

Organ der VDI/VDE-Fachgruppe Regelungstechnik, des Arbeitsausschusses Regelungstechnik im DNA u. der NAMUR (Normenarbeitsgemeinschaft f. Meß- u. Regeltechnik i. d. chem. Industrie).

Unter Mitwirkung von Dr.-Ing. H. J. Altenhein, Oberingenieur K. Bester, Dr.-Ing. O. Grebe, Dr.-Ing. H. Henning, Dr. phil. nat. H. Kaufmann, Prof. Dr.-Ing. K. Küpfmüller, Gerd Müller, Dr.-Ing. R. Oetker, Prof. Dr.-Ing. W. Oppelt, Dipl.-Ing. H. Schink, Dr. phil. B. Sturm, Dr.-Ing. H. Toeller, Prof. Dr. E. Wintergerst — Schriftleitung K. F. Fröh — Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. HANS SARTORIUS

IM VERLAG R. OLDENBOURG, MÜNCHEN 13. JAHRGANG 1965 SEITE 221-268

HEFT 5

Führungsverhalten des vierrädrigen Straßenfahrzeugs bei Regelung des Kurses auf festgelegter Bahn¹⁾

Von W. ZIMDAHL, Darmstadt

Im vergangenen Jahrzehnt ist viel über die sogenannte „automatische Autobahn“ geschrieben und gesprochen worden, auf der ein mit entsprechenden Einrichtungen versehenes Kraftfahrzeug stets auf einer vorher festgelegten Fahrspur geführt wird. In dieser Arbeit soll versucht werden, die Aufgabenstellung und die bisher vorgeschlagenen Lösungen sowie auch eine neue Lösung von der regelungstechnischen Theorie her zu durchleuchten, wobei von besonderem Interesse der Istwert-Sollwert-Vergleich ist, also der Vergleich des gefahrenen Weges mit dem vorgeschriebenen.

In recent years many papers have been published about the so-called „automatic highway“, where a vehicle, equipped with the required devices, is guided along a pre-established line at the center of the highway. In this paper the problems and their solutions — those proposed in the past as well as a new one suggested here — shall be discussed from the point of view of control theory. Of particular interest is the comparison of the actual vehicle path (trajectory) with the prescribed guide-line.

1. Einleitung

In den letzten Jahren sind viele experimentelle Untersuchungen über die Bewegung des vierrädrigen Straßenfahrzeugs bei automatischer Führung angestellt worden. Theoretische Untersuchungen zu diesem Problem sind aber kaum vorhanden oder unbrauchbar. Der Grund dafür ist nicht so sehr eine ungenügende Kenntnis der Regelstrecke, nämlich des Fahrzeugs. So konnte Fonda in seiner Arbeit aus dem Jahre 1957 [1] an Hand eines Ersatzbildes des Fahrzeugs Differentialgleichungen aufstellen, die die Hauptbewegung des Fahrzeugs mit genügender Genauigkeit beschreiben. Man hat auch oft versucht, sich die etwas weiter fortgeschrittene Theorie über die Bewegung von automatisch gelenkten Flugkörpern zunutze zu machen, aber vielfach ist man dann von falschen Voraussetzungen ausgegangen und hat unzulässige

Vernachlässigungen getroffen, so daß die entsprechenden Arbeiten als unbrauchbar bezeichnet werden müssen.

In dieser Arbeit soll in einem ersten Abschnitt das Verhalten des Fahrzeugs auf Grund der Theorie von Fonda [1] untersucht werden. In einem zweiten Abschnitt wird die Verbindung Straße—Fahrzeug über Leitsystem und Meßfühler besprochen, in dem letzten Abschnitt werden dann Lösungen des Problems vorgeschlagen und untersucht.

2. Das Fahrzeug

a) Vereinfachungen

Zunächst sollen einige Vereinbarungen über Vernachlässigungen getroffen werden.

