}_{nr2} B_n \left(\frac{f_n - 2e}{2e} \right) \\ \Delta_n R_{a3} &= -\rho_3 \frac{V}{4} - \xi_3 \frac{M_{nq}}{2a} + \tau_3 \frac{M_{nx}}{2e} \\ \Delta_n R_{i3} &= -\rho_3 \frac{V}{4} - \xi_3 \frac{M_{nq}}{2a} - \tau_3 \frac{M_{nx}}{2e} \end{aligned} \right.$$

woraus sich die Achsdruckänderungen zu

$$(96) \quad \left\{ \begin{aligned} \Delta_n Q_1 &= \sum_n \left(\frac{2 - \rho_1 + \xi_1}{2} \bar{v}_{nr1} + \frac{\rho_1 + \xi_1}{2} \bar{v}_{nr2} - \xi_1 \frac{b_n(1 - \Gamma_n)}{a} \right) B_n \\ \Delta_n Q_2 &= \sum_n \left(-\frac{\rho_2 - \xi_2}{2} \bar{v}_{nr1} - \frac{2 - \rho_2 - \xi_2}{2} \bar{v}_{nr2} - \xi_2 \frac{b_n(1 - \Gamma_n)}{a} \right) B_n \\ \Delta_n Q_3 &= \sum_n \left(-\frac{\rho_3 - \xi_3}{2} \bar{v}_{nr1} + \frac{\rho_3 + \xi_3}{2} \bar{v}_{nr2} - \xi_3 \frac{b_n(1 - \Gamma_n)}{a} \right) B_n \end{aligned} \right.$$

7) ergeben 7). Wenn die Antriebe symmetrisch gegenüber dem Zentralpunkt zwischen beiden Radsätzen 1 und 2 angeordnet sind und bei jedem Antriebspaar gleich stark wirken, dann wird

$$\sum \bar{v}_{nr1} B_n = \sum \bar{v}_{nr2} B_n = \frac{1}{2} \sum \bar{v}_n B_n$$

so dass sich V zu Null ergibt. Damit vereinfacht Gleichung (94) zu

$$\left. \begin{aligned} \Delta_n L_{ar} &= +\tau_r \frac{M_{nx}}{2l} \\ \Delta_n L_{ir} &= -\tau_r \frac{M_{nx}}{2l} \end{aligned} \right\} -\xi_r \frac{M_{nq}}{2a}$$

7) Dabei bedeuten \bar{v}_{nr1} und \bar{v}_{nr2} den Faktor \bar{v}_{nr} für $r = 1$ bzw. 2

Wird ferner beim zweiachsigen Gestell ($\xi_1 = -1$, $\xi_2 = +1$) gleiche Steifigkeit beider Radsatzfederungen vorausgesetzt ($\tau_1 = \tau_2 = 0,5$), dann vereinfachen sich auch Gleichungen (95) und werden

$$(97) \quad \left\{ \begin{aligned} \Delta_n R_{a1} &= \Delta_n R_{i1} = + \\ \Delta_n R_{a2} &= \Delta_n R_{i2} = - \end{aligned} \right\} \sum_n (1 - \Gamma_n) \frac{\bar{v}_n b_n B_n}{2a}$$

Diese beiden Gleichungen zeigen, dass bei symmetrischer Anordnung der Antriebe im Gestell und bei gleich starker Wirkung derselben beide Räder des gleichen Radsatzes die gleiche Raddruckänderung aufweisen. Ist nur ein Antrieb vorhanden oder in Wirkung, dann tritt in den Gleichungen (91) ÷ (95) nur die entsprechende Kraft B_{n1} oder B_{n2} auf, so dass die Raddruckänderungen unsymmetrisch werden.

5 Einfluss der äusseren Querkräfte

Allgemein können folgende Querkräfte auf das betrachtete Fahrzeug wirken:

- a) der Winddruck W in der Querrichtung
- b) die Querkomponenten $G \sin \delta$ der einzelnen Teilgewichte infolge einer allfälligen Überhöhung des Gleises
- c) die Querkräfte K_{oq} und K_{uq}
- d) die Zentrifugalkräfte \mathfrak{Z} der einzelnen Teile
- e) die Reibungskräfte zwischen Zahnradern und Zahnstange
- f) allfällige Spurkranzdrücke \mathfrak{P}
- g) die Reibungskräfte zwischen Rad und Schiene.

Die Kräfte unter f) und g) ergeben sich aus den Verhältnissen am Fahrgestell und am Radsatz. Sie sind daher als interne Kräfte zu bezeichnen und müssen in jedem konkreten Fall besonders untersucht werden. Für eine allgemeine Betrachtung können somit nur die äusseren Kräfte zusammengefasst werden.

Die von a) bis e) erwähnten Kräfte können ohne Berücksichtigung der internen Vorgänge ermittelt werden und sind daher als äussere Kräfte zu betrachten. Dabei sind die Querkomponenten K_{oq} und K_{uq} durch die Beziehungen

$$(98) \quad K_{uq} = \chi_u K_u \quad \text{und} \quad K_{oq} = \chi_o K_o$$

gegeben, deren Faktoren χ_o und χ_u aus der gegenseitigen Stellung der betreffenden Fahrzeuge im Zusammenhang mit den vorhandenen Zug- und Stossvorrichtungen unter Berücksichtigung der Pufferreibung nach der Beziehung

$$(99) \quad \chi = \frac{\sqrt{K^2 \tan^2 \varphi + \mu_k K}}{\sqrt{K^2 - \mu_k \tan^2 \varphi K}}$$

zu ermitteln sind.

Es ist zu unterscheiden, ob der Zughaken am Fahrzeugkasten oder am Laufgestell befestigt ist. Beide Fälle können jedoch mit Hilfe der Faktoren ξ_c , ξ_o und ξ_u gleichzeitig behandelt werden, die mit folgenden Werten einzusetzen sind:

$\xi_c = 1$, $\xi_u = \xi_o = 0$, wenn die Zug- oder Stossvorrichtung am Kasten bzw.

