

Hydraulische Servolenkungen benötigen Steuerventile, die in Abhängigkeit vom Drehmoment am Lenkrad den Öldruck regeln. Dies geschieht meistens durch eine Unterbrechung der mit dem Lenkrad verbundenen Lenkspindel (selbstverständlich mit Sicherheits-Endanschlägen) und Übertragung des Drehmoments mit Hilfe einer Drehstabfeder. Deren Torsionswinkel ist ein Maß für das Drehmoment und bestimmt die Stellung der Steuerventile. Die Drehstabfeder ist sehr einfach abzustimmen und sorgt zudem, da ihr Drehmomentanteil manuell erzeugt wird, für die bei schnellen Fahrzeugen nötige (und vorgeschriebene) „Rückmeldung“ der zwischen Fahrbahn und Reifen wirksamen Kräfte und Momente an das Lenkrad. Bei Hebellenkungen mit einer Lenkmutter, die ihr Reaktionsmoment am Getriebegehäuse abstützt (Bilder 8.2c und d), kann auch dieses Reaktionsmoment „federnd“ über einen Steuerkolben aufgenommen werden.

8.3 Kenngrößen der Lenkgeometrie

8.3.1 Herkömmliche Definitionen und physikalische Bedeutung

Nach Einführung der Achsschenkellenkung im Kraftfahrzeug bildete sich eine Anzahl spezieller Lenkungs-Kenngrößen heraus, die zum einen Winkelbeziehungen am Rade und zum anderen Rückwirkungen äußerer Kräfte und Momente auf das Lenkgestänge und damit das Lenkrad beschreiben.

Die „klassische“ Achsschenkellenkung der Starrachse, bei welcher der Radträger, der Achsschenkel, mit dem Starrachskörper über einen Achsschenkelbolzen drehbar verbunden ist, war noch für lange Zeit auch an Einzelradaufhängungen üblich, indem der Radträger nicht zugleich die „Koppel“ der Radaufhängung bildete, sondern an der Koppel über den Achsschenkelbolzen gelagert wurde. Erst mit der Verfügbarkeit zuverlässiger Kugelgelenke ging man dazu über, die Koppel der Radaufhängung selbst auch als Achsschenkel zu verwenden, Bild 8.3.

Die Verbindungslinie d der Kugelgelenke zwischen den Achslenkern und dem Radträger übernahm nun die Rolle des Achsschenkelbolzens.

Diese „Lenkachse“ oder „Spreizachse“ d ist im allgemeinen gegenüber der Vertikalen bzw. der z -Achse geneigt angeordnet, und zwar im Fahrzeugquerschnitt um den **Spreizungswinkel** σ und in der Fahrzeug-Seitenansicht um den **Nachlaufwinkel** τ . Diese Definitionen gelten auch bei Lenkeinschlag, d. h. sie werden stets im Querschnitt bzw. in der Seitenansicht des Fahrzeugs gemessen. Spreizungs- und Nachlaufwinkel sind wesentlich für die Änderung des Radsturzes γ über dem Lenkwinkel δ verantwortlich, worauf noch eingegangen wird.

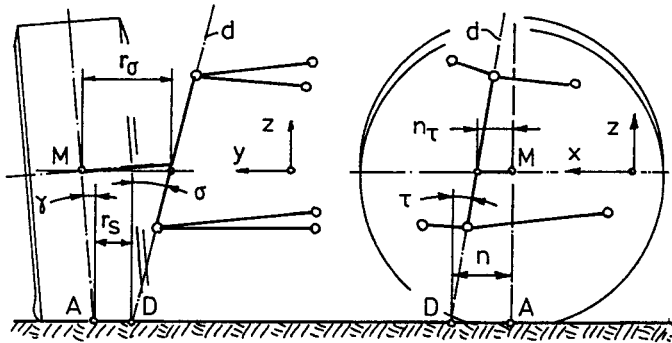


Bild 8.3. Definition der Lenkungs-Kenngrößen bei „fester“ Spreizachse

Die Lenk- oder Spreizachse d schneidet die Fahrbahnebene im Punkt D . Der horizontale Abstand der Radmittelebene vom Punkt D wird als **Lenkrollradius** oder **Lenkrollhalbmesser** r_s bezeichnet (obwohl, wie später gezeigt wird, der Radaufstandspunkt A im allgemeinen beim Lenkvorgang *nicht* an diesem Radius umläuft) und der Abstand zwischen A und D in der Seitenansicht auf das Rad als **Nachlaufstrecke** n . Die entsprechenden Strecken bezogen auf die Radmitte M sind der **Spreizungsversatz** r_σ und der **Nachlaufversatz** n_τ . Diese vier Kenngrößen sind, im Gegensatz zum Spreizungs- und zum Nachlaufwinkel, auf das Rad bezogen definiert, d. h. sie schwenken beim Lenkeinschlag mit dem Rade.

Der Lenkrollradius ist jedem Fachmann als wirksamer Hebelarm einer Bremskraft geläufig, ebenso die Nachlaufstrecke als wirksamer Hebelarm einer Seitenkraft. Wird bei front- oder allradgetriebenen Fahrzeugen das Antriebsmoment, wie bei Einzelradaufhängungen üblich, über quer liegende Gelenkwellen auf das Rad übertragen, so gilt näherungsweise der Spreizungsversatz als wirksamer Hebelarm der Antriebskraft am Lenkgestänge. Der Spreizungsversatz wird auch als „Störkrafthebelarm“ bezeichnet, weil alle Kräfte am frei rollenden Rade wie Stoßkräfte, Aquaplaningkräfte usw. über die Radlagerung an der Radmitte M auf den Radträger und damit an die Lenkung weitergeleitet werden.

Bereits an Bild 8.3 ist deutlich zu erkennen, dass die erwähnten Hebelarme bzw. Kenngrößen nicht die wahren Abstände der mit ihnen in Verbindung gebrachten Kräfte von der räumlich geneigten Spreizachse d sein können, da sie sämtlich parallel zur Fahrbahnebene bzw. der fahrzeugfesten x - y -Ebene gemessen und definiert werden. Es wäre aber nicht sinnvoll, die Darstellung der Lenkgeometrie durch die Einführung räumlich angeordneter Kenngrößen zu bereichern, denn die vorgenannten, in den Hauptebenen des Fahrzeug- bzw. Radkoordinatensystems gemessenen Parameter eignen sich erstens, wie anschließend gezeigt wird, vorzüglich für die Anwendung der Vektorrechnung und stellen zweitens unter Beachtung der Definition der Lenkübersetzung die physikalischen Vorgänge korrekt dar.

Der Radlasthebelarm möge positiv definiert sein, wenn die Radlast ein rückstellendes, gegen den Drehsinn der Winkelgeschwindigkeit ω_K des Radträgers gerichtetes Moment M_d um die Lenkachse d ausübt. Letzteres ist in Bild 8.4 demnach positiv anzusetzen, wenn es im Sinne des dem Vektor ω_K entgegen gerichteten Einheitsvektors \mathbf{e}_d der Lenkachse dreht. Das aus der Radlast \mathbf{F}_R resultierende Moment um die Lenkachse d ergibt sich daher zu

$$M_{dR} = \mathbf{M}_R \cdot \mathbf{e}_d. \quad (8.4)$$

Die Lenk- oder Spreizachse d ist gegen die z -Achse unter einem wahren Winkel λ geneigt, der sich aus

$$\tan \lambda = \sqrt{\tan^2 \sigma + \tan^2 \tau}$$

ergibt. Damit erhält man die Komponenten des Einheitsvektors \mathbf{e}_d als

$$\begin{aligned} e_{dx} &= \tan \tau \cos \lambda \\ e_{dy} &= \tan \sigma \cos \lambda \\ e_{dz} &= -\cos \lambda \end{aligned} \quad (8.5a,b,c)$$

wobei \mathbf{e}_d auch – bis auf das Vorzeichen – der Einheitsvektor der Radträger-Winkelgeschwindigkeit ω_K beim Lenkvorgang ist. Soll der Radlasthebelarm p ebenso wie die vorhin aufgeführten Kenngrößen auf die Winkelgeschwindigkeit um die z -Achse bezogen werden, so muss nach dem Arbeitssatz sein Moment pF_R um die z -Achse die Bedingung

$$pF_R \omega_{Kz} = M_{dR} \omega_K \quad (8.6)$$

erfüllen. In der Schreibweise $\omega_K = -\omega_K \mathbf{e}_d$ ergibt sich die z -Komponente des Vektors ω_K zu $\omega_{Kz} = \omega_K \cos \lambda$, und mit den Gln. 8.4–8.6 wird der auf die z -Achse bezogene Radlasthebelarm in Geradeausstellung ($\delta = 0$)

$$p = r_s \tan \tau + n \tan \sigma. \quad (8.7)$$

Die Lenkwinkel und die Stellungen der beiden Räder einer gelenkten Achse nehmen mit wachsendem Lenkeinschlag eine zunehmende Unsymmetrie an, weil im allgemeinen das kurveninnere Rad, dem kleineren Kurvenradius entsprechend, im Lenkwinkel dem kurvenäußeren um einen „Spurdifferenzwinkel“ voreilt und weil die räumlich geneigte Lenkachse d unterschiedliche Sturzwinkel an den Rädern erzeugt. Eine Gesamtbeurteilung der wirksamen Kräfte an beiden Rädern kann daher nur durch die Summation der von ihnen verursachten Momente am Lenkgetriebe L oder am Lenkrad H erfolgen. Zwischen dem Lenkrad und jedem der gelenkten Räder besteht unter Berücksichtigung der Bewegungsverhältnisse im Lenkgestänge und der inneren Übersetzung des Lenkgetriebes eine Gesamt-Lenkübersetzung i_s aus der Lenkrad-Winkelgeschwindigkeit ω_H

und der Lenk-Winkelgeschwindigkeit des Rades $d\delta/dt = \omega_\delta$ entsprechend Gl. 8.1:

$$i_S = \omega_H / \omega_\delta. \quad (8.8)$$

Die Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ kann nach Gl. 7.3, Kap. 7, aus der Winkelgeschwindigkeit ω_K des Radträgers (oder auch: des Achsschenkels), dem Radsturz γ und dem Lenkwinkel δ bestimmt werden. Mit $\omega_{Kx} = -\omega_{Kz} \tan \tau$ und $\omega_{Ky} = -\omega_{Kz} \tan \sigma$ wird

$$\omega_\delta = \omega_{Kz} \{(\tan \tau \sin \delta - \tan \sigma \cos \delta) \tan \gamma + 1\}. \quad (8.9)$$

Die Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ ist also *nicht* gleich der z-Komponente ω_{Kz} der Winkelgeschwindigkeit des Radträgers um die Lenkachse d . Nur für den Radsturz $\gamma = 0$ oder den Lenkwinkel $\delta = \arctan(\tan \sigma / \tan \tau)$, d.h. die Stellung, wo in der Draufsicht die Projektionen der Radachse und der Lenkachse aufeinander senkrecht stehen, ist $\omega_\delta = \omega_{Kz}$.