Entsprechend den sechs Freiheitsgraden, die ein Körper im Raum hat, kann ein Straßenfahrzeug sechs verschiedene Bewegungen ausführen (Bild 1). Mit den Bezeichnungen von Bild 1 sind das:

drei Translationsbewegungen

- in Richtung der x -Achse: Vorwärts- oder Längsbewegung (u),
- in Richtung der y -Achse: Seiten- oder Querbewegung (v),
- in Richtung der z -Achse;

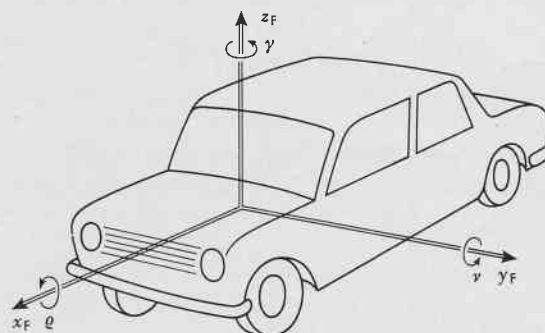


Bild 1. Die Lage des fahrzeugbezogenen Koordinatensystems.

¹⁾ Gekürzte Fassung einer Diplomarbeit, die am Institut für Regelungstechnik der TH Darmstadt (Professor Dr.-Ing. W. Oppelt) unter der Betreuung von Dipl.-Ing. F. Frank ausgeführt wurde.

drei Rotationsbewegungen

um die x -Achse: Rollen (ϱ),

um die y -Achse: Nicken (ν),

um die z -Achse: Gieren (γ).

Die Bahngeschwindigkeit V ergibt sich damit zu

$$V^2 = v^2 + u^2. \quad (1)$$

Ein Gleichungssystem für sämtliche sechs Geschwindigkeiten aufzustellen ist sehr schwierig. Dies ist auch oft gar nicht nötig, da z. B. Nicken und Bewegung in z -Richtung für Betrachtungen der Seitenstabilität ohne Interesse sind und auf die Bewegungen in den anderen Achsen nur einen sehr geringen Einfluß ausüben. Außerdem kann man die Anzahl der benötigten Gleichungen noch um eine reduzieren, wenn man den Schiebewinkel β einführt mit

$$\tan \beta = \frac{v}{u} \quad (2a)$$

oder

$$\beta = \frac{v}{u} \quad (2b)$$

für kleine β .

Wenn nötig, kann die absolute Größe der Geschwindigkeiten u und v mit Hilfe der Gleichungen

$$\begin{aligned} v &= V \cdot \sin \beta \quad \text{und} \\ u &= V \cdot \cos \beta \end{aligned} \quad (2c)$$

bestimmt werden.

Kohr [2] fand als eines der Ergebnisse seiner Versuche, daß die Rollbewegung einen relativ schwachen Einfluß auf das Gieren und die Seitenbewegung hat; aus diesem Grunde soll hier auch die Rollbewegung unbeachtet bleiben.

b) Fahrzeuggleichungen

Für die so verbliebenen zwei Variablen Giergeschwindigkeit γ und Seitengeschwindigkeit v gibt Fonda [1] die beiden folgenden Differentialgleichungen an:

$$MV \left(\gamma + \frac{\dot{v}}{V} \right) + C \left(\frac{v}{V} - x \frac{\gamma}{V} \right) = C_A \delta, \quad (3a)$$

$$I_z \dot{\gamma} + N'_y \gamma + xMV\omega = a' C_A \delta. \quad (3b)$$

Hierin sind: δ der mittlere Einschlagwinkel der Vorderräder, im folgenden Lenkwinkel genannt, sowie M , C , C_A , I_z , N'_y , x und a' konstante Größen, die das Fahrzeug beschreiben. Mit

$$\frac{v}{V} \approx \frac{v}{u} = \tan \beta \approx \beta \quad (4)$$

für kleine β und

$$I_z = k^2 M$$

werden diese Gleichungen zu

$$MV(\gamma + \dot{\beta}) + C \left(\beta - \frac{x}{V} \gamma \right) = C_A \delta, \quad (5)$$

$$k^2 M \dot{\gamma} + N'_y \gamma + xMV(\gamma + \dot{\beta}) = a' C_A \delta. \quad (6)$$