$\xi_c = 0$, $\xi_u = \xi_o = 1$, wenn die Zug- oder Stossvorrichtung am Drehgestell angeordnet ist. Die auf den Kasten und auf das einzelne Drehgestell wirkenden äusseren Kräfte sind in den Bildern 23 bis 25 zusammengestellt. Die für den Kasten in bezug auf die Punkte E' und E'' aufgestellten Gleichgewichtsbedingungen $\sum M_z = 0$ führen zu

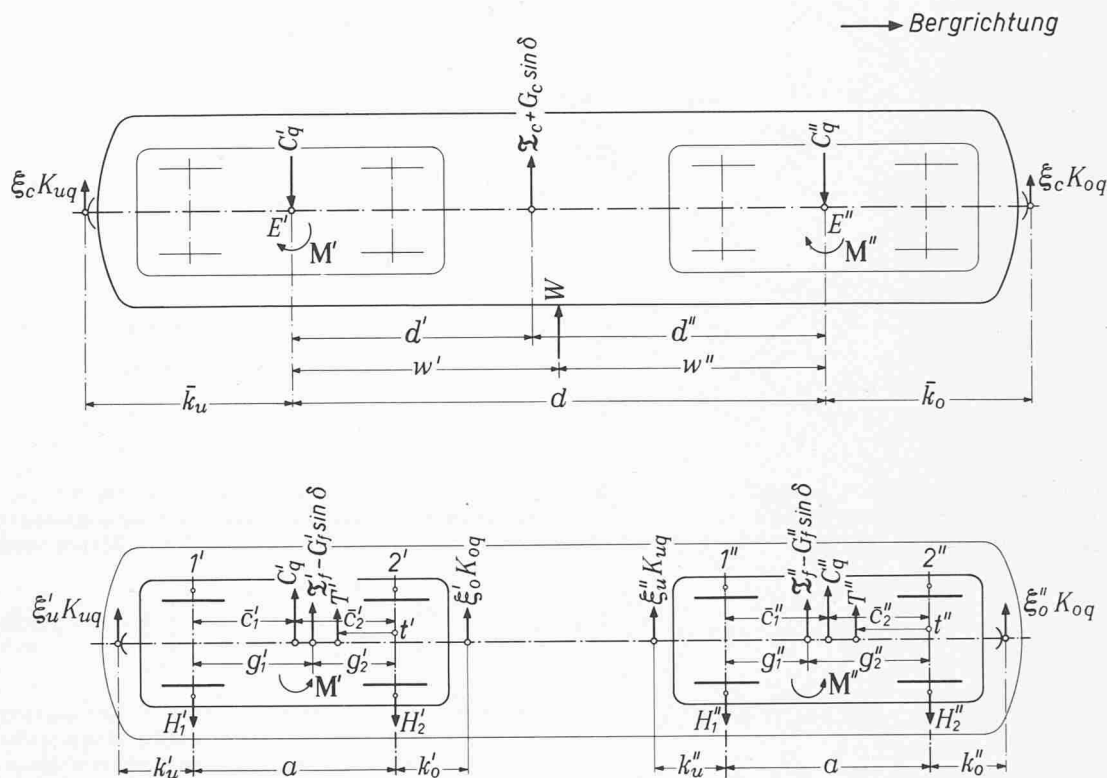


Bild 23. Die auf den Kasten und die einzelnen Triebgestelle eines Drehgestell-Fahrzeuges wirkenden äusseren Querkräfte

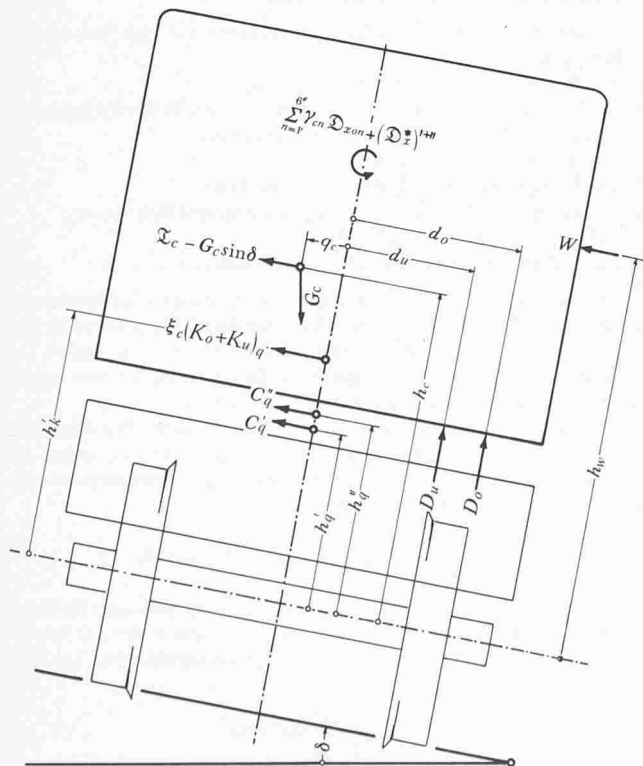


Bild 24. Die auf den Kasten wirkenden Querkräfte

$$(100)' \quad C_q' = \frac{1}{d} [w''W - d''(G_c \sin \delta - T_c) + (M' + M'') + \xi_c(d + \bar{k}_u)K_{uq} - \xi_c \bar{k}_o K_{oq}]$$

$$(100)'' \quad C_q'' = \frac{1}{d} [w'W - d'(G_c \sin \delta - T_c) - (M' + M'') + \xi_c(d + \bar{k}_o)K_{oq} - \xi_c \bar{k}_u K_{uq}]$$

und die in bezug auf die Längsachse durch den Punkt O_q der Querverbindung zwischen Kasten und Drehgestell aufgestellte Gleichgewichtsbedingung ($\sum M_x = 0$) zu einem totalen Kastenstützmoment

$$(101) \quad M_c = (h_w - h_q')W - (h_c - h_q'')(G_c \sin \delta - T_c) + \sum_n (\gamma_{cn} D_{xon})^{'+''} + C_q' \left[\frac{1}{2} (D_{r1} - D_{r1}') + (h_q' - h_q'') \right] + \xi_c (h_k' - h_q')(K_{uq} + K_{oq}) + (d_u D_u + d_o D_o)^{'+''} + q_c G_c \cos \delta + (D_x^*)^{'+''}$$