Die Summierung der über die bisher vorgestellten Kenngrößen bzw. Hebelarme und äußeren Kräfte berechneten sowie durch die Lenkübersetzung geteilten Momente am Lenkrad führt damit zu einer physikalisch unkorrekten Situation, da die Lenkübersetzung auf die Winkelgeschwindigkeit ω_δ und nicht auf ω_{Kz} bezogen ist. Deshalb möge im folgenden anstelle der – den **Kenngrößen der Lenkgeometrie** zwar nicht ausdrücklich, aber ihrer Definition gemäß Bild 8.4 nach faktisch zugrunde liegenden – Bezugsgeschwindigkeit ω_{Kz} stets die **Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ** zur formelmäßigen Darstellung der Kenngrößen herangezogen werden. Der „Fehler“ gegenüber der herkömmlichen Definition ist, zumindest im fahrdynamisch interessanten Lenkwinkelbereich, vernachlässigbar gering. Bild 8.5 zeigt die Abweichung der Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ gegenüber der Winkelgeschwindigkeit ω_{Kz} des Radträgers bei „fester“ Spreizachse für eine Radaufhängung mit einem Spreizungswinkel $\sigma = 8^\circ$ und einem Nachlaufwinkel $\tau = 5^\circ$ über dem Lenkwinkel δ .

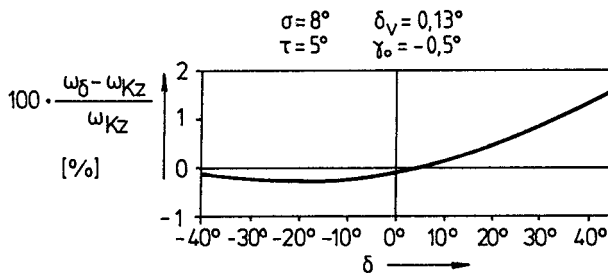


Bild 8.5. Abweichung der Lenkwinkelgeschwindigkeit von der Winkelgeschwindigkeit des Radträgers um die z-Achse

Angesichts der steigenden Motorleistungen der Fahrzeuge und der damit erforderlichen größeren Bremsleistungen ist die Dimensionierung der Bremsanlage und vor allem der Bremsscheiben zu einem Platzproblem geworden. Der größtmögliche Durchmesser einer ins Rad eingebauten Bremsscheibe ergibt sich, wenn die letztere gegenüber dem Felgentiefbett versetzt angeordnet wird; in der Praxis bedeutet dies einen Versatz zur Fahrzeuginnenseite hin.

Mit der Einführung der Regelsysteme zur Verhinderung des Bremsblockierens (ABS) kam der Wunsch nach einem möglichst kleinen Lenkrollradius hinzu, weil andernfalls die wechselnden Bremskräfte während des Regelvorgangs sich sehr störend am Lenkrad bemerkbar machen. Die Lenk- bzw. Spreizachse musste also in die Nähe der Radmittelebene verschoben werden. Da die Spreizachse d im allgemeinen durch zwei Kugelgelenke zwischen Radführungsgliedern und dem Radträger markiert wird, nehmen heute diese Kugelgelenke an vielen Radaufhängungen den Platz ein, der früher für die Bremsscheibe zur Verfügung stand. Die Bremsscheibe wird dabei unter das Felgentiefbett verdrängt, was einen Durchmesserverlust von etwa einem Zoll bedeutet (sofern nicht, wie dies dann oft geschieht, die nächst größere Felgendimension zugestanden wird), Bild 8.6 (links).

Um dies zu vermeiden, werden bei leistungsstarken Fahrzeugen neben aufwendigen Konstruktionen auf der Basis der konventionellen Lenkgeometrie mit „fester“ Spreizachse zunehmend auch bereits Lösungen mit einer „ideellen“ Spreizachse angewandt, um die Bremsscheibe an ihrem bestgeeigneten Platz neben dem Felgentiefbett einzubauen und dennoch eine jenseits der Bremsscheibe wirksame Lenkachse zu verwirklichen.

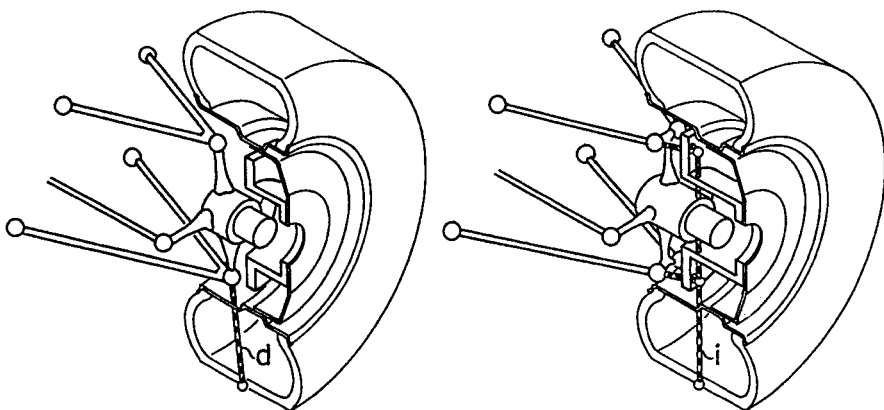


Bild 8.6. Einbauraum für eine Bremsscheibe bei Radaufhängungen mit radträgerfester (d) und ideeller Lenk- bzw. Spreizachse (i)

Bild 8.6 zeigt rechts eine Radaufhängung nach dem Doppelquerlenker-Prinzip, bei welcher aber der obere wie der untere Dreiecklenker jeweils in zwei einzelne Stablenker aufgelöst ist, die mit je einem Kugelgelenk am Radträger angreifen. Der Schnittpunkt der zusammengehörigen Stablenker ist gewissermaßen ein „ideelles“ Kugelgelenk, und die Verbindungslinie des oberen und des unteren ideellen Kugelgelenks ist die ideale Lenk- bzw. Spreizachse i .

Bei einer Radaufhängung mit ideeller Spreizachse ist die letztere im allgemeinen in ihrer Lage sowohl gegenüber dem Radträger als auch der Radaufhängung veränderlich, im Gegensatz zu Konstruktionen mit „fester“ Spreizachse. Eine Ausnahme machen bei den Radaufhängungen mit konventioneller Lenkgeometrie die Feder- oder Dämpferbeinachsen, wenn die Kolbenstange des Dämpfers nicht in die Spreizachse fällt: das fahrzeugseitige (obere) Lager der Kolbenstange bewegt sich beim Ein- und Ausfedern in dem einen Teil des Radträgers bildenden Dämpferzylinder auf und ab, verändert also seine Lage gegenüber dem Radträger und damit die Lage der Spreizachse gegenüber demselben – ohne dass diese allerdings dadurch zu einer „ideellen“ Spreizachse wird.

Die für die Schaffung einer ideellen Spreizachse verwendeten Stablenkerpaare brauchen nicht, wie in Bild 8.6 dargestellt, in einer gemeinsamen Ebene zu liegen, sondern können den konstruktiven oder kinematischen Erfordernissen entsprechend räumlich versetzt angeordnet sein, Bild 8.7. Die Lenkgeometrie einer solchen Radaufhängung kann dadurch einen „räumlichen“ Charakter erhalten, d. h. aus der Drehbewegung des Radträgers um die Spreizachse d beim Lenkvorgang wird eine Momentanschraubung mit einer Winkelgeschwindigkeit ω_K um die Schraubenachse m_s und einer gleichzeitigen Vorschubgeschwindigkeit t längs derselben.

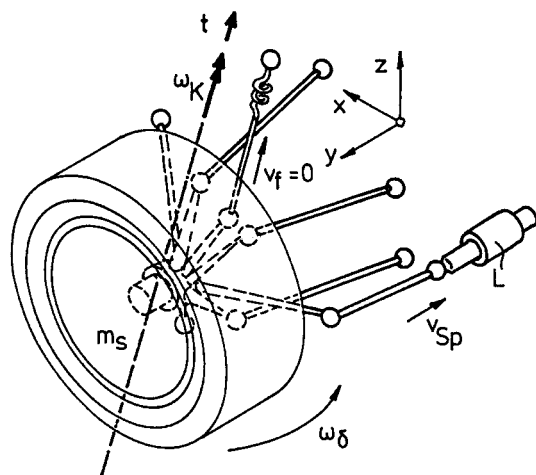


Bild 8.7.
Räumliche Lenkgeometrie
mit „Momentanschraube“

Da eine solche Schraubenachse nicht mehr in gleicher Weise wie eine feste Lenkdrehachse entsprechend den Bildern 8.3 und 8.4 zur Bestimmung der Kenngrößen der Lenkgeometrie herangezogen werden kann, müssen deren Definitionen so überarbeitet werden, dass sie unabhängig vom Bauprinzip der Radaufhängung stets physikalisch vergleichbare und gleichwertige Aussagen ermöglichen. Dies könnte z.B. durch die Ermittlung der auf eine jeweilige Wirkungsebene bezogenen Ersatz-Momentanachsen und Ersatzpole gemäß Kap. 3, Bild 3.11 erfolgen – eleganter aber, wie im weiteren Verlauf gezeigt wird, durch die Anwendung des Arbeitssatzes bzw. des Prinzips der virtuellen Verschiebungen auf einen fiktiven Lenkvorgang bei unterbundener Federungsbewegung und unter Einwirkung einer äußeren Kraft.

8.3.2 Allgemeingültige Definitionen bei räumlicher Geometrie

Bei einer im Raum über dem Lenkwinkel veränderlichen Spreizachse, z.B. einer ideellen Spreizachse wie in Bild 8.6 (rechts), sind der Spreizungswinkel σ und der Nachlaufwinkel τ nicht mehr unmittelbar für die Bestimmung von wirksamen Hebelarmen wie z.B. dem Radlasthebelarm p nach Gl. 8.7 verwendbar, da eine solche Spreizachse möglicherweise als Momentanschraubenachse auftritt und somit als Bezugsachse für Drehmomente nicht mehr in Frage kommt.

Reine Winkelbeziehungen sind davon nicht betroffen. So gelten weiterhin die Gln. 7.1 und 7.3, Kap. 7, bzw. 8.9 zur Berechnung der Sturzänderungs-Winkelgeschwindigkeit ω_y und der Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ω_K des Radträgers bzw. Achsschenkels. Der Spreizungswinkel und der Nachlaufwinkel sollen unabhängig vom Lenkwinkel δ stets im Fahrzeugquerschnitt bzw. in der Fahrzeug-Seitenansicht definiert sein. Mit dem Vektor ω_K als Richtungsvektor der Momentan(schrauben)achse bei einem fiktiven Lenkvorgang mit festgehaltener Federung ergeben sich also ganz allgemein der Spreizungswinkel σ und der Nachlaufwinkel τ als Winkel zwischen den Projektionen von ω_K in den erwähnten Projektionsebenen und der z -Achse zu

$$\sigma = -\text{atn}(\omega_{Ky} / \omega_{Kz}), \quad (8.10)$$

$$\tau = -\text{atn}(\omega_{Kx} / \omega_{Kz}). \quad (8.11)$$

Die nach diesen Gleichungen definierten Kenngrößen sind, wie oben erwähnt, auch bei räumlichen Lenkungsmechanismen mit veränderlicher Spreizachse in allen Fällen wie gewohnt anwendbar, wo es um Winkelbeziehungen geht. Für Krafthebelarme wie den Lenkrollradius, die Nachlaufstrecke, den Radlasthebelarm usw. dagegen haben der Spreizungs- und der Nachlaufwinkel normalerweise keine anschauliche Bedeutung mehr.

Eine sinnvolle allgemeingültige Definition der herkömmlichen Kenngrößen Lenkrollradius, Nachlaufstrecke, Spreizungsversatz, Nachlaufversatz und Radlasthebelarm muss sicherstellen, dass die physikalische Aussage der betreffenden Kenngröße am konventionellen Lenkungsmechanismus mit „fester“ Spreizachse unverändert gültig bleibt und dass die Kenngröße am allgemeinen räumlichen System eine Wirkung beschreibt, die mit der entsprechenden Wirkung am konventionellen System verglichen werden kann.