Mit Hilfe der $\mathcal{L}$ -Transformation erhält man aus den beiden Differentialgleichungen (5) und (6) die Frequenzgänge:

$$\begin{aligned} F_\beta &= \frac{\mathcal{L}\{\beta\}}{\mathcal{L}\{\delta\}} = \frac{\bar{\beta}}{\bar{\delta}} \\ &= C_A \frac{k^2 M p + \left[a' \frac{C}{v} (b' + x) - MV(a' - x) \right]}{D}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$F_\gamma = \frac{\mathcal{L}\{\gamma\}}{\mathcal{L}\{\delta\}} = \frac{\bar{\gamma}}{\bar{\delta}} = C_A \frac{MV(a' - x)p + a'C}{D} \quad (8)$$

mit

$$\begin{aligned} D &= \begin{vmatrix} [MVp + C] & [MV - x \frac{C}{V}] \\ [xMVp] & [k^2 Mp + (a'b' \frac{C}{V} + xMV)] \end{vmatrix} \\ D &= k^2 M^2 V p^2 + MC(a'b' + k^2 + x^2)p \\ &\quad + C \left(a'b' \frac{C}{V} + xMV \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω der Schwerpunktbahn ist

$$\omega = \gamma + \frac{\dot{v}}{V} = \gamma + \dot{\beta} \quad (10)$$

oder im Bildbereich

$$\bar{\omega} = \bar{\gamma} + p \cdot \bar{\beta} - \beta(0). \quad (11)$$

Da bei der Berechnung des Frequenzgangs die Anfangsbedingungen unberücksichtigt bleiben, ist

$$F_\omega = \frac{\bar{\omega}}{\bar{\delta}} = \frac{\bar{\gamma}}{\bar{\delta}} + p \cdot \frac{\bar{\beta}}{\bar{\delta}} = F_\gamma + p \cdot F_\beta,$$

$$F_\omega = C_A \cdot \quad (12)$$

$$\frac{k^2 M V p^2 + a' C (b' + x) p + a' C V}{k^2 M^2 V^2 p^2 + M C V (a' b' + k^2 + x^2) p + C (a' b' C + x M V^2)}$$

c) Übergangsfunktionen und Pol-Nullstellenverteilungen

Aus den Differentialgleichungen werden nun die Übergangsfunktionen ermittelt. Zunächst soll dies — wegen der Wichtigkeit des Falles — für einen mit konstanter Geschwindigkeit anwachsenden Lenkwinkel geschehen:

$$\delta = d \cdot t \quad \text{mit} \quad d = \text{konst.}$$

Mit den bekannten Methoden der $\mathcal{L}$ -Transformation erhält man in allen drei Fällen ein Ergebnis der Form

$$f(t) = f_1(t) + f_2(t), \quad (13)$$

wobei der erste Term die Form

$$f_1(t) = C_1 \cdot (t - T) \quad (14)$$

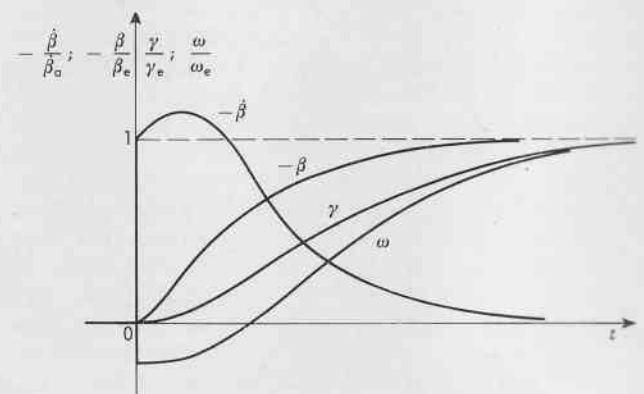


Bild 2. Übergangsfunktionen für β , $\dot{\beta}$, γ und ω bei einem Lenkwinkelsprung $\delta = \delta_0$ für $t = 0$.

hat und der zweite die Form

$$f_2(t) = C_2 \cdot e^{-\frac{t}{T_1}} + C_3 \cdot e^{-\frac{t}{T_2}} \quad \text{bzw.} \quad (15a)$$

$$f_2(t) = C_4 \cdot e^{-\sigma t} \cdot \sin(\omega t + \varphi). \quad (15b)$$

Der Ausdruck f_1 stellt also die Antwort des Fahrzeugs für $t \rightarrow \infty$ dar, f_2 beschreibt den Einschwingvorgang.

Die Lösungen für einen Lenkwinkelsprung $\delta = \delta_0$ zur Zeit $t = 0$ sind vollkommen analog aufgebaut, nur daß hier der Term f_1 eine Konstante, der Beharrungswert, ist.

Bild 2 stellt einen möglichen qualitativen Verlauf der vier Funktionen β , $\dot{\beta}$, γ und ω für einen Lenkwinkelsprung $\delta = \delta_0$ für $t = 0$ dar.