Die auf den einzelnen Drehgestellrahmen wirkenden Querkräfte T_R sind:

- die Drehzapfenquerkraft C_q
- die Querkraft K_{dq}
- die Gewichtskomponente $G_f \sin \delta$
- die Trägheitskraft T_f und
- die Reibungskräfte Z_{qz} , falls diese beim Tatzelagerantrieb vom Rahmen übernommen wird ($\lambda_2 = 1$), falls die Zahnräder z im Rahmen gelagert sind.
- die Lagerquerkräfte H_1 und H_2
- die äusseren Querkräfte T_1 und T_2

6 Die Mitnahmekräfte C_x und Kastenstützkräfte C_v

Die auf den Kasten und die Drehgestellrahmen in der senkrechten Längsebene wirkenden Kräfte und Momente sind in Bild 26 angegeben. Sie schliessen u. a. die bei schrägen Puffern oder Zugvorrichtungen entstehenden senkrechten Komponenten

$$(105) \quad K_{ov} = -\kappa_o K_o \quad \text{und} \quad K_{uv} = +\kappa_u K_u$$

der Kupplungskräfte K ein.

Aus den auf das einzelne Gestell wirkenden Kräften ergeben sich die Mitnahmekräfte zu

$$(106) \quad \begin{cases} C_x' = (Z_g' + \psi \sum U_r') + \xi_u' K_u + \xi_o' K_o - (G_g' \sin \alpha + \bar{p} \bar{m}_g') - \\ \quad - \psi w \left(G_g' + G_c \frac{g'}{g} \right) \\ C_x'' = (Z_g'' + \psi \sum U_r'') + \xi_u'' K_u + \xi_o'' K_o - (G_g'' \sin \alpha + \bar{p} \bar{m}_g'') - \\ \quad - \psi w \left(G_g'' + G_c \frac{g''}{g} \right) \end{cases}$$

und die Stützkräfte zu

$$(107)' \quad C_v' = \frac{1}{g} \left\{ g' G_c \cos \alpha + (h_c - h_c') (G_c \sin \alpha + \bar{p} \bar{m}_c) + \xi_c [(g + \bar{k}_o) K_{uv} - \bar{k}_o K_{ov}] - \right. \\ \left. - D_o' (g - c_2' - s_2') - D_u' (g + c_1' + s_1') + D_o'' (c_2'' + s_2'') - D_u'' (c_1'' + s_1'') + \right. \\ \left. + N_u (g + s_u) - N_o s_o + (\mathfrak{D}_q^*)^{'+''} + \sum_{n=1}^{6''} \left[\Gamma_n B_n \left(\frac{D_{rn} - D_{rl}}{2} + b_n - h_x \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \gamma_{cn} \mathfrak{D}_{qon} \right] + C_x'' \left[\left(\frac{D_{rl}}{2} + h_x \right)' - \left(\frac{D_{rl}}{2} + h_x \right)'' \right] - \xi_c (h_k' - h_k'') (K_o + K_u) \right\}$$

(107)''

$$C_v'' = \frac{1}{g} \left\{ g'' G_c \cos \alpha - (h_c - h_c'') (G_c \sin \alpha + \bar{p} \bar{m}_c) + \xi_c [(g + \bar{k}_o) K_{ov} - \bar{k}_o K_{uv}] + \right. \\ \left. + D_u' (c_1' + s_1') - D_o' (c_2' + s_2') - D_u'' (g - c_1'' - s_1'') - D_o'' (g + c_2'' + s_2'') + \right. \\ \left. + N_o (g + s_o) - N_u s_u - (\mathfrak{D}_q^*)^{'+''} - \sum_{n=1}^{6''} \left[\Gamma_n B_n \left(\frac{D_{rn} - D_{rl}}{2} + b_n - h_x \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \gamma_{cn} \mathfrak{D}_{qon} \right] - C_x'' \left[\left(\frac{D_{rl}}{2} + h_x \right)' - \left(\frac{D_{rl}}{2} + h_x \right)'' \right] + \xi_c (h_k' - h_k'') (K_o + K_u) \right\}$$

Zur Kontrolle müssen die C_x und C_v die Bedingungen

$$(108) \quad C_x' + C_x'' = (G_c \sin \alpha + \bar{p} \bar{m}_c) - \xi_c (K_o + K_u)$$

$$(109) \quad C_v' + C_v'' = G_c \cos \alpha + \xi_c (K_{uv} + K_{ov}) + (N_u + N_o) - (D_u + D_o)^{'+''}$$

erfüllen.