So erwartet der Fachmann bei der Angabe z.B. eines „Lenkrollradius“ an einer Radaufhängung mit konventioneller Lenkgeometrie, dass die von einer am Radträger abgestützten Bremse erzeugte Bremskraft F_B am Lenkrollradius r_s ein Moment $r_s F_B$ ausübt, welches unter Berücksichtigung der momentanen Lenkübersetzung $i_s = \omega_H / \omega_\delta$ einen Drehmomentbeitrag $M_H = r_s F_B / i_s$ am Lenkrad leistet. Entsteht unter Voraussetzung der gleichen Lenkübersetzung an einer Radaufhängung mit räumlicher Geometrie aus einer gleich großen Bremskraft das gleiche Lenkradmoment, so muss dies einem gleich großen Lenkrollradius zuzuschreiben sein.

Für eine fiktive Lenkbewegung bei festgehaltener Federung ($v_f = 0$) lässt sich der momentane Geschwindigkeitszustand des Radträgers K , der durch die Geschwindigkeit \mathbf{v}_M seines Bezugspunktes M und seine Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}_K$ gekennzeichnet ist, entsprechend Abschn. 3.4 in Kap. 3 berechnen, und daraufhin die fiktive Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^* des Radaufstandspunktes A bei als „blockiert“ betrachteter Bremse nach Gl. 3.18.

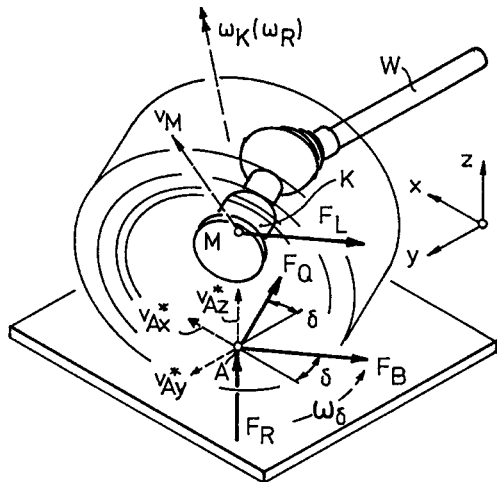
Sollen die für die Weiterleitung von äußeren Kräften maßgebenden Kenngrößen der Lenkgeometrie, wie im Abschn. 8.3.1 empfohlen, auf die Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ statt auf die Vertikalkomponente ω_{Kz} der Winkelgeschwindigkeit des Radträgers bezogen werden, so muss eine Bremskraft F_B über den Lenkrollradius r_s an der Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ eine Leistung abgeben, die sich aus dem Produkt der Lenkwinkelgeschwindigkeit mit dem Drehmoment $r_s F_B$ errechnet. Die Leistung der Kraft einer radträgerfesten Bremse kann aber auch über die Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^* des „radträgerfesten“ Radaufstandspunktes berechnet werden, d. h. es gilt für ein um einen Lenkwinkel δ eingeschlagenes Rad, Bild 8.8, $r_s F_B \omega_\delta = \mathbf{F}_B \cdot \mathbf{v}_A^*$.

Der Vektor \mathbf{F}_B der Bremskraft hat die Komponenten $F_{Bx} = -F_B \cos \delta$, $F_{By} = -F_B \sin \delta$ und $F_{Bz} = 0$. Damit ergibt sich $\omega_\delta r_s F_B = -v_{Ax}^* F_B \cos \delta - v_{Ay}^* F_B \sin \delta$ und der Lenkrollradius

$$r_s = -(v_{Ax}^* \cos \delta + v_{Ay}^* \sin \delta) / \omega_\delta \quad (8.12)$$

mit ω_δ nach Gl. 7.3, Kap. 7, bzw. Gl. 8.9. Analog wird der Spreizungsversatz unter fiktiver Annahme einer Längskraft F_L am Radmittelpunkt M mit dessen Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_M :

$$r_\sigma = -(v_{Mx} \cos \delta + v_{My} \sin \delta) / \omega_\delta. \quad (8.13)$$

**Bild 8.8.**

Geschwindigkeits- und Kräfteplan
an einem gelenkten Rade mit
räumlicher Lenkgeometrie

Eine Seitenkraft F_Q erzeugt, bezogen auf den Lenkwinkel, an der Nachlaufstrecke n das Moment nF_Q , und aus der Leistungsbedingung $\omega_\delta n F_Q = \mathbf{F}_Q \cdot \mathbf{v}_A^*$ folgen mit den Komponenten $F_{Qx} = F_Q \sin \delta$, $F_{Qy} = -F_Q \cos \delta$ und $F_{Qz} = 0$ das Gleichgewicht $\omega_\delta n F_Q = v_{Ax}^* F_Q \sin \delta - v_{Ay}^* F_Q \cos \delta$ und damit die Nachlaufstrecke

$$n = (v_{Ax}^* \sin \delta - v_{Ay}^* \cos \delta) / \omega_\delta. \quad (8.14)$$

Obwohl an der Radmitte M normalerweise keine Seitenkraft angreift, kann analog zur Berechnung der Nachlaufstrecke mit einer fiktiven Seitenkraft an der Radmitte auch der Nachlaufversatz definiert werden:

$$n_\tau = (v_{Mx} \sin \delta - v_{My} \cos \delta) / \omega_\delta. \quad (8.15)$$

Der Radlasthebelarm wird, wie bereits weiter oben gesagt, positiv definiert, wenn das von der Radlast F_R am Lenkwinkel δ erzeugte Drehmoment rückstellend wirkt, also den Lenkwinkel zu verringern trachtet. Dann ist die Leistung des Drehmoments $-p F_R$ an der Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ gleichzusetzen mit der Leistung der Radlast F_R , die nur eine z -Komponente besitzt, an der Vertikalgeschwindigkeit des Radaufstandspunktes A bei festgehaltener Federung. Da der Radaufstandspunkt stets in der „Falllinie“ der Radmittelebene, also exakt unterhalb der Radachse liegt, sind seine vertikalen Geschwindigkeitskomponenten bei frei drehbar gelagertem Rade und bei blockierter Radbremse gleich groß; da ferner die Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^* bei blockierter Bremse von der Berechnung der anderen Kenngrößen her bereits zur Verfügung steht, soll sie der Einfachheit und Einheitlichkeit halber auch für die Bestimmung des Radlasthebelarms verwendet werden. Aus $-\omega_\delta p F_R = \mathbf{F}_R \cdot \mathbf{v}_A^*$ folgt der Radlasthebelarm

$$p = -v_{Az}^* / \omega_\delta. \quad (8.16)$$

Durch Erweiterung von Gl. 8.16 mit dem Zeitdifferential dt erhält man

$$p = -dz/d\delta, \quad (8.17)$$

d.h. der Radlasthebelarm ist die erste Ableitung der Hubbewegung des Fahrzeugs nach dem Lenkwinkel.

Es wurde bereits erwähnt, dass die Kenngrößen „Spreizung“ und „Nachlaufwinkel“ bei einer Radaufhängung mit räumlicher Lenkgeometrie nur noch für Winkelbeziehungen von Bedeutung sind. Eine für die Auslegung der Lenkgeometrie wegen ihrer Auswirkung auf das Fahrverhalten wichtige Winkelbeziehung ist die Sturzänderung über dem Lenkwinkel $d\gamma/d\delta$.

Mit $\omega_{Kx} = -\omega_{Kz} \tan \tau$ und $\omega_{Ky} = -\omega_{Kz} \tan \sigma$ ergibt sich aus Gl. 7.1 die Sturzänderungs-Winkelgeschwindigkeit zu

$$\omega_\gamma = \omega_{Kz} (\tan \tau \cos \delta + \tan \sigma \sin \delta), \quad (8.18)$$

und mit Gl. 8.9 wird

$$\frac{d\gamma}{d\delta} = \frac{\tan \tau \cos \delta + \tan \sigma \sin \delta}{\tan \gamma (\tan \tau \sin \delta - \tan \sigma \cos \delta) + 1}. \quad (8.19)$$

In der Geradeausstellung ($\delta = 0$) ist offensichtlich der Gradient des Radsturzes über dem Lenkwinkel dem Nachlaufwinkel τ proportional (exakt: nur beim Radsturz $\gamma = 0^\circ$, weil dann der Nenner in Gl. 8.19 den Wert 1 annimmt). Eine anschauliche Erklärung für diese Erscheinung wird in Bild 8.9 versucht:

Die Radmitte M beschreibt im Raum eine geneigte Kreisbahn, während der Schnittpunkt D_M der Radachse mit der Spreizachse unbeweglich bleibt. Die Höhendifferenz zwischen M und D_M ist also dem Radsturz γ proportional.

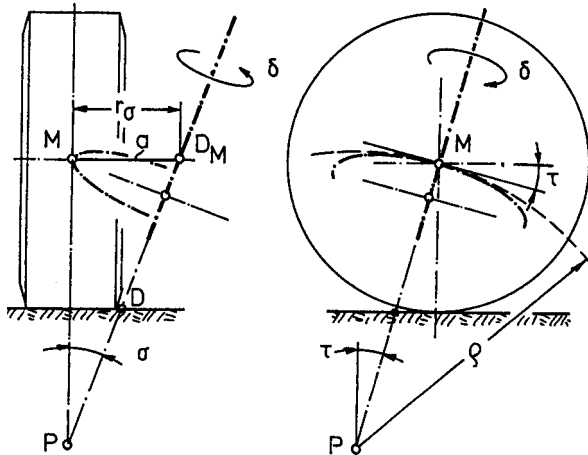


Bild 8.9. Einfluss des Nachlauf- und des Spreizungswinkels auf die Sturzänderung über dem Lenkwinkel

Der „Pol“ P der Radmitte in der Fahrzeug-Seitenansicht ist der Schnittpunkt der Spreizachse mit der Vertikalebene durch M , und der Kreisbogen durch M um P nähert das elliptische Bild der Bahnkurve von M an, deren Tangente in der Geradeausstellung unter dem Nachlaufwinkel τ geneigt ist. Der Krümmungsradius in der Seitenansicht ist $\rho = r_\sigma / (\tan \sigma \cos \tau)$. Eine positive Spreizung σ krümmt die Kurve bei Lenkeinschlag zu positiven Sturzwinkeln hin, wie aus Bild 8.9 anschaulich hervorgeht.

Die Abhängigkeit der Sturzänderung vom Nachlaufwinkel wirkt sich besonders deutlich auf die Auslegung der Lenkgeometrie von Motorrädern aus, welche allerdings auf eine Nachlaufstrecke und einen Nachlaufwinkel beschränkt ist. Das Motorrad ist eine Übergangsform zum Fahrzeug mit „Knicklenkung“, vgl. Bild 8.1b, weil der Massenanteil der Vorderradgabel mit dem Rade und der Bremse an der Fahrzeug-Gesamtmasse relativ groß ist. Wegen der merklichen Schräglage bei Kurvenfahrt ergeben sich am Vorder- und am Hinterrad im allgemeinen unterschiedliche Radsturzwerte gegenüber der Fahrbahn. Ein um 90° eingeschlagenes Vorderrad würde bei einem Nachlaufwinkel von 0° stets einen Radsturz im Bereich um 0° herum gegenüber der Fahrbahn aufweisen, unabhängig vom Neigungswinkel des Fahrzeug-Hauptteils und damit praktisch dem Sturz des Hinterrades. Der Nachlaufwinkel muss daher dem Verwendungszweck des Motorrads angepasst werden (bei Motorrädern wird statt vom Nachlaufwinkel auch vom „Steuerkopfwinkel“ gesprochen; dieser ist der Winkel zwischen der Lenkdrehachse und der Fahrbahn, sein Betrag also $90^\circ - \tau$).