Zum Abschluß dieses Abschnittes sei im Bild 3 eine Pol-Nullstellenverteilung (in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit V) wiedergegeben.

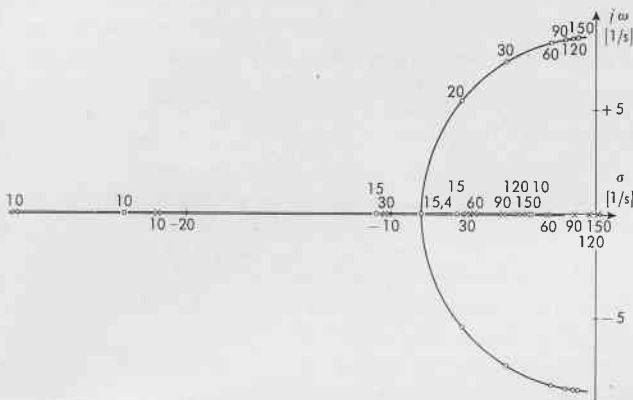


Bild 3. Nullstellen und Pole für ω/δ . Volkswagen mit vier Personen, Parameter: V in km/h, x = Pole, 0 = Nullstellen.

3. Die Verbindung zwischen Straße und Fahrzeug

Der Verlauf der Fahrbahn ist die Führungsgröße für das Regelsystem Straße—Fahrzeug. Bei selbsttätiger Regelung des Kurses auf festgelegter Bahn wird die Verbindung zwischen Straße und Fahrzeug durch das Leitsystem hergestellt: der vorgegebene Fahrweg, der zu jedem beliebigen Zeitpunkt den Sollwert für die Seitenlage des Fahrzeugs darstellt, ist auf der Fahrbahn in irgendeiner Weise markiert; durch am Fahrzeug angebrachte Meßfühler wird diese Markierung abgetastet, um so aus der Soll- und der Ist-Lage die Regelabweichung zu bilden. Über einen Regler wird dann durch einen Eingriff am Stellglied, der Lenkung, versucht, die Regelabweichung zu Null zu machen.

Folgende Leitsysteme können in Erwägung gezogen werden:

a) Mechanische Leitsysteme

Zur Führung eines Fahrzeugs mit mechanischer Abtastung des Soll-Fahrwegs kann eine Nut oder eine Schiene in oder auf der Fahrbahn dienen; ebenso können eine Schiene oder ein Draht über der Fahrbahn benutzt werden. Für diese Art der Führung eines Fahrzeugs gibt es wenig Beispiele; das System ist auch für hohe Geschwindigkeiten ungeeignet.

b) Optische Leitsysteme

Bei diesen Systemen dient ein Streifen auf der Fahrbahn, der eine andere Farbe hat als diese, zur Führung des Fahrzeugs. Der Streifen wird von zwei Fotozellen abgetastet, die Differenz ihrer Ausgangsspannungen bildet die Regelabweichung. Diese wird dann einem Regelverstärker zugeführt, der den Stellmotor für die Lenkung speist. Auch hiervon gibt es

Modellanlagen in verkleinertem Maßstab bei geringen Geschwindigkeiten.

c) Elektrische Systeme [3], [4], [5], [6], [7]

Von diesen sind mehrere Ausführungsformen als Modell- und Versuchsanlagen verwirklicht worden, sowohl in verkleinertem Maßstab als auch in naturgetreuer Größe. Die elektrischen Systeme haben die größten Aussichten auf eine zukünftige Verwendung in der Praxis.

Bei den meisten elektrischen Systemen wird ein Leitkabel (guidance cable) unter der Mitte der Fahrbahn verwendet; dieses wird mit niederfrequentem Wechselstrom gespeist und wirkt so als Antenne mit kleinem Wirkungsbereich. In zwei Spulen am Wagen wird eine Spannung induziert, die unter anderem von der Entfernung der Spulen vom Leitkabel abhängig ist. Die Differenz dieser beiden Spannungen ist die Regelabweichung; sie ist Null, wenn beide Spulen gleich weit vom Leitkabel entfernt sind. Sind die Spulen in Bezug auf die Längsachse des Wagens symmetrisch angebracht, so ist die Regelabweichung Null, wenn sich die Längsachse über dem Kabel befindet (Längsachse parallel zum Kabel). Bei optimaler Anbringung der Spulen ist der Nulldurchgang der Differenzspannung, die die Regelabweichung darstellt, sehr steil. Je nach Konstruktion wird die Differenzspannung in einem engen oder weiten Bereich fast linear abhängig von der seitlichen Verschiebung (Querabweichung).