7 Die auf den Gestellrahmen wirkenden Momente

M_q , \mathfrak{M}_q und M_{gx}

Das bei jedem Fahrgestell in bezug auf die Radsatzachse 1 durch die Längskräfte gegebene Moment beträgt

$$(110) \quad M_q = h_x C_x + h_f (G_f \sin \alpha + \bar{p} \bar{m}_f) - h_k (\xi_u K_u + \xi_o K_o) - \psi w (G_g + G_{cg}) \frac{D_{rl}}{2} \\ - \sum_r (\bar{p} \bar{m}_r + G_r \sin \alpha) \left(\frac{D_{rl} - D_r}{2} \right) + \psi \sum_r U_r \left(\frac{D_{rl} - D_r}{2} \right) + X_{Bg} \sum_r \beta_r \frac{D_r}{2} + \\ \sum_n \gamma_{gn} \mathfrak{D}_{qon} + \sum_n \lambda_n \mathfrak{D}_{qan} + \sum_n Z_n \left[v_n \left(\frac{D_{rl} - D_{rn}}{2} \right) + \lambda_n \left(\frac{D_{rl} - D_{zn}}{2} - u_{zn} \right) \right] + \\ \sum_n \Gamma_n B_n \left(\frac{D_{rl} - D_{rn}}{2} + h_x \right)$$

Dabei ist der in Bild 26 nicht dargestellte Fall der auf Achsen gelagerten Zahnräder mitberücksichtigt.

Werden alle auf den Rahmen wirkenden Vertikalkräfte auf Mitte zwischen Radsätzen 1 und 2 verlegt, dann wirkt dort auf den Gestellrahmen die totale Vertikalkraft

$$(111) \quad \bar{V} = C_v + G_f \cos \alpha + D_o + D_u - \sum_z \bar{A}_z (\lambda_z + v_z \sum_r \lambda_{zr})$$

das Moment um die Querachse

$$(112) \quad \mathfrak{M}_q = G_f \cos \alpha (g_2 - \frac{1}{2}a) + C_v (c_2 - \frac{1}{2}a) + D_u (s_1 + \frac{1}{2}a) - D_o (s_2 + \frac{1}{2}a) + \\ + \xi_u (k_u + \frac{1}{2}a) K_{uv} - \xi_o (k_o + \frac{1}{2}a) K_{ov} + M_q - \mathfrak{D}_q^* + \\ + \sum_z \bar{A}_z \left[\lambda_z (z_z - \frac{1}{2}a) + v_z \sum_r \lambda_{zr} \left((z_z - a_z) + \lambda_{zr} (a_z - \frac{1}{2}a) \right) \right]$$

und das Moment um die Längsachse

$$(113) \quad M_{gx} = \sum_n (\lambda_n \mathfrak{D}_{xan} + \gamma_{gn} \mathfrak{D}_{xon}) + h_1 T_1 + h_2 T_2 + \tau_g M_c + \frac{1}{2} (D_{rl} - D_{r2}) H_2 - \\ - h_f (G_f \sin \delta - \mathfrak{F}_f) + q G_f \cos \delta + h_k (\xi_o K_{oq} + \xi_u K_{uq}) + \\ + h_q C_q + \sum_z Z_{qz} \left(v_z \sum_r \lambda_{zr} \frac{1}{2} (D_r - D_{rl}) - \lambda_z (\frac{1}{2} D_{rl} - u_z) \right) + \\ + \sum_z \bar{A}_z v_z \sum_r \lambda_{zr} (f_z - e) \left(\frac{a - 2a_z}{a} \right) - \mathfrak{D}_x^* - (d_o D_o + d_u D_u)$$

8 Die Lager-, Rad- und Achsdrücke

8.1 Die Raddrücke der Ruhe

Um die Sicherheitsfaktoren \mathfrak{S} zu ermitteln, ist es notwendig, die sich bei dem betrachteten Fall ergebenden Raddrücke \mathfrak{R} auf die Raddrücke der Ruhe zu beziehen. Diese können als diejenigen Raddrücke betrachtet werden, die entstehen, wenn sich das Fahrzeug auf horizontalem Geleise befindet, keine Antriebskraft entwickelt sowie keiner Querkraft unterworfen ist. Dementsprechend treten keine M_q , C_q und C_x auf und vereinfachen sich die Gleichungen 101, 107, 111, 112 und 113 zu

$$(101)_o \quad M_{co} = q_c G_c + (d_u D_u + d_o D_o)^{'+''}$$

$$(107)_o' \quad C_{vo}' = \frac{1}{g} \left\{ g' G_c + N_u (g + s_u) - N_o s_o - D_o' (g - c_2' - s_2') - \right. \\ \left. - D_u' (g + c_1' + s_1') + D_o'' (c_2'' + s_2'') - D_u'' (c_1'' + s_1'') \right\}$$

$$(107)_o'' \quad C_{vo}'' = \frac{1}{g} \left\{ g'' G_c - N_u s_u + N_o (g + s_o) + D_u' (c_1' + s_1') - \right. \\ \left. - D_o' (c_2' + s_2') - D_u'' (g - c_1'' - s_1'') - D_o'' (g + c_2'' + s_2'') \right\}$$

$$(111)_o \quad \bar{V}_o = C_v + G_f + (D_u + D_o)$$

$$(112)_o \quad \mathfrak{M}_{qo} = G_f (g_2 - \frac{1}{2}a) + C_{vo} (c_2 - \frac{1}{2}a) + D_u (s_1 + \frac{1}{2}a) - D_o (s_2 + \frac{1}{2}a)$$

und

$$(113)_o \quad M_{gx0} = q G_f - (d_u D_u + d_o D_o)$$

Die Achs- und Raddrücke der Ruhe ergeben sich damit zu

$$(114) \quad Q_{or} = q_r \frac{\bar{V}_o}{2} - \kappa_r \frac{\mathfrak{M}_{qo}}{a} + G_r$$

$$(115) \quad \begin{cases} R_{oar} = \frac{1}{2e} [e_{Rr} G_r + \tau_r (M_{gx0} + \tau_g M_{co})] + \frac{Q_{or} - G_r}{2} \\ R_{oir} = \frac{1}{2e} [e_{Lr} G_r - \tau_r (M_{gx0} + \tau_g M_{co})] + \frac{Q_{or} - G_r}{2} \end{cases}$$