Schnelle Reisemotorräder fahren Kurven mit mittlerem bis großem Radius und mit hoher Geschwindigkeit, also starker Schräglage, bei kleinen Lenkwinkeln. Hier genügen mittlere Nachlaufwinkel, um den Sturz des Vorderrades an den des Hinterrades anzupassen.

Geländemotorräder („Motocross“-Maschinen) werden mit starker Schräglage und großem Lenkeinschlag durch sehr enge Kurven getrieben, sie erfordern also größere Nachlaufwinkel, damit das Vorderrad in diesen Situationen einen ausreichenden Sturz erhält.

Die „Trial“-Motorräder dienen zu akrobatischen Leistungen bei extrem niedriger Fahrgeschwindigkeit und werden dabei fast ohne Schräglage gefahren; deshalb weisen ihre Vorderradgabeln vergleichsweise geringe Nachlaufwinkel auf.

Für Zweispurfahrzeuge zeigt Bild 8.10 die exakt berechneten Funktionen des Radsturzes γ , der Nachlaufstrecke n und des Radlasthebelarms p über dem Lenkwinkel δ , wobei vier verschiedene Auslegungen der Lenkgeometrie bei „fester“ Spreizachse betrachtet werden.

Die Tangente der Sturzkurve $\gamma(\delta)$ in Geradeausstellung steigt bei den Achsen 3 und 4 etwa dreimal so steil an als bei den Achsen 1 und 2, was dem Verhältnis der Nachlaufwinkel (9° zu 3°) entspricht; wegen der größeren Spreizung (12° gegen 5°) ist die Kurve 2 erheblich stärker gekrümmt als die Kurve 1, so dass bei vollem kurvenäußerem Lenkeinschlag ($\delta < 0$)

schließlich ein positiver Sturz erreicht wird. An allen Achsen nimmt die Nachlaufstrecke n kurveninnen zu, kurvenaußen ab (das Rad geht bei vollem kurvenäußerem Lenkwinkel sogar in „Vorlauf“). Der Radlasthebelarm p ist so definiert, dass die Radlast rückstellend wirkt, wenn p und δ das gleiche Vorzeichen haben, was hier am kurveninneren Rade stets, am kurvenäußeren aber erst bei größeren Lenkwinkeln erfüllt ist, da alle Varianten in der Geradeausstellung einen gewissen positiven Wert des Radlasthebelarms aufweisen.

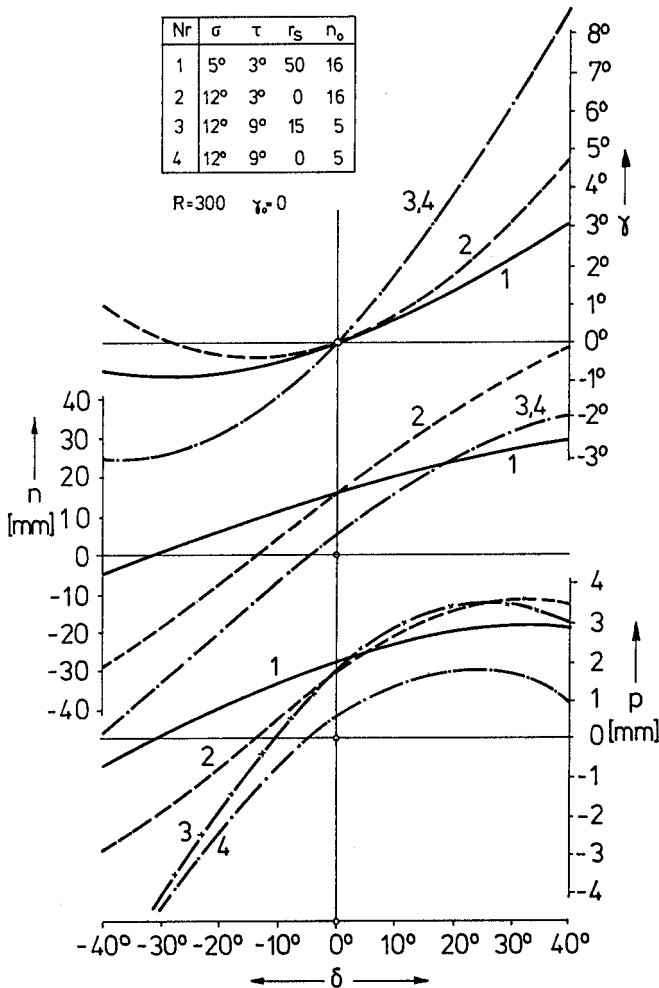


Bild 8.10. Sturz, Nachlaufstrecke und Radlasthebelarm über dem Lenkwinkel für vier Varianten der Lenkgeometrie bei „fester“ Spreizachse

Die Achsen 1 und 2 haben keinen Nachlaufversatz n_τ (die Nachlaufstrecke n entspricht hier dem Produkt aus dem Reifenradius R und dem Tangens des Nachlaufwinkels τ , so dass die Spreizachse in der Seitenansicht durch die Radmitte verläuft). Dann kommen im Grundriss des Fahrzeugs bei einem bestimmten kurvenäußeren Lenkwinkel, der sich aus $\tan \delta = -\tan \tau / \tan \sigma$ berechnen lässt, die Projektionen der Spreizachse und der Radachse zur Deckung, folglich müssen in dieser Stellung die Nachlaufstrecke n und der Radlasthebelarm p zugleich den Wert Null annehmen.

Eine von Null verschiedene Nachlaufstrecke n verursacht beim Lenken eine Querbewegung des Radaufstandspunktes relativ zum Koordinatensystem des Fahrzeugs. In der Geradeausstellung, wo die Nachlaufstrecke an beiden Rädern einer Achse noch gleich groß ist, bedeutet dies eine Querverschiebung des Fahrzeugs gegenüber der Fahrbahn. Unterschiedliche Nachlaufstrecken an beiden Rädern, wie sie für größere Radeinschlagwinkel an allen Achsen von Bild 8.10 auftreten, haben beim Lenken im Stand eine gegenseitige Querbewegung der Radaufstandspunkte, also Verzwängungen der Reifen und erhöhte Parkierkräfte zur Folge.

Dass auch die Varianten 2 und 4 mit dem Lenkrollradius $r_s = 0$ beim Lenken ihre Radaufstandspunkte wegen der von Null verschiedenen Nachlaufstrecken n_0 bereits in Geradeausstellung in Fahrzeugquerrichtung verschieben, d. h. offensichtlich ihre Räder nicht an den Radaufstandspunkten auf der Stelle drehen, ist ein Hinweis darauf, dass der Name „Lenkrollradius“ nicht sehr glücklich gewählt ist. Wie bereits gesagt, wird der Lenkrollradius in der Praxis als wirksamer Hebelarm einer Brems- (oder evtl. Antriebs-)kraft bei radträgerfester Momentenstütze angesehen und entspr. Gl. 8.12 so berechnet, als ob der Radaufstandspunkt momentan fest mit dem Radträger verbunden wäre.

Es wäre sogar falsch, sich die Mühe zu machen und die Bahn der beim Lenken auftretenden, am Reifenumfang wandernden Radaufstandspunkte zu analysieren, um aus ihrer Krümmung einen „Lenkrollradius“ zu bestimmen, wie das Beispiel in Bild 8.11 zeigt:

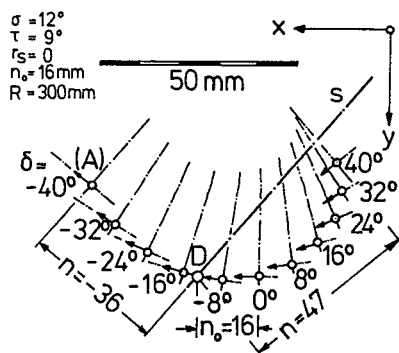


Bild 8.11.

Bahn des Radaufstandspunktes auf der Fahrbahn bei Lenkein-schlag (Lenkrollradius = 0)

Die jeweiligen Radaufstandspunkte einer Radaufhängung mit einem Lenkrollradius $r_s = 0$, aber großem Spreizungs- und Nachlaufwinkel beschreiben über dem Lenkwinkel in der Fahrbahnebene eine Bahnkurve, deren Krümmungsradius in der Geradeausstellung ca. 40 mm beträgt! Der Lenkrollradius als Hebelarm einer Bremskraft um den Durchstoßpunkt D der Spreizachse in der Fahrbahnebene ist aber ständig gleich Null, denn die durch Pfeile gekennzeichneten Spurgeraden der Radmittelebenen weisen alle durch den Punkt D .

Bei einer Radaufhängung mit ideeller und damit während des Lenkvorgangs veränderlicher Spreizachse kann auch der Lenkrollradius veränderlich sein, z.B. bei großen Lenkwinkeln anwachsen. Dann ist es zweckmäßig, durch eine entsprechende Ausbildung der hierfür maßgeblichen Achslenker, nämlich eine aufeinander abgestimmte Anordnung der rad- und der fahrzeugseitigen Gelenkpunkte, das Minimum des Lenkrollradius etwa in die Geradeausstellung zu legen, um Reaktionen am Lenkrad bei einem Bremsvorgang in der Kurve und unterschiedlich großen Lenkrollradien zu minimieren. Der Lenkrollradius erreicht sein Minimum bei dem Lenkwinkel, wo die Polbahntangente (vgl. Kap. 3) der Bewegung des Radträgers in der Fahrbahnebene parallel zur Spur der Radmittelebene erscheint bzw. in diese fällt [64] (s. auch Kap. 13, Bild 13.17).

Die Nachlaufstrecke n , ergänzt durch den Reifennachlauf n_R , bildet bei Kurvenfahrt den Hebelarm der Seitenkraft. Mit zunehmender Querbesehleunigung dominiert die Seitenkraft des kurvenäußeren Rades; da bei den meisten Radaufhängungen (ausgenommen solche mit $\sigma = \tau = 0$) die Nachlaufstrecke am kurvenäußeren Rade abnimmt und im Grenzbereich des Seitenführungsvermögens des Reifens auch noch der Reifennachlauf zusammenbricht, wird das Rückstellmoment am Lenkrad nicht proportional der Querbesehleunigung anwachsen. Dies ist durchaus erwünscht, da zu hohe Lenkradkräfte zu einer Verspannung der Armmuskeln führen und feinfühligke Lenkreaktionen, wie sie gerade im Grenzbereich wichtig sind, erschweren. Andererseits ist darauf zu achten, dass die Lenkkraft bei wachsender Querbesehleunigung nicht negativ wird.

Unterschiedliche Radlasthebelarme an beiden Rädern ergeben ein Rückstellmoment am Lenkrad. Die höhere kurvenäußere Radlast wirkt sich aber nur dann wesentlich aus, wenn der äußere Radlasthebelarm ein negatives Vorzeichen hat, d. h. eine eigenständige Rückstellung an diesem Rade vorhanden ist. Diese „Gewichts-Rückstellmomente“ sind allerdings bei schneller Kurvenfahrt stets merklich kleiner als diejenigen aus der Seitenkraft.