4. Mathematische Behandlung des Regelsystems

Von der Betrachtung einer Längsregelung zum Zwecke eines konstanten Abstands vom vorausfahrenden Fahrzeug oder eines ähnlichen Kriteriums sei hier abgesehen, da die Probleme dabei völlig andere sind als bei der Querregelung. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs werde intern geregelt, wobei je nach Bedarf geeignete Sollwerte eingestellt werden. Damit geht die Vorwärtsgeschwindigkeit V_0 in die folgende Rechnung nur als Parameter ein.

Für die mathematische Behandlung des Problems bedarf es zunächst eines geeignet gewählten Koordinatensystems.

Kartesische Koordinaten haben zwei schwerwiegende Nachteile:

1. Eine Funktion $y(x)$, die einen beliebigen Fahrweg explizit darstellen soll, kann durchaus vieldeutig sein (schon bei dem einfachen Fall der Kreisfahrt ist dies gegeben).
2. In der Regelungstechnik wird ein System oft durch seine Übergangsfunktion gekennzeichnet. Hierbei wird seine Eingangsgröße (bei einem Regelkreis z. B. die Führungsgröße) sprunghaft verstellt. Bei der Darstellung eines Fahrwegs in kartesischen Koordinaten würde das also bedeuten, daß z. B. bei stetiger Änderung von x sich y sprunghaft ändert von y_1 auf y_2 , was aber eine physikalische und technische Unsinnigkeit ist.

Wegen dieser großen Nachteile sollen für die mathematische Behandlung des Problems folgende Koordinaten gewählt werden: Krümmung κ und Weg s . Der Fahrweg wird also dargestellt durch die Krümmung in Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg $\kappa(s)$, wobei der zurückgelegte Weg von einem beliebigen Punkt des Fahrwegs gerechnet wird. Die beiden Nachteile der kartesischen Koordinaten treten nicht auf:

1. Die Funktion $\kappa(s)$, die einen Fahrweg explizit darstellen soll, ist eindeutig, da s eindeutig ist. Ein Vorteil ergibt sich noch: s ändert sich stetig mit der Zeit beim Befahren des Fahrwegs; im einfachen Falle einer konstanten Geschwindigkeit ist sogar s proportional der Zeit t .

2. Zur Aufnahme von Übergangsfunktionen kann κ sprunghaft geändert werden. In der Praxis bedeutet das, daß sich der Bahnradius des Fahrwegs sprunghaft ändert, ein Übergang von $\kappa = 0$ auf $\kappa = \kappa_0$ ist gleichbedeutend mit dem Übergang von der Geradeausfahrt in eine Kreisfahrt.

Ein weiterer Vorteil ist der, daß — bei idealem Meßglied und Regler — eine sprunghafte Änderung von κ ebenfalls eine sprunghafte Änderung des Lenkwinkels zur Folge hat, so daß — vom Standpunkt des Regelungstechnikers gesehen — die Größen κ und δ nur durch eine Konstante, nicht aber durch eine Nichtlinearität oder eine zeitabhängige Funktion verknüpft sind.

a) Reglereingang ist Querabweichung

Mit den oben genannten Voraussetzungen kann man nun in die mathematische Behandlung des Problems eintreten.

In der Praxis wird bei den bisher gebauten Anlagen durch die Meßfühler der Abstand des Leitkabels von der Wagenlängsachse gemessen, also der Ordinatenwert y_{F0} des jeweils nächsten Leitkabelpunktes in einem fahrzeugeigenen kartesischen Koordinatensystem, das hier mit (x_F, y_F) bezeichnet wird (siehe auch Bild 1). Da aber in der Rechnung Soll- und Ist-Fahrweg durch $\kappa_0(s_0)$ bzw. $\kappa_1(s_1)$ dargestellt werden sollen, ist ein umfangreicher mathematischer Apparat notwendig, um aus $\kappa_0(s_0)$ und $\kappa_1(s_1)$ die Regelabweichung y_{F0} zu berechnen. In dem im Bild 4 gezeigten Blockschaltbild des Regelkreises soll der gestrichelt gezeichnete Kasten die Umrechnung andeuten.