605

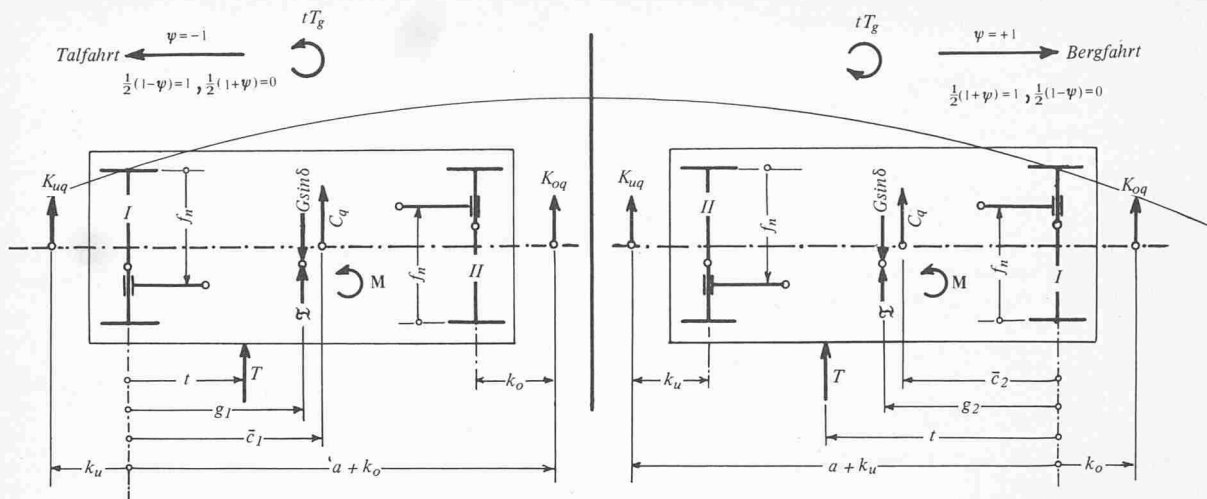


Bild 28. Entstehung des Momentes ΣtT_g bei Berg- und Talfahrt

Die weiteren Kräfte hängen dagegen von x ab und sind:

- die Reibungskräfte F zwischen Rad und Schiene
- ihre Quer- und Längskomponenten S bzw. U_i, U_a
- die Reibungskräfte Z_{qz}

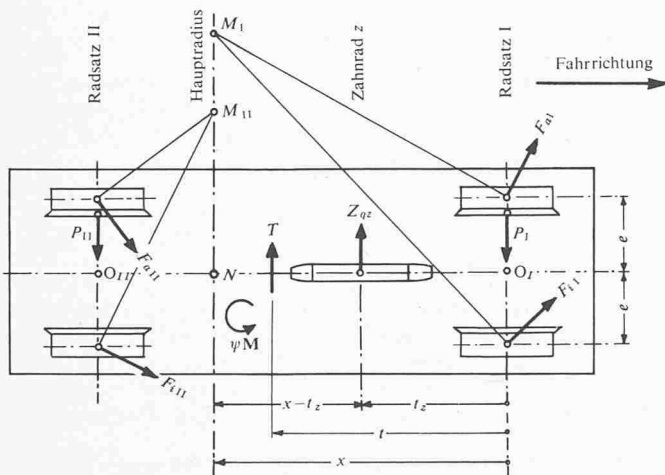


Bild 29. Zusammenstellung der parallel zur Gleisebene auf das Fahrgestell wirkenden Kräfte

Die Gleichgewichtsbedingungen am Gestell lauten (siehe Bild 29):

- Querkräfte

$$(128) \quad \Sigma S_r + \Sigma Z_{qz} + \Sigma T_g - P_{II} = P_I$$

- Momente um N

$$[\Sigma M_r + \Sigma (x - t_z) Z_{qz}] + \psi M + \Sigma (x - t) T_g - (x - a) P_{II} = x P_I$$

Momente um O

$$[\Sigma \beta_r - \Sigma t_z Z_{qz}] - \Sigma t T_g + \psi M + a P_{II} = 0$$

Fassen wir in beiden letzten Gleichungen die beiden ersten Glieder mit

$$(129) \quad M(x) = \Sigma M_r + \Sigma (x - t_z) Z_{qz} = \Sigma M_r + \Sigma Z_{qz} \left(x - \frac{(a - z_z)(1 + \psi) + z_z(1 - \psi)}{2} \right)$$

bzw. mit

$$(130) \quad \beta(x) = \Sigma \beta_r - \Sigma t_z Z_{qz} = \Sigma \beta_r - \Sigma Z_{qz} \left(\frac{(a - z_z)(1 + \psi) + z_z(1 - \psi)}{2} \right)$$

zusammen, dann wird die erste Gleichung nach Berücksichtigung von Gl. (128) zu

$$(131) \quad M(x) - x(\Sigma S_r + \Sigma Z_{qz}) = \Sigma t T_g - \psi M - a P_{II} = M - a P_{II}$$

und die zweite, nach Einführung von Gleichung (127) zu

$$(132) \quad P_{II} = \frac{M - \beta(x)}{a}$$

Diese Gleichung zeigt, dass im normal auftretenden Fall des aussen anlaufenden Gestelles folgende drei Fälle vorkommen können:

- $M > \beta(x), P_{II} > 0$: der Radsatz II läuft aussen an, das Gestell läuft in der *äusseren Sehnstellung* ($x = a/2$).
- $M = \beta(x), P_{II} = 0$: der Radsatz II läuft frei, das Gestell läuft in der *freien Anlaufstellung* ($a/2 < x < \bar{x}$).
- $M < \beta(x), P_{II} < 0$: der Radsatz II läuft innen an, das Gestell läuft in der *Spiessgangstellung* ($x = \bar{x}$).