Ähnlich wie die Nachlaufstrecke n weist auch der Radlasthebelarm p in Bild 8.10 einen merklichen Gradienten über dem Lenkwinkel in der Geradeausstellung auf. Der Radlasthebelarm wechselt bei demjenigen Lenkwinkel das Vorzeichen, bei welchem der Radaufstandspunkt in der Drauf-

sicht auf der Projektion der Spreizachse liegt und folglich die Radlast kein Moment um diese ausüben kann (dies gilt nicht bei „ideeller“ Spreizachse mit Momentanschraubung!). Demnach liegt bei den Achsen in Bild 8.10 im kurvenäußeren Lenkbereich bei Lenkwinkeln zwischen 0° und ca. -5° (Achse 4) bzw. ca. -32° (Achse 1) keine eigenständige Rückstellung des kurvenäußeren Rades vor. Die resultierende Rückstellung der gesamten Achse ergibt sich bei Fahrt ohne merkliche Querbeschleunigung, also mit gleichen Radlasten an beiden Rädern, aus der Differenz der Radlasthebelarme beider Räder und ist in Bild 8.10 offensichtlich über den vollen Lenkwinkelbereich hinweg gewährleistet.

Die Ableitung $p' = dp/d\delta$ in der Geradeausstellung ist der „Hebelarm der Gewichtsrückstellung“ [64, 67], den man sich als Länge eines Pendels vorstellen kann, an welchem eine Masse vom Gewicht der Achslast aufgehängt ist. Bei einer Auslenkung dieses Pendels um den Lenkwinkel δ entsteht das Gewichtsrückstellmoment in der Lenkung. Gewichtsrückstellung ist bei der Geradeausfahrt also stets gegeben, wenn das Diagramm des Radlasthebelarms p über dem Lenkwinkel δ eine ansteigende Tangente aufweist. Mit diesem Hebelarm der Gewichtsrückstellung ergibt sich der Lenkmomentanstieg aus der Geradeausstellung heraus, der von der Radlast herrührt, zu

$$dM/d\delta = F_z(dp/d\delta) = p'F_z. \quad (8.20)$$

Bei einer Radaufhängung mit konventioneller Lenkgeometrie, also mit fester Spreizachse während des Lenkvorgangs, berechnet sich der Hebelarm der Gewichtsrückstellung in Geradeausrichtung der Lenkung [67] aus den Kenngrößen der Lenkgeometrie als

$$p' = r_\sigma \tan \sigma - n \tan \tau. \quad (8.21)$$

Die Gewichtsrückstellung ist eine der wichtigsten Voraussetzungen für die Selbstzentrierung der Lenkung bei Geradeausfahrt (solange nicht Regelsysteme in die Lenkung eingreifen). Bei eingeschlagenen Rädern und höherer Querbeschleunigung verliert sie an Bedeutung gegenüber den aus den Seitenkräften entstehenden Momenten.

Der Radlasthebelarm p selbst sollte möglichst klein sein, um Rückwirkungen von Radlastschwankungen, z.B. auf schlechter Fahrbahn, auf die Lenkung zu vermeiden.

Bei den vorstehenden Berechnungen wurde angenommen, dass die Feder der Radaufhängung sich auf einem der Radführungsglieder abstützt und über das radträgerseitige Gelenk desselben auf den Radträger wirkt. Dann ist während eines Lenkvorgangs mit festgehaltener Federung und konventioneller Lenkgeometrie die Spreizachse im Raum unveränderlich, und die Funktion $p(\delta)$ ist unabhängig von der Position und Übersetzung des Federelements. Die Gewichtsrückstellung ist daher bei einer solchen

(und in der Praxis bei gelenkten Achsen vorherrschenden) Federanordnung allein durch die Lage der Spreizachse und damit nach Gl. 8.21 festgelegt.

Die Gewichtsrückstellung kann aber auch von der Geometrie der Spreizachse unabhängig gestaltet werden, indem das Federelement unmittelbar am Achsschenkel bzw. Radträger abgestützt wird. In Bild 8.12a ist schematisch eine Federung über einen Drehstab dargestellt, dessen Hebel über ein kurzes Pendel p exzentrisch zur Spreizachse an einem Radträger angelenkt ist, wobei das Pendel in Geradeausstellung etwa parallel zur Spreizachse liegt. Bei Lenkeinschlag wird sich das Pendel schräg stellen, so dass seine Zugkraft (die mit der Radlast im Gleichgewicht stehende Federungskraft) ein Drehmoment um die Spreizachse ausübt und das Fahrzeug um einen Weg Δz anhebt. Bild 8.12b zeigt eine vergleichbare Lösung mit einer Schraubenfeder, bei Rennwagen als „Pullrod“-Anordnung bekannt.

Bei Radaufhängungen mit ideeller und damit normalerweise während des Lenkvorgangs veränderlicher Spreizachse gilt Gl. 8.21 nicht. Der Radlasthebelarm p und der Hebelarm der Gewichtsrückstellung p' können durch die Anordnung der Gelenke der Radaufhängung und des Federelements beeinflusst werden [64].

Selbstverständlich muss die bei aller Art von Gewichtsrückstellung anfallende Hubarbeit des Vorderwagens am Lenkgetriebe (bzw. bei Fahrzeugen ohne Servolenkung: am Lenkrad) aufgebracht werden.

Neben der Gewichtsrückstellung entsteht, wenn die Radlasthebelarme p_a und p_i am kurvenäußeren bzw. kurveninneren Rade nicht umgekehrt gleich groß sind ($p_a = -p_i$), also wenn die Anhebung des Fahrzeugs über beiden Rädern der Achse unterschiedlich oder gar gegensinnig abläuft, eine „Federungsrückstellung“ infolge Verwindung des Fahrzeugs gegen seine – entspr. Gl. 5.27 in Kap. 5 „in Serie“ anzusetzenden – Wankfederraten der Vorder- und der Hinterachse, welche aber bei üblichen Federungsabstimmungen nur wenige Prozent der Gewichtsrückstellung erreicht und daher vernachlässigt werden kann.

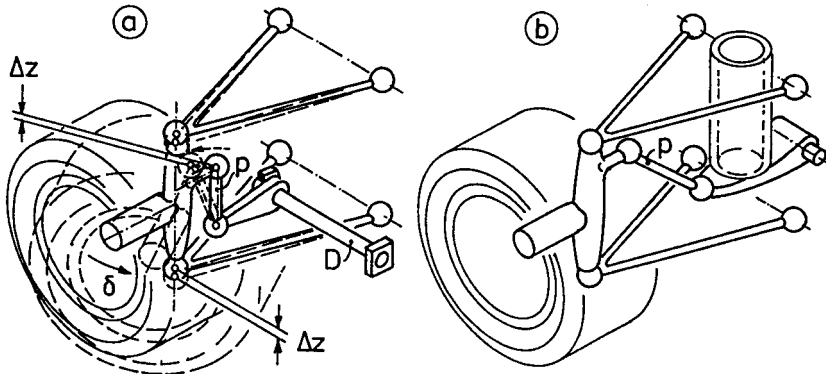


Bild 8.12. Frei wählbare Gewichtsrückstellung

Die Wirkung einer Antriebs- oder ggf. auch Bremskraft auf die Lenkung bei Drehmomentübertragung durch eine Gelenkwelle wird im allgemeinen nach dem Spreizungsversatz r_s beurteilt; andererseits ist bekannt, dass unterschiedliche Gelenkwellen-Beugewinkel an angetriebenen Vorderrädern störende Lenkmomente verursachen. Der über dem Federweg und damit dem Beugewinkel meistens konstante Spreizungsversatz kann also nur näherungsweise bzw. unter bestimmten Voraussetzungen auch als wirksamer Hebelarm der Antriebs- oder Bremskraft betrachtet werden.

In der Frühzeit der Fahrzeugtechnik, als zuverlässige Wellengelenke besonders für große Beugewinkel noch nicht verfügbar waren, wurde das Problem des Antriebs lenkbarer Räder gelegentlich auf andere Art gelöst: Eine konzentrisch zum Achsschenkelbolzen einer Starrachse umlaufende Zwischenwelle mit Kegelritzeln leitete das Antriebsmoment von einem fahrzeugseitigen Tellerrad auf ein radseitiges weiter, Bild 8.13. In Erinnerung an Bild 6.17 in Kap. 6 wird anschaulich sofort klar, dass bei einer Lenkbewegung des Radträgers K um die Spreizachse d bei als „blockiert“ angenommener Momentenstütze (dem Motor oder der Bremse, hier also auch der Ritzelwelle) das mit dem Fahrzeuggrade verbundene Tellerrad am Verzahnungs-Eingriffspunkt E abwälzen muss, so dass die effektive Drehachse d^* des Radkörpers durch E und den Mittelpunkt T des Kegeltriebs bestimmt wird. Eine Umfangskraft am Rade wirkt also an dem Hebelarm zwischen dem Schnittpunkt von d^* mit der Fahrbahnebene und dem Rad-aufstandspunkt A , der hier als neue Lenkungs-Kenngröße „Triebkrafthebelarm“ r_T eingeführt werden möge [63].

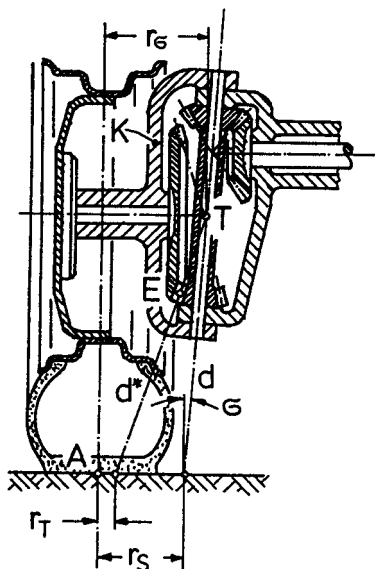


Bild 8.13. Antrieb eines lenkbaren Rades über umlaufende Kegelräder

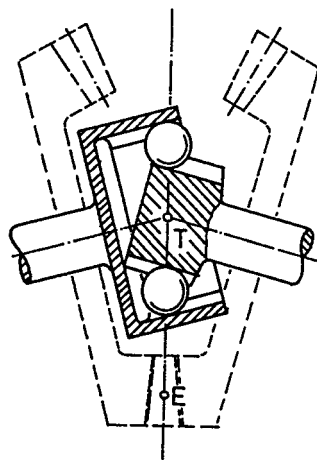


Bild 8.14. Analogie zwischen Gleichlaufgelenk und Kegelradtrieb

Der Index „T“ könnte auch als allgemeiner Hinweis auf die „Transmission durch Gelenkwellen“ aufgefasst werden, um den seltenen Fall der Bremskraftübertragung durch Gelenkwellen mit einzubeziehen.

Nachteilig an der Lösung nach Bild 8.13 sind der Leistungsverlust, die Geräuschentwicklung und der Verschleiß an den ständig umlaufenden Kegelrädern; dafür ergibt sich ein einwandfreier Gleichlauf in der Drehmoment- und Drehzahlübertragung.

Offensichtlich wäre es leicht möglich, die effektive Drehachse d^* durch die Wahl der Kegelradübersetzung in den Radaufstandspunkt A zu legen und damit den Triebkrafthebelarm r_T zu Null zu machen. Damit wäre die Lenkung trotz eines großen Spreizungsversatzes r_σ frei von Störungen durch die Antriebskraft. Beim Lenken im Stand könnte das Rad ohne Verdrehung der fahrzeugseitigen Antriebswelle, also auch bei blockiertem Triebwerk, frei abrollen (dieses Kriterium wäre im übrigen allgemeingültig, also auf alle lenkbaren Antriebsräder unabhängig von der Bauart der Radaufhängung und des Antriebsstranges anwendbar, wenn auch angesichts der Elastizitäten in Radaufhängung und Antriebsstrang versuchs-technisch wohl kaum nachzuprüfen).