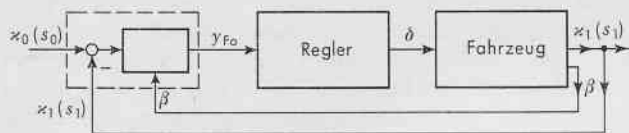


Bild 4. Blockschaltbild der Querregelung.

Das Ergebnis der Berechnung von y_{F0} aus $\Delta\kappa$ und β ist ein System zweier nichtlinearer, inhomogener Differentialgleichungen, in denen Ausdrücke der Form $f_1(t) \cdot f_2(t)$ vorkommen; es ist im allgemeinen Falle nicht lösbar.

Um im Rahmen dieser Arbeit wenigstens zu einer Abschätzung des Regelkreisverhaltens zu kommen, werden folgende Vereinbarungen getroffen:

1. Die Vorwärtsgeschwindigkeit V_0 sei konstant, Glieder mit $(\Delta\kappa)^2$ können vernachlässigt werden.
2. Der Schiebewinkel β sowie seine zeitlichen Ableitungen seien Null.
3. Außerdem beschränke man sich auf sehr kleine Abweichungen des Ist-Fahrwegs vom Soll-Fahrweg.

Damit lassen sich die ursprünglich sehr komplizierten Differentialgleichungen wesentlich vereinfachen, das Ergebnis lautet:

$$\ddot{y}_{F0} = -V_0^2 \cdot \Delta\kappa \quad \text{mit} \quad \Delta\kappa = \kappa_0 - \kappa_1, \quad (16)$$

oder in der Frequenzgangdarstellung:

$$F_y = \frac{\bar{y}_{F0}}{\Delta\kappa} = -\frac{V_0^2}{p^2}. \quad (17)$$

Durch diese Abschätzung, die nur sehr grob ist — das muß noch einmal ausdrücklich betont werden —, wird also der Kreis linearisiert. Mit Hilfe der Gl. (17) kommt man nun zu dem im Bild 5 gezeigten Blockschaltbild des Kreises.

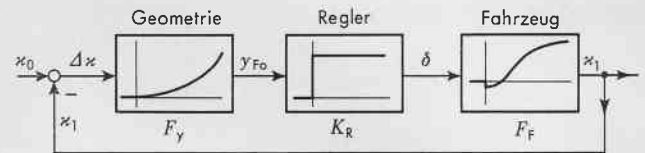


Bild 5. Blockschaltbild des linearisierten Regelkreises.

Schon bei der Betrachtung dieses Bildes liegt die Annahme nahe, daß der Kreis ohne Hinzunahme von Hilfsregelgrößen schwer zu stabilisieren sein wird, daß er sogar unter Umständen auf Grund des Gliedes $1/p^2$ strukturinstabil werden kann. *Oppelt* deutet in seinem „Kleinen Handbuch“ [8] auf der Seite 164 schon an, daß diese Möglichkeit bei Fahrzeugregelungen allgemein gegeben ist und zeigt es an Hand eines Beispiels, siehe [8], Seite 467.

Der Einfachheit halber sei für den Regler reines P-Verhalten angenommen; es ist einleuchtend, daß die Hinzunahme eines weiteren I-Anteils im Regler oder sogar schon eine zu große Zeitkonstante die Stabilität wesentlich verschlechtern können.

Der Frequenzgang des Fahrzeugs hat folgende Gestalt:

$$F_F = \frac{\kappa_1}{\delta} = K_s \cdot \frac{1 + \frac{2\sigma_z}{\omega_z^2}p + \frac{p^2}{\omega_z^2}}{1 + (T_1 + T_2)p + T_1T_2p^2}. \quad (18)$$

Durch eingehendere Berechnungen an Hand der Daten wirklicher Fahrzeuge (diese Daten wurden den Aufsätzen von *Mitschke* [9] und *Gauß-Wolff* [10] entnommen) konnte gezeigt werden, daß die Nullstellen des Frequenzgangs für etwa $V > 20$ km/h konjugiert komplex sind (σ_z Realteil, ω_z Imaginärteil der Nullstelle); ferner sei ein übersteuerndes Fahrzeug angenommen, das aperiodisches Übergangsverhalten mit den Zeitkonstanten T_1, T_2 zeigt.