Entscheidend für die Abklärung der Frage, ob der Fall a, b oder c auftritt, ist derjenige Wert von x , der zu

$$(133) \quad \beta(x) = M$$

führt. Bei $M > \beta(a/2)$ fällt er kleiner als $a/2$ aus. Die Richtkraft P_{II} ergibt sich in diesem Fall zu

$$P_{II} = \frac{M - \beta(a/2)}{a}$$

Sie ist positiv, hält x bei $a/2$ gefangen und führt daher zur äusseren Sehnstellung (Fall a). Fällt x nach Gleichung (133) hingegen grösser als

$$(134) \quad \bar{x} = \frac{a}{2} + \frac{sR}{a}$$

aus, dann bleibt er durch P_{II} bei diesem Wert gefangen. Diese Kraft wird zu

$$P_{II} = \frac{M - \beta(\bar{x})}{a}$$

ist negativ und hält das Gestell in *Spiessgangstellung* (Fall c).

Im Falle b der freien Anlaufstellung liegt x zwischen $a/2$ und \bar{x} , ist durch Gleichung (133) festgelegt und ist rechnerisch am besten auf dem Iterationsweg zu ermitteln.

Aus Gleichung (128) folgt unmittelbar

$$\Sigma S_r + \Sigma Z_{qz} = P_I + P_{II} - \Sigma T_g$$

aus Gleichung (131)

$$M(x) - (M - a P_{II}) = x(\Sigma S_r + \Sigma Z_{qz})$$

und aus beiden Gleichungen schliesslich

$$(135) \quad \Sigma S_r + \Sigma Z_{qz} = \frac{M - (M - a P_{II})}{x}$$

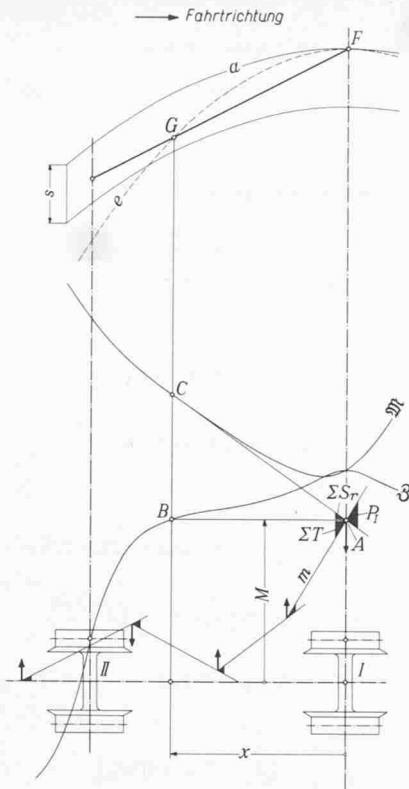


Bild 30. Das M_3 -Verfahren zur Ermittlung der Lage des Hauptradius und der Spurkranzdrücke bei freier Einstellung des Fahrgestelles

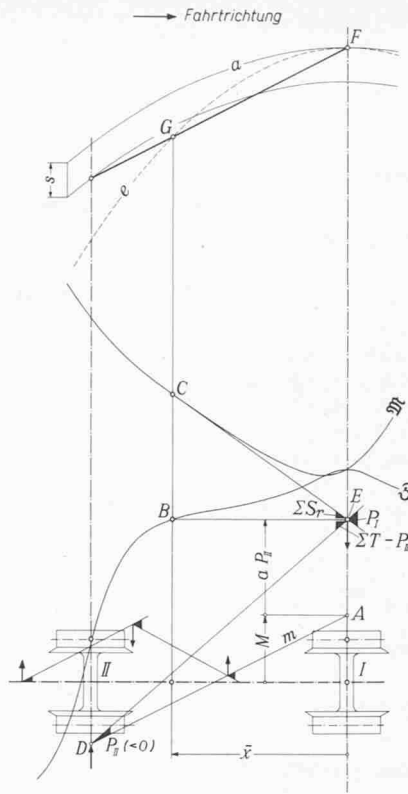


Bild 31. Das M_3 -Verfahren bei Spiessgangstellung des Fahrgestelles

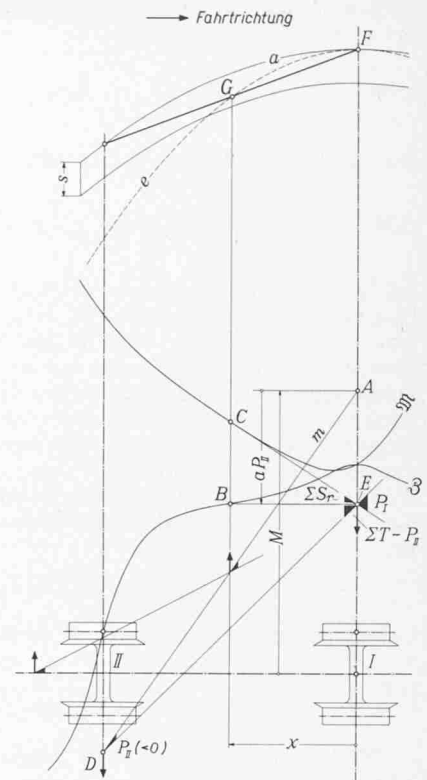


Bild 32. Das M_3 -Verfahren bei der äusseren Sehneneinstellung

Damit wird Gleichung (128) zu

$$(136) \quad P_1 = \frac{M - (M - aP_{11})}{x} + (\Sigma T_g - P_{11})$$

Werden die Verhältnisse graphisch untersucht, dann geschieht dies am übersichtlichsten mit Hilfe der beiden Kurven

$$M = f(x) \quad \text{und} \quad \beta = f(x)$$

sowie des Seilpolygons der x -unabhängigen T_g -Kräfte unter Berücksichtigung des Momentes M . Der letzte Strahl m dieses Seilpolygons weist in seinem Punkt A (siehe Bilder 30, 31 und 32) die Ordinate M auf. Im Falle der freien Anlaufstellung (Bild 30, Fall b) ist x durch denjenigen Punkt B der β -Kurve bestimmt, der die Ordinate M aufweist und daher durch die von A aus gezogene Horizontale gegeben ist. Der so ermittelte Wert von x führt zu Punkt C der M -Kurve. Die Richtkraft P_1 ergibt sich nach Gleichung (134) mit $P_{11} = 0$ zu

$$P_1 = \left(\frac{M(x) - M}{x} \right) + \Sigma T_g$$

Der Klammerausdruck entspricht dem Tangentenwinkel in A zwischen beiden Geraden AB und AC und ΣT_g , dem Winkel zwischen dem letzten Strahl m und der Geraden AB. Daraus folgt, dass P_1 durch den Tangentenwinkel in A zwischen m und der Geraden AC gegeben ist.