Die Drehmomentübertragung durch die Kegelräder in Bild 8.13 lässt mit ein wenig Phantasie bereits ahnen, was bei der allgemein üblichen Drehmomentübertragung durch Gleichlauf-Gelenkwellen vor sich geht: die beiden Wellenhälften an einem Gleichlaufgelenk kann man sich bei gegebenem und festgehaltenem Beugewinkel stets durch ein entsprechendes Kegelräderpaar verbunden denken [73], Bild 8.14.

Die bisher angewandte Methode, wirksame Hebelarme äußerer Kräfte durch den Vergleich der „Leistungen“ derselben an den Verschiebungsgeschwindigkeiten ihrer Angriffspunkte und der „Leistungen“ der Reaktionsmomente an der Lenkwinkelgeschwindigkeit zu bestimmen, erlaubt mit ähnlich geringem Aufwand auch die Berechnung des Triebkrafthebelarms unter Berücksichtigung des zwischengeschalteten Kraftübertragungsstranges, der aus Gelenkwellen und evtl. radträgerfesten Vorgelege-Untersetzungsgetrieben bestehen kann.

Aus einer Winkelgeschwindigkeit ω_K des Radträgers während eines fiktiven Lenkvorgangs bei blockierter Federung und blockierter Momentenstütze können die Bewegungsverhältnisse an den Gleichlaufgelenken einer Gelenkwelle und an einem Vorgelegegetriebe im Radträger sowie die daraus folgende Relativ-Winkelgeschwindigkeit der Radwelle gegenüber dem Radträger nach dem in Kap. 3, Abschn. 3.6 beschriebenen Rechenansatz ermittelt und daraus die Absolut-Winkelgeschwindigkeit ω_R des Radkörpers bestimmt werden. Mit der für den Radträger wie den Radkörper gleichermaßen verwendbaren Bezugsgeschwindigkeit v_M der Radmitte ergibt sich am Radaufstandspunkt die zu einer fiktiven Lenkbewegung bei festgehaltener Federung und blockierter Momentenstütze gehörende Geschwindigkeit v_A^{**} nach Gl. 3.35.

Mit der Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^{**} kann der Triebkrafthebelarm für ein über Gelenkwellen und ggf. Vorgelegegetriebe bewegtes Rad auf die gleiche Weise berechnet werden wie die bereits vorgestellten Kenngrößen der Lenkgeometrie. Analog zu Gl. 8.12 für die Bestimmung des Lenkrollradius erhält man die formal gleiche, aber mit der für den Gelenkwellenbetrieb gültigen Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^{**} anstelle von \mathbf{v}_A^* besetzte Gleichung für den Triebkrafthebelarm

$$r_T = -(\mathbf{v}_{Ax}^{**} \cos \delta + \mathbf{v}_{Ay}^{**} \sin \delta) / \omega_\delta. \quad (8.22)$$

Dieser „Triebkrafthebelarm“ kann natürlich ebenso als „Bremskrafthebelarm“ definiert werden, wenn eine fahrgestellfeste Bremse über Gelenkwellen mit dem Rade verbunden ist; er ersetzt dann bezüglich der Auswirkungen auf die Lenkung den Lenkrollradius r_δ .

Wie bereits in Kap. 6 bei der Diskussion um die „Stützwinkel“ ausgeführt, werden bei Verwendung von Kardangelenken mit ihrem im gebeugten Zustand zweimal je Umdrehung wechselnden Übertragungsverhältnis der Winkelgeschwindigkeit auch „Triebkrafthebelarme“ entstehen, deren Größe zweimal je Umdrehung wechselt. Dies erzeugt zwar am Lenkgestänge ein pulsierendes Moment unter Antriebs- bzw. Bremskraft, für den effektiven Triebkrafthebelarm ist aber ein Kardangelenk rechnerisch wie ein Gleichlaufgelenk zu behandeln.

Die Definition des Triebkrafthebelarms nach Gl. 8.22 hat den Vorteil, dass nun auch für eine Antriebs- oder Bremskraft bei Gelenkwellen im Übertragungsstrang eine Kenngröße zur Verfügung steht, die sich auf den tatsächlichen Angriffspunkt der Kraft, nämlich den Radaufstandspunkt, bezieht und nicht wie der Spreizungsversatz auf die Radmitte.

Die Anwendung dieser neuen Kenngröße r_T führt zu interessanten und bei Kenntnis der in den Bildern 3.17–3.20 in Kap. 3 veranschaulichten Zusammenhänge unschwer interpretierbaren Ergebnissen.

Die von den Gelenkwellen und evtl. einem Vorgelegegetriebe beeinflusste Winkelgeschwindigkeit ω_R des Radkörpers unterscheidet sich von der Winkelgeschwindigkeit ω_K des Radträgers nur durch eine in Richtung der Radachse wirkende Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,K}$ (vgl. auch Kap. 3). Die fiktive Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^* des Radaufstandspunktes bei als blockiert angesehener Momentenstütze wird daher bei Berücksichtigung der Gelenkwellen und Vorgelegegetriebe nur durch eine Geschwindigkeitskomponente in Radumfangsrichtung zur Geschwindigkeit \mathbf{v}_A^{**} ergänzt. Die erwähnte Geschwindigkeitskomponente liegt also am Radaufstandspunkt in der Spurgeraden der Radmittelebene auf der Fahrbahn und steht damit senkrecht auf den Vektoren der Radlast und der Seitenkraft, weshalb der Radlasthebelarm p und die Nachlaufstrecke n von der Art der Antriebs- oder Bremskraftübertragung nicht berührt werden.

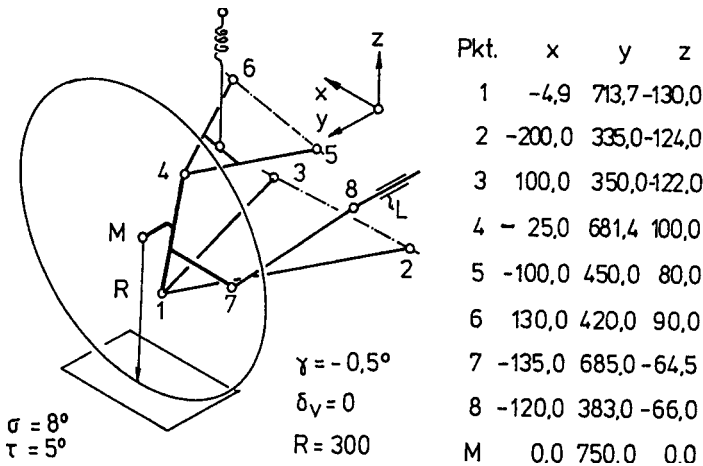


Bild 8.15. Lenkbare Radaufhängung für vergleichende Untersuchungen

Bei der Untersuchung einer typischen PKW-Radaufhängung mit konventioneller Lenkgeometrie bzw. radträgerfester Spreizachse, Bild 8.15, zeigt es sich, dass der Triebkrafthebelarm r_T über dem Lenkwinkel δ , ähnlich wie der Lenkrollradius r_s und der Spreizungsversatz r_σ , praktisch konstant bleibt. Interessanter ist dagegen sein Verlauf über dem Radhub s , Bild 8.16: Während der Lenkrollradius und der Spreizungsversatz sich mit dem Radhub nicht sichtbar verändern, nimmt der Triebkrafthebelarm, der hier in Konstruktions- bzw. Normallage nahezu gleich dem Spreizungsversatz ist, beim Einfedern merklich ab bzw. beim Ausfedern zu.

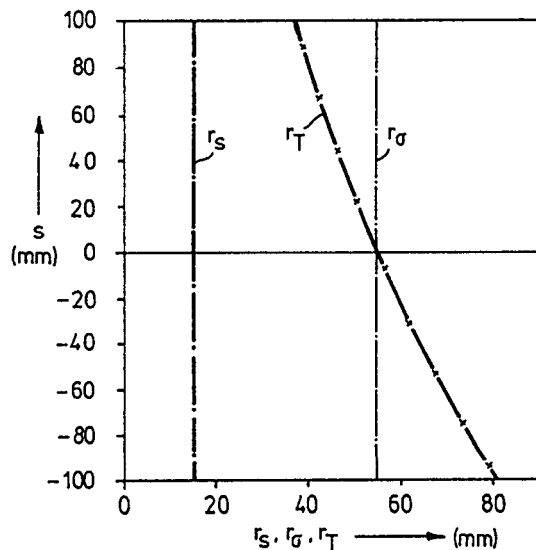


Bild 8.16.

Der Triebkrafthebelarm über dem Radhub im Vergleich zum Spreizungsversatz und zum Lenkrollradius bei radträgerfester Spreizachse

Damit erklärt sich sofort das typische Verhalten eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb bei Kurvenfahrt: Bei gleichen Vortriebskräften an beiden Rädern (unter Vernachlässigung der Differentialreibung) versucht die Vortriebskraft am ausgefederten kurveninneren Rade über ihren gegenüber dem eingefederten kurvenäußeren Rade größeren Triebkrafthebelarm die Vorderräder in die Geradeausstellung zu drehen, und bei Motorbremsung kehrt sich diese Tendenz um.

Mit der Kenntnis der in Kap. 3 beschriebenen Bewegungsabläufe lässt sich die Abhängigkeit des Triebkrafthebelarms vom Radhub in einfacher Weise erklären, indem die im Fahrzeugquerschnitt auftretenden Winkelgeschwindigkeiten betrachtet werden, wobei angenommen wird, dass die Gelenkwelle sich nicht aus der Querschnittsebene herausbewegt, Bild 8.17.

In der Konstruktionslage, Bild 8.17a, ist am radseitigen Gelenk G_a kein Beugewinkel vorhanden. Die Relativ-Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,W}$ zwischen der Radwelle und dem Gelenkwellen-Mittelstück W beim Lenkvorvorgang unter Annahme einer blockierten Momentenstütze liegt in der Winkelhalbierenden der Wellenhälften am Gelenk, hier also der Vertikalen. Sofern G_a nahe genug an der Spreizachse d liegt, was in praxi nach Möglichkeit so ausgeführt wird, kann die Winkelgeschwindigkeit ω_W des Wellenmittelstücks, wenn sie nicht ohnehin Null ist, vernachlässigt werden, und $\omega_{R,W}$ ist dann praktisch gleich der Absolut-Winkelgeschwindigkeit des Radkörpers ω_R . Diese weicht von der in die Spreizachse d fallenden Winkelgeschwindigkeit ω_K des Radträgers ab, so dass sich die Relativ-Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,K}$ ergibt, mit welcher das Rad sich gegenüber dem Radträger in seinem Radlager dreht. Da der Schnittpunkt H der Radachse mit der Spreizachse d im Fahrzeugquerschnitt bewegungslos erscheint, bildet dort die durch H parallel zu ω_R verlaufende Gerade d^* die effektive Drehachse des Radkörpers. Diese liegt in Bild 8.17a parallel zur Radmittelebene, weshalb der Triebkrafthebelarm r_T momentan gleich dem Spreizungsversatz r_σ ausfällt.

Für die Radstellung, bei welcher am radseitigen Wellengelenk kein Beugewinkel auftritt, kann also offensichtlich der Spreizungsversatz in etwa den Triebkrafthebelarm vertreten.

Bild 8.17b zeigt die Radaufhängung schematisch in eingefedertem Zustand, wo am radseitigen Wellengelenk ein Beugewinkel α entstanden ist. Die Winkelgeschwindigkeit ω_R des Radkörpers stellt sich nun in die Winkelhalbierende der beiden Wellenhälften am Gelenk ein und neigt sich daher ein wenig in die Richtung der Spreizachse d . Die Relativ-Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,K}$ ist kleiner geworden, und die Drehachse d^* des Radkörpers schneidet die Fahrbahnebene in einem Punkt D^* in einem im Vergleich zur Konstruktionslage (Bild 8.17a) verringerten Abstand r_T vom Radaufstandspunkt A . Die umgekehrten Verhältnisse würden sich am ausgefederten Rade ergeben.