Somit wird der Frequenzgang F_0 des offenen Kreises:

$$F_0 = (-1) \cdot \left(-\frac{V_0^2}{p^2}\right) \cdot K_R \cdot K_s \cdot \frac{1 + \frac{2\sigma_z}{\omega_z^2}p + \frac{p^2}{\omega_z^2}}{1 + (T_1 + T_2)p + T_1T_2p^2}. \quad (19)$$

Die charakteristische Gleichung des Regelkreises lautet:

$$1 - F_0 = 0 = T_1T_2p^4 + (T_1 + T_2)p^3 + \left[1 + \frac{|K_R|K_sV_0^2}{\omega_z^2}\right]p^2 + \frac{|K_R|K_sV_0^2 \cdot 2\sigma_z}{\omega_z^2}p + |K_R|K_sV_0^2 \quad \text{mit} \quad K_R > 0. \quad (20)$$

In der charakteristischen Gleichung sind zwar alle Koeffizienten vorhanden, der Regelkreis ist also nicht strukturinstabil, er hat aber die Tendenz dazu, denn mit wachsender Geschwindigkeit V_0 wird der Koeffizient von p kleiner (da σ_z kleiner und ω_z größer wird, siehe hierzu Bild 3), während alle anderen wachsen oder annähernd gleich bleiben.

Der vollständige nichtlineare Regelkreis ohne die Vernachlässigungen der Gln. (16) und (17) wurde auf dem Analogrechner simuliert. Zahlenwerte für die Fahrzeuggrößen wurden den schon zitierten Aufsätzen [9] und [10] entnommen. Das Bild 6 zeigt als Ergebnis dieser Simulation Übergangsfunktionen des Regelkreises bei einem Sollwertsprung von $\kappa_0 = 0$ auf $\kappa_0 = \kappa_{00}$ (Übergang von der Geradeausfahrt in einen Kreisbogen). Hieraus ersieht man, daß das Führungsverhalten des Systems schlecht ist, denn die Übergangsfunktionen zeigen mehrmaliges starkes Überschwingen.

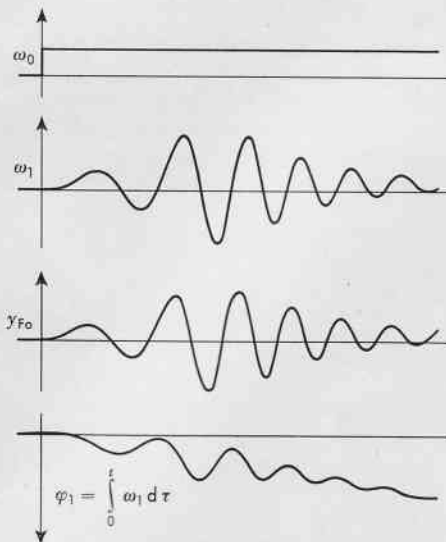


Bild 6. Übergangsfunktionen des Regelkreises bei Sollwertsprung von $\kappa_0 = 0$ auf $\kappa_0 = \kappa_{00}$.

Außerdem erkennt man, daß der Kreis stark nichtlinear ist: die Schwingungen klingen zunächst auf, dann ab.

Man könnte versuchen, das Führungsverhalten durch Aufschalten von Hilfsgrößen zu verbessern, so z. B. durch Aufschalten des Differenzwinkels $\Delta\varphi$ zwischen Leitkabel und Wagenlängsachse, aber eine prinzipielle Verbesserung wird auch dies nicht bringen. Der Grund dafür ist folgender: sowohl die Regelabweichung y_{F0} als auch der Differenzwinkel $\Delta\varphi$ wachsen bei einem Sprung in κ_0 in erster Näherung quadratisch mit dem Weg (bzw. der Zeit bei $V_0 = \text{konst.}$). Der Reglerausgang, der den Lenkwinkel beeinflussen soll, müßte aber ebenfalls annähernd sprungförmig ansteigen, um y_{F0} gar nicht erst unzulässig anwachsen zu lassen.

b) Reglereingang ist Krümmungsdifferenz

Um das obengenannte Problem zu lösen, muß man den Aufbau des Regelkreises prinzipiell ändern. Da sich keine der vom Fahrzeug aus meßbaren Größen zeitlich in demselben Maße wie κ ändert, muß die Krümmung κ_0 des Soll-Fahrwegs direkt in das Fahrzeug eingegeben werden. Wie das technisch realisiert werden kann, soll im Abschnitt 5 gezeigt werden. Die Krümmung des Ist-Fahrwegs κ_1 kann indirekt über die Drehgeschwindigkeit γ_1 und die Querbeschleunigung $\dot{v}$ gemessen werden; bei konstanter Vorwärtsgeschwindigkeit V_0 ergibt sich κ_1 aus γ_1 und $\dot{v}$ durch die einfache lineare Operation

$$\kappa_1 = \frac{1}{V_0} \cdot \omega_1 = \frac{1}{V_0} \cdot \left(\gamma_1 + \frac{\dot{v}}{V_0} \right). \quad (21)$$