Im Falle der Spiessgangstellung (Bild 31, Fall c) ist der Punkt B der β -Kurve durch \bar{x} bestimmt. Die Horizontale durch B führt zum Punkte E. Die Richtkraft P_{11} ist durch den Tangentenwinkel zwischen m und der Geraden DE gegeben, nach aussen gerichtet und demnach negativ. Der Winkel in E zwischen beiden Geraden EC und EB entspricht dem ersten Glied rechts in Gleichung (136) und der Winkel zwischen EB und ED dem letzten Glied dieser Gleichung. Damit ist P_1 durch den Tangentenwinkel in E zwischen beiden Geraden ED und EC gegeben.

Bei der äusseren Sehneneinstellung (Bild 32, Fall a) treten die gleichen Zusammenhänge wie bei der Spiessgangstellung auf, mit dem Unterschied jedoch, dass hier die beiden Punkte B und C bei $x = a/2$ liegen und P_{11} positiv ausfällt.

Von dem gefundenen Wert von x aus kann die entsprechende Einstellung des Gestelles im Spurkanal ohne weiteres ermittelt werden, da seine Längsachse tangential zum Gleisbogen bei x liegen muss. Dies ist in den Bildern 30 bis 32 oben nach dem Vogelverfahren gezeigt, wobei die Lage der Gestellachse unmittelbar durch die Gerade FG gegeben ist, die den Führungspunkt F mit dem bei x liegenden Punkt G der gestrichelt gezeichneten Ellipse a verbindet, welche gegenüber der Spurellipse a die doppelte Ordinate aufweist.⁹⁾

Aus der Gleichgewichtsbedingung (Σ Querkräfte = 0) am Radatz folgt ohne Berücksichtigung des Spurkranzauftriebes (siehe Bild 27):

$$(137) \quad H_r = P_r + (G_r \sin \delta - \Sigma r) - \Sigma \bar{p}_{z,r} Z_{qz} - S_r$$

Der durch diese Gleichung gegebene Wert von H_r muss mit demjenigen übereinstimmen, der sich aus Gleichung (123) ergibt, womit die Möglichkeit einer Berechnungskontrolle gegeben ist.

8.2.2 Ermittlung des Spurkranzdruckes \mathfrak{P} und der Raddrücke \mathfrak{R}

Auf Grund der bisherigen Untersuchungen sind bekannt

- die Lage des Hauptradius: x
- der Wert der Richtkraft: P_r
- die Querkomponenten S_a und S_i der Reibungskräfte F_a und F_i zwischen Rad und Schiene
- die sich für beide Annahmen ($\mu_{z,q} = 0$) und ($\mu_{z,q} = \mu_z$) ergebenden Werte 0 bzw. $\mu_z Z$ der Querkraft

Für die Querkomponenten S der Reibungskräfte F kann der Ansatz

$$S = \mu_{sq} R$$

gemacht werden, wobei μ_{sq} das Vorzeichen von S zu übernehmen hat und somit positiv oder negativ ausfällt, je nachdem S nach aus-

⁹⁾ Streng genommen gilt dieses Verfahren nur für die quadratische Parabel. Der uns interessierende Teil der Spurellipse deckt sich aber genügend genau mit einer solchen Parabel.

sen oder nach innen auf das betreffende Rad wirkt. Daraus ergibt sich unmittelbar die Beziehung

$$(138) \quad \mu_{sqa} = \frac{S_a}{R_a} \quad \text{bzw.} \quad \mu_{sqi} = \frac{S_i}{R_i}$$

Die Gleichgewichtsbedingung ($\Sigma Y = 0$) am Radsatz führt zu

$$(139) \quad \mathfrak{Y}_r = H_r - G_r \sin \delta + \mathfrak{Z}_r + Z_{qr} + \mu_{sqa} \mathfrak{R}_a + \mu_{sqi} \mathfrak{R}_i$$

Infolge des Spurkranzauftriebes weicht die bei der Spurkranzführung entstehende Lagerquerkraft H_r etwas von derjenigen der Rollenführung (Gleichung 137) ab. Da aber H_T (Gleichung 104) den grössten Anteil an H_r liefert und sich der übrige Anteil nicht viel ändert, kann für die Ermittlung des Spurkranzdruckes \mathfrak{Y} die Lagerquerkraft der Rollenführung gemäss Gleichung (137) in Betracht gezogen werden. Ferner kann zur Vereinfachung angenommen werden, dass bei der Spurkranzführung μ_{sqa} und μ_{sqi} die gleichen Werte wie bei der Rollenführung behalten. Dementsprechend führt Gleichung (139) nach Einführung von (122), (137) und (138) zu

$$\mathfrak{Y}_r = P_r + [\mu_{sqa}(R_a - Q_a \gamma^* \mathfrak{P})]_r + [\mu_{sqi}(R_i + Q_i \gamma^* \mathfrak{P})]_r - S_r$$

Daraus folgt für den Spurkranzdruck die Beziehung

$$(140) \quad \mathfrak{Y}_r = \frac{P_r}{1 + \gamma^*(Q_a \mu_{sqa} - Q_i \mu_{sqi})}$$