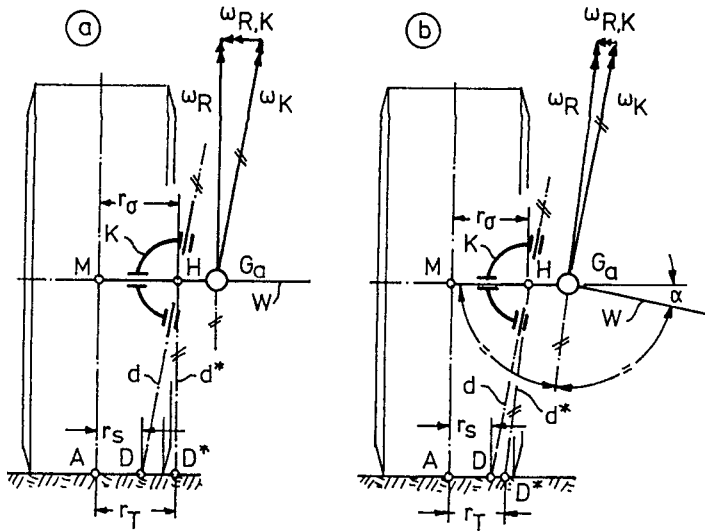


Bild 8.17. Winkelgeschwindigkeiten von Rad und Radträger beim Lenkvorgang und Drehmomentübertragung durch eine Gelenkwelle

Aus Bild 8.17 lässt sich eine einfache und anschauliche Methode ableiten, um bei einer Radaufhängung mit Antrieb über eine quer liegende Gelenkwelle die Größe des Triebkrafthebelarms abzuschätzen, Bild 8.18: man zeichne durch den Schnittpunkt H der Radachse a mit der Spreizachse d eine Parallele d^* zur Winkelhalbierenden zwischen Radachse und Gelenkwelle, die die Fahrbahn im Abstand r_T vom Radaufstandspunkt A schneidet (dies gilt übrigens auch bei „ideeller“ Spreizachse).

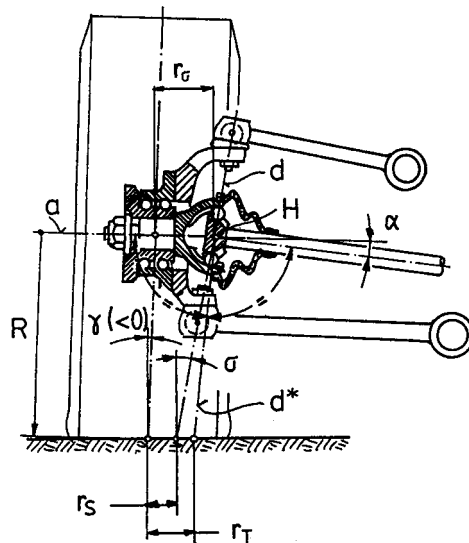


Bild 8.18.
Näherungskonstruktion des
Triebkrafthebelarms bei
abgewinkelter Gelenkwelle

Bei Fahrzeugen mit Frontantrieb wird eine Verringerung des Triebkrafthebelarms und damit des Spreizungsversatzes angestrebt, um den störenden Einfluss instationärer Antriebskräfte z.B. bei Bodenwellen oder wechselnden Reibwerten möglichst auszuschalten. Bei positiver Spreizung σ führt dies zu einem nochmals kleineren Lenkrollradius, was wiederum den Bemühungen entgegenkommt, die Lenkung von instationären Bremskräften z.B. während der Regelungsphase eines Anti-Blockier-Systems freizuhalten. Ist der Spreizungswinkel, wie dies bei Feder- oder Dämpferbeinachsen kaum vermeidbar ist, sehr groß, so ergibt sich dann evtl. ein „negativer“ Lenkrollradius, der dem Betrage nach klein bleiben muss, um Fehlinformationen am Lenkrad über die Verteilung ungleich großer Bremskräfte, und damit evtl. Fehlreaktionen des Fahrers, besonders bei Bremsbeginn zu verhüten.

An einfachen Fahrzeugen mit Vorderradantrieb und quer im Fahrzeug angeordnetem Triebwerk finden sich meistens ungleich lange Gelenkwellen an den beiden Rädern als Folge der außermittigen Lage des Differentialgetriebes. In Bild 8.19 ist der Verlauf der Triebkrafthebelarme an beiden Rädern über dem Radhub s bei ungleich langen Gelenkwellen dargestellt. Deren Differenz bei paralleler Ein- oder Ausfederung der Räder ergibt auch bei symmetrischen Antriebs- oder Schubkräften ein resultierendes Lenkmoment. Dieses macht sich z.B. bei Geradeausfahrt und Beschleunigung oder Gasrücknahme bemerkbar, wenn in der betreffenden Fahrsituation Beugewinkel an den Gelenken vorhanden sind oder wenn das Fahrzeug infolge des Lastwechsels aus- oder einfedert.

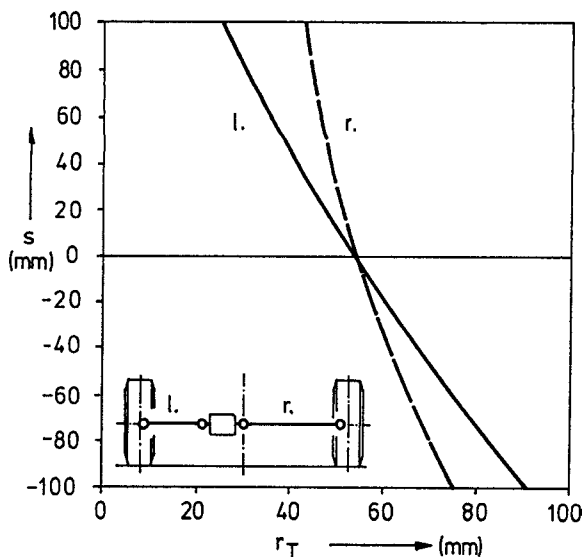


Bild 8.19. Unterschiedliche Triebkrafthebelarme der Räder an einer Achse mit ungleich langen Antriebs-Gelenkwellen

Bei Kurvenfahrt und gegensinniger Ein- bzw. Ausfederung der beiden Räder wird sich am kurvenäußeren Rade stets ein kleinerer Triebkrafthebelarm einstellen als am kurveninneren, auch wenn beide Gelenkwellen gleich lang sind.

Da heute selbst Kleinwagen nahezu standardmäßig mit Servolenkungen ausgestattet sind, welche Störkräfte an den Rädern stark abgemildert an das Lenkrad weitergeben, ist das Problem der Lenkrad-Reaktionen bei Frontantrieb etwas in den Hintergrund getreten. Dabei darf aber nicht in Vergessenheit geraten, dass die Störkräfte weiterhin vorhanden sind und auf die Radführungsglieder wirken und z.B. durch elastische Verformungen der Radaufhängung Lenkwinkel erzeugen können. Die Verwendung einer Servolenkung befreit also nicht von der Aufgabe, die Kinematik und die Elasto-Kinematik der Radaufhängung sorgfältig auszulegen. Lenkreaktionen an den Vorderrädern werden den Fahrer um so mehr verunsichern, je weniger Signale er von diesen ans Lenkrad geliefert bekommt.

Nach den Betrachtungen zum Gelenkwellenantrieb anhand der Bilder 8.16 und 8.17 fällt es nicht mehr schwer, auch die Auswirkungen eines im Radträger eingebauten Untersetzungs-Vorgelegegetriebes auf den Triebkrafthebelarm zu interpretieren. Bild 8.20 zeigt den Verlauf des letzteren über dem Radhub für die gleiche Radaufhängung wie in Bild 8.15, wenn am Radträger Vorgelegegetriebe angenommen werden, welche die Drehzahl der Radwelle gegenüber der Gelenkwelle im Verhältnis 2:1 herabsetzen, und zwar einmal unter Beibehaltung des Drehsinns ($i = 2$) und das andere Mal bei Drehrichtungsumkehr ($i = -2$). Zum Vergleich ist der Triebkrafthebelarm der Radaufhängung ohne Vorgelegegetriebe, also gewissermaßen mit der Untersetzung $i = 1$, eingezeichnet.

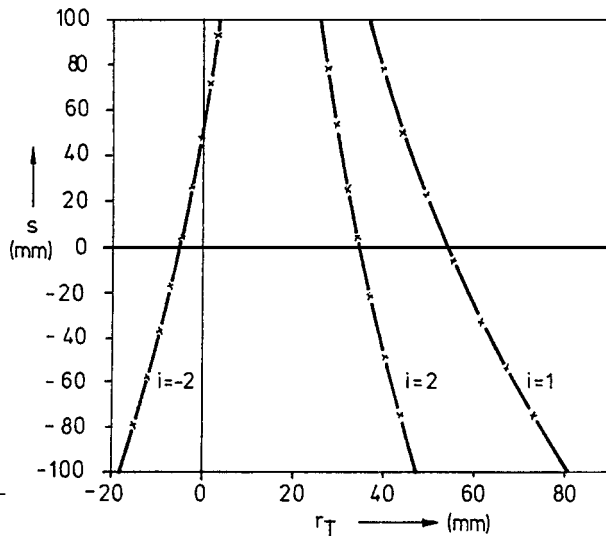


Bild 8.20.
Der Triebkrafthebelarm
über dem Radhub bei
verschiedenen Vorgelege-
Untersetzungen

Die Kurven für $i = 2$ und $i = -2$ liegen etwa symmetrisch zu einer Vertikalen, die dem Hebelarm $r_T = 15$ mm entspricht, und diesen Wert hat bei der betrachteten Radaufhängung der Lenkrollradius r_s (vgl. Bild 8.16). Der Grund hierfür wird anschaulich klar, wenn vereinfacht die Bewegungsabläufe zwischen der Gelenkwelle W , dem Radträger K und dem Rade im Fahrzeugquerschnitt analog zu Bild 8.17 untersucht werden, wobei wieder angenommen werden soll, dass am inneren Wellengelenk und damit am Wellenmittelstück keine Bewegung während des fiktiven Lenkvorgangs bei festgehaltener Federung auftreten soll, Bild 8.21.

Dann ergibt sich die Absolut-Winkelgeschwindigkeit ω_Z der Vorgelege-Eingangswelle Z (in Kap. 3 als „Zwischenwelle“ bezeichnet) als Vektor in der Winkelhalbierenden der Welle Z und des Wellenmittelstücks W , aber die Relativ-Winkelgeschwindigkeit $\omega_{Z,K}$ zwischen der Welle Z und dem Radträger K wird durch das Vorgelegegetriebe um den Faktor i der Getriebeuntersetzung verringert als Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,K} = \omega_{Z,K} / i$ an die Radwelle weitergegeben. Die geometrische Summe $\omega_R = \omega_K + \omega_{R,K}$ ist der Vektor der Absolut-Winkelgeschwindigkeit des Radkörpers.

In Konstruktionslage ohne Beugewinkel am äußeren Wellengelenk ist in Bild 8.21a die Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,K}$ für die Untersetzung $i = 2$ gleichgerichtet, aber halb so groß wie $\omega_{Z,K}$, und der Vektor der Absolut-Winkelgeschwindigkeit ω_R des Radkörpers neigt sich auf die Spreizachse d zu, so dass die effektive Schwenkachse d^* des Radkörpers die Fahrbahn in einem Abstand r_T vom Radaufstandspunkt A schneidet, der kleiner ist als der Spreizungsversatz r_σ , aber noch größer als der Lenkrollradius r_s .