Das in einer Vergleichsstelle gebildete $\Delta\kappa$ wird nun direkt auf den Regler gegeben, Hauptregelgröße ist also die Krümmung. Der entscheidende Vorteil dieser Anordnung ergibt sich aus dem Wegfall des durch die Geometrie bedingten Gliedes $1/p^2$ im Regelkreis, im Bild 5 mit F_y bezeichnet. Der Hauptregelkreis vereinfacht sich damit zu einem Nachlaufsystem.

Ohne eine Aufschaltung der jetzt als Hilfsgröße dienenden Abweichung y_{F0} wird man aber nicht auskommen, da — wie schon gesagt wurde — die Darstellung $\kappa(s)$ den Fahrweg nicht absolut festlegt. Auch bei völlig ausgeregelter Krümmung wird sich durch die anfänglichen Abweichungen ein bleibendes y_{F0} ergeben, es muß also hierfür ein zusätzlicher Zweig im Regler vorhanden sein.

Damit ergibt sich ein Regelkreis nach Bild 7. In ihm besteht der Regler aus zwei Kanälen. Der erste Kanal ist

$$F_{Rk} = c_1 + \frac{c_2}{p}$$

und erhält als Eingang die Krümmungsdifferenz $\Delta\kappa$, der zweite ist $F_{Ry} = c_3$ und erhält als Eingang die Querabweichung y_{F0} . Die Gesamtverstärkung des Reglers wird durch K eingestellt, mit den c_i werden die einzelnen Anteile verstellt.

Der Frequenzgang des Reglers wird damit zu

$$F_R = K \cdot \left(F_{Rk} + \frac{V_0^2}{p^2} \cdot F_{Ry} \right) = K \cdot \left(c_1 + \frac{c_2}{p} + \frac{c_3 V_0^2}{p^2} \right),$$

$$F_R = K \cdot \frac{c_3 V_0^2 + c_2 p + c_1 p^2}{p^2}. \quad (22)$$

Durch die Hinzunahme des Anteils F_{Rk} rücken zwei Nullstellen aus dem Unendlichen in den endlichen Bereich der p -Ebene. Für den Fall, daß $c_2 = 0$ ist, werden diese Nullstellen aber entweder rein imaginär, oder eine von ihnen hat einen positiven Realteil: der letztere Fall bedeutet (monotone) Strukturinstabilität des geschlossenen Kreises, der erstere Fall ergibt — je nach Lage der anderen Pole und Nullstellen — mindestens eine sehr schlechte Stabilität, wenn nicht ebenfalls Instabilität; es muß also bei vorhandenem c_3 ebenfalls c_2 vorhanden sein. Man wird versuchen, die Nullstellen reell zu machen, da dann auch die in sie hineinlaufenden Wurzeln bei hohen Kreisverstärkungen reell werden. Dabei kann man drei Fälle unterscheiden:

1. Die Nullstellen $p_{z3,4}$ des Reglers liegen in der p -Ebene außerhalb der Fahrzeugpole, das heißt, der Absolutbetrag der Nullstellen ist größer als der der Pole,
2. mindestens eine der Nullstellen liegt zwischen den Polen des Fahrzeugs,
3. beide Nullstellen liegen zwischen dem absolut kleinsten Pol des Fahrzeugs und dem Doppelpol $p_{30,40}$ des Reglers im Ursprung.

Die Wurzelortskurven des Regelkreises haben dann folgenden prinzipiellen Verlauf:

- zu 1.: Die Pole $p_{1,2}$ des Fahrzeugs bleiben mit wachsendem K zunächst reell, werden dann komplex (Dämpfung je nach Lage der Nullstellen $p_{z3,4}$ des Reglers), bei hohen K -Werten wieder reell und laufen gegen $p_{z3,4}$. Das Polpaar $p_{3,4}$ des Reglers ist zunächst komplex mit positivem Realteil, mit größerem K wird der Realteil jedoch negativ. Die Dämpfung