Wird dies in Gleichung (122) eingesetzt, dann ergeben sich schliesslich die Raddrücke zu

$$(141) \quad \left\{ \begin{array}{l} \mathfrak{R}_a = R_{ar} - Q_a \frac{\gamma^* |P_r|}{1 + \gamma^*(Q_a \mu_{sqa} - Q_i \mu_{sqi})} \\ \mathfrak{R}_i = R_{ir} - Q_i \frac{\gamma^* |P_r|}{1 + \gamma^*(Q_a \mu_{sqa} - Q_i \mu_{sqi})} \end{array} \right.$$

und der Achsdruck zu

$$(142) \quad Q_r = Q_r - \frac{\gamma^* |P_r|}{1 + \gamma^*(Q_a \mu_{sqa} - Q_i \mu_{sqi})}$$

Der sich für jeden dieser Rad- und Achsdrücke ergebende Stabilitätsfaktor muss einen genügenden Wert aufweisen.

8.3 Die Rad- und Achsdrücke bei der Fahrt in der Geraden

Beim Lauf in der Geraden treten grundsätzlich keine Querkräfte auf, ausser eventuell der Winddruck W . Wird dieser zur Ermittlung der Längsstabilität ausser Betracht gelassen, dann reduziert sich der Ausdruck für M_c (Gleichung 101) zu

$$(101)_G \quad (M_c)_G = \left(\sum_{n=1}^6 \gamma_{cn} \mathfrak{D}_{xon} \right)^{***} + (d_u D_u + d_o D_o)^{***} + q_c G_c + (h_w - h_q) W + (\mathfrak{D}_x^*)^{***}$$

und derjenige für M_{gx} (Gleichung 74) zu

$$(113)_G \quad (M_{gx})_G = \sum_{n=1}^6 \left(\gamma_{gn} \mathfrak{D}_{xon} + \lambda_n \mathfrak{D}_{xan} \right) + \tau_g M_c + q G_f - d_u D_u - d_o D_o - \mathfrak{D}_x^* + \frac{1}{2} (D_{r1} - D_{r2}) H_2 + \sum_z \nu_z \bar{A}_z \Sigma_f \lambda_{zr} (f_z - e) \left(\frac{a - 2a_z}{a} \right)$$

Desgleichen vereinfacht sich Gleichung (120) zu

$$(120)_G \quad \left\{ \begin{array}{l} (R_{ar})_G = R_{lar} + \\ (R_{ir})_G = R_{lir} - \end{array} \right\} \frac{1}{2e} \left(\sum_{n=1}^6 \nu_{nr} \mathfrak{D}_{xan} + \tau_r M_{gx} \right)$$

wobei die Gleichungen (107), (110), (111), (112), (116), (119) und (121) grundsätzlich gültig bleiben.

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

Sonnenenergieforschung am Eidgenössischen Institut für Reaktorforschung (EIR) in Würenlingen

Sonnenenergie ist in den letzten Jahren populär geworden. Jeder spricht von dieser neuen *umweltfreundlichen* und *unerschöpflichen* Energie, die jedoch *so alt wie die Welt* ist. Die Meinungen divergieren aber stark; es gibt sowohl grosse Optimisten als auch festgefahrene Pessimisten. Dazu sagt der Forscher: «Genug diskutiert, es sollen *Messungen* durchgeführt werden!»

Die Sonnenenergienutzung ist *vom Klima abhängig*. Daraus folgt: Die Untersuchungen müssen unbedingt *lokal* durchgeführt werden. Dies gilt besonders für die *Schweiz*, die *viele Mikroklimata* aufweist. *Sonnenenergieforschung in unserem Land ist also kein Luxus, auch wenn wir im Winter oft die Hochnebelschicht über dem Mittelland haben!*

Sonnenenergie war in der Geschichte schon mehrmals aktuell. Nach ein paar Jahren ist aber jedesmal das Interesse wieder gefallen. Warum? Hauptsächlich wegen den *Kosten*! Dies ist eigentlich ein Paradoxon, da niemand Sonnenenergie verkaufen kann. Daraus ergibt sich aber das grosse Problem der Sonnenenergie: die *Kosten der Einrichtungen*, die wir brauchen, um uns diese Energie nutzbar zu machen. Es heisst also: möglichst billig bauen. Das Konzept der *Wirtschaftlichkeit* ist aber auch lokal zu betrachten: dieselbe Anlage kann in den Alpen wirtschaftlich sein und im Mittelland nicht, oder umgekehrt, aus der Tatsache, dass das Klima unterschiedlich ist.

Messkampagne an Anlagen

Um eine möglichst objektive Abschätzung des Potentials der Sonnenenergie in der Schweiz zu erhalten, hat das EIR eine mehrjährige Messkampagne an Sonnenenergieanlagen im ganzen Land aufgestellt. Anlagen werden instrumentiert, Wirkungsgrade und Erträge bestimmt, und eine *Kosten-Nutzen-Analyse* durchgeführt. Die Montagearbeiten an den ersten Anlagen sind im Gange. Die Messergebnisse werden mit theoretischen Berechnungen verglichen. Aufgrund dieser gesammelten Erfahrungen werden dann die *Normen für die Anlageproduzenten* erstellt.

Prüfen von Komponenten

Die Unterstützung der Solarindustrie durch das EIR umfasst aber auch das Prüfen von Komponenten, hauptsächlich der Kollektoren. Wir haben *zwei Prüfstände für Kollektoren*, einen *im Freien* auf dem DIORIT-Dach und einen *Kunstlichtprüfstand*, der sich in der Testphase befindet. Die Kollektorhersteller können also bei uns ihr Produkt prüfen lassen.

Die Entwicklung neuer Komponenten im Bereich der Sonnenenergie ist dringend notwendig. Überall auf der Erde werden Forschungen gemacht, hauptsächlich Materialforschung. Jeder hat schon von der *photovoltaischen Sonnenzelle*