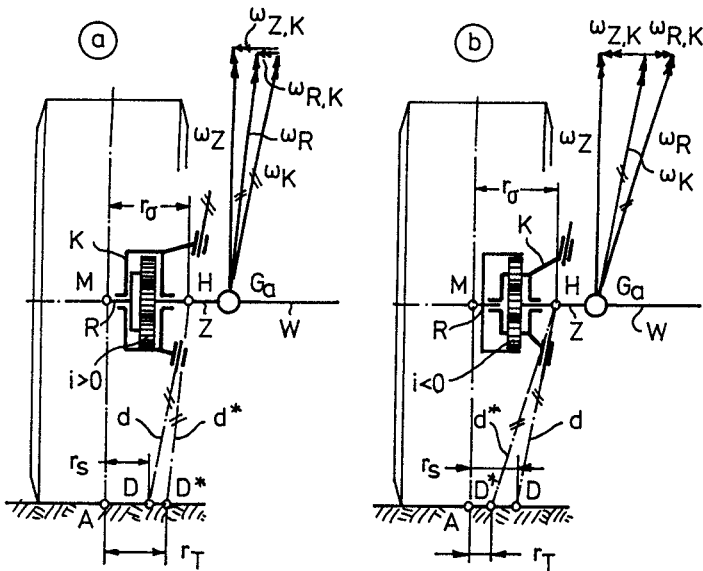


Bild 8.21. Einfluss einer Vorgelege-Untersetzung auf den Triebkrafthebelarm
a) gleichläufiges und b) gegenläufiges Untersetzungsgetriebe.

Bei Drehrichtungsumkehr zwischen der Vorgelege-Eingangswelle und der Radwelle, Bild 8.21b, mit der Untersetzung $i = -2$ ist die Winkelgeschwindigkeit $\omega_{R,K}$ der Radwelle im Radträger der doppelt so großen Winkelgeschwindigkeit $\omega_{Z,K}$ der Eingangswelle des Vorgeleges entgegengerichtet, und es stellt sich eine Absolut-Winkelgeschwindigkeit ω_R des Radkörpers ein, die stärker gegen die Vertikale geneigt ist als die Spreizachse d . Hier wird also der Triebkrafthebelarm in Konstruktionslage kleiner als der Lenkrollradius.

Wäre die Vorgelege-Untersetzung unendlich groß, so fielen die Vektoren der Winkelgeschwindigkeiten ω_R des Radkörpers und ω_K des Radträgers zusammen. Mit $i = \infty$ wird allerdings die Gelenkwelle auch bei beliebig hoher Drehzahl keine Relativbewegung zwischen Radkörper und Radträger mehr erzeugen können; der Radkörper wäre „radträgerfest“ und damit die Momentenstütze ebenfalls. Dies entspräche dem Grenzfall des „Radnabenmotors“, wo der Lenkrollradius r_s zugleich als Triebkrafthebelarm auftritt.

Die aus Bild 8.21 ablesbaren geometrischen Bedingungen ermöglichen eine einfache Abschätzung des Triebkrafthebelarms r_T für gegebene Werte des Lenkrollradius r_s , des Spreizungswinkels σ , des Radsturzes γ , des Beugewinkels α am äußeren Wellengelenk, des Reifenradius R und des Untersetzungsverhältnisses i (<0 für Drehrichtungsumkehr) des Vorgelegegetriebes: mit den Winkelangaben im Bogenmaß (rad) wird

$$r_T \approx r_s + (R/i)(\sigma + \gamma - \alpha/2). \quad (8.23)$$

Beim Ein- und Ausfedern ändert sich der Beugewinkel am radseitigen Wellengelenk, damit die Richtung der Winkelhalbierenden zwischen der Vorgelege-Eingangswelle und dem Wellenmittelstück und folglich die Relativ-Winkelgeschwindigkeit der Eingangswelle gegenüber dem Radträger. Die Relativ-Winkelgeschwindigkeit des Radkörpers ist gegenüber der der Eingangswelle um den Faktor i untersetzt, somit fällt ihre Änderung über dem Radhub und dementsprechend die Neigungsänderung der effektiven Drehachse d^* geringer aus. Eine Vorgelege-Untersetzung im Radträger reduziert also die Veränderung des Triebkrafthebelarms über dem Radhub, mit anderen Worten die Auswirkungen der Antriebskräfte auf die Lenkung bei Kurvenfahrt oder bei ungleich langen Gelenkwellen.

Vorgelege-Untersetzungsgetriebe im Radträger werden hauptsächlich aus zwei Gründen, und daher in unterschiedlicher Bauweise, angewandt: einmal bei Geländefahrzeugen zwecks Vergrößerung der Bodenfreiheit (dann als Stirnradgetriebe mit Wellenversatz, oft ohne wesentliche Untersetzung), zum anderen bei Schwerfahrzeugen zwecks Gewichtseinsparung an den Übertragungselementen im Antriebsstrang (dann vorwiegend als Planetengetriebe mit konzentrischer Ein- und Ausgangswelle, wie auch in Bild 8.21 angenommen, und mit deutlicher Untersetzung).

In den angetriebenen Starrachsen von Schwerlastwagen verändert sich der Beugewinkel des radseitigen Wellengelenks nicht über dem Radhub; die Skizzen in Bild 8.21 stellen also für solche Achsen den Dauerzustand dar. Hier ergibt sich über dem Federweg keine Veränderung des Triebkrafthebelarms. Bei gegebenem und merklich von Null verschiedenem Spreizungswinkel lässt sich dann offensichtlich durch die Wahl der Vorgelege-Untersetzung der Triebkrafthebelarm klein halten mit den entsprechenden Vorteilen für die Belastung des Lenkgestänges und der Antriebs-elemente.

Das Planeten-Vorgelegegetriebe in Bild 8.22 treibt das Rad über den Planetenträger an, so dass die Antriebswelle und das Rad gleichsinnig, hier mit einer Untersetzung um 3:1, drehen (vgl. Bild 8.21a).

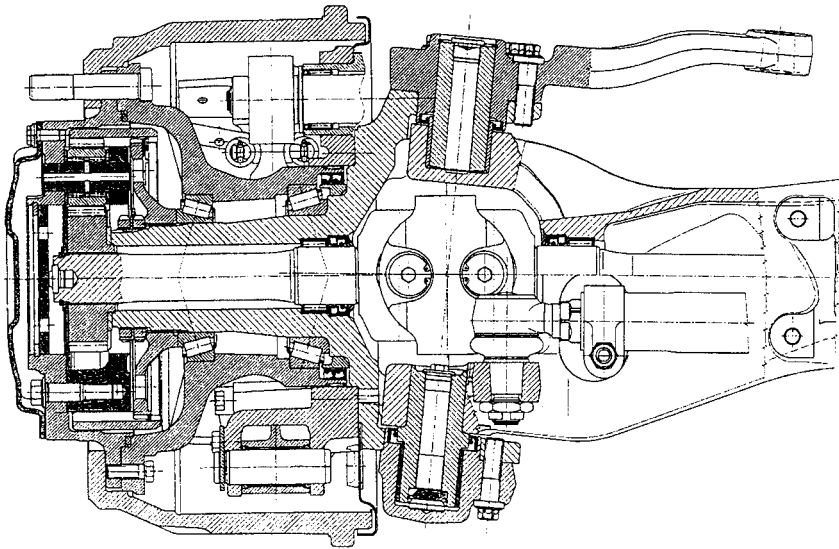


Bild 8.22. Achsschenkel einer LKW-Vorderachse mit Planeten-Vorgelegegetriebe
(Werkbild MAN Nutzfahrzeuge AG)

Wie in den vorangehenden Kapiteln sind auch hier die Kenngrößen der Lenkgeometrie an einem „starr“ Mechanismus mit unelastischen Lagern und Lenkern definiert worden. Das Argument, dass die Elastizitäten der Lenkerlager keine relevanten Änderungen an den Kräfteverhältnissen der Radaufhängung verursachen, gilt auch für einige der Lenkungs-Kenngrößen, aber für andere nur mit Einschränkung. Angesichts der kleinen Beträge der Kenngrößen Lenkrollradius, Nachlaufstrecke und Triebkrafthebelarm erreichen nämlich die elastischen Querverschiebungen der Radaufstandspunkte gegenüber den Felgen bei Fahrt mit hoher Querbe-

schleunigung (vgl. Kap. 7, Bild 7.27) deren Größenordnung und sind folglich nicht mehr vernachlässigbar. Zwar werden Fahrzustände im fahrdynamischen Grenzbereich vorzugsweise mit Simulationsprogrammen analysiert, in denen alle beteiligten Bauteile so wirklichkeitsgetreu als möglich modelliert sind; sollten derartige Untersuchungen aber unter Verwendung der vorstehend definierten „Kenngrößen“ vorgenommen werden, so empfiehlt es sich, die Querverformungen der Reifen zum Lenkrollradius bzw. Triebkrafthebelarm zu addieren bzw. von diesen Radien zu subtrahieren, ähnlich wie die geometrische Nachlaufstrecke bei Seitenkraft durch den aktuellen Reifennachlauf zu ergänzen ist.

8.4 Das Lenkgestänge

8.4.1 Bauarten

Die Übertragung der vom Fahrer am Lenkrad bzw. Lenkgetriebe eingeleiteten Lenkbewegung auf die Fahrzeugräder erfolgt durch das Lenkgestänge. Dieses muss, von Ausnahmen (Dubonnet-Achsen) abgesehen, auch die Federungsbewegung der Radaufhängung mit vollziehen. Bei Einzelradaufhängungen sind daher im allgemeinen zwei seitliche Spurstangen zwischen dem Radträger und dem Lenkgetriebe vorgesehen, deren Anordnung auf die Bauart der Radaufhängung und das gewünschte Eigenlenkverhalten Rücksicht zu nehmen hat.

Gebräuchliche Lenkgestängeanordnungen für Einzelradaufhängungen sind in Bild 8.23 zusammengestellt, wobei heute wegen der üblichen längselastischen Aufhängung nur noch etwa quer zur Fahrtrichtung liegende Spurstangen in Frage kommen.

Im Beispiel *a* sind die Drehachsen des Lenkstockhebels am Lenkgetriebe *L* und des Zwischen- oder Führungshebels der gegenüberliegenden Fahrzeugseite parallel ausgerichtet, und diese beiden Hebel bilden mit der mittleren Spurstange ein ebenes Gestänge. Die äußeren Spurstangen sind unabhängig von der mittleren am Lenkstock- und am Führungshebel angelenkt. Beide Hebel machen zweckmäßigerweise gleich große Winkelausschläge nach beiden Seiten, um eine für Links- und Rechtskurven symmetrische Lenkgeometrie und gleiche Lenkrad-Umdrehungszahlen zu erreichen. Die Anordnung von Bild 8.23a hat zur Folge, dass alle sechs Gelenke der Spurstangen etwa den vollen Lenkwinkel ausführen müssen (Reibung!) und dass ihre Elastizitäten sich in Reihe addieren.

Wird die mittlere Spurstange an ecksteifen Drehgelenken geführt, Beispiel *b*, so können die äußeren Spurstangen an dieser angelenkt werden (in Grenzen auch außermittig), was einerseits konstruktive Freiheiten der

Radführungen der Straßenfahrzeuge
Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion
Matschinsky, W.
2007, XVI, 454 S., Hardcover
ISBN: 978-3-540-71196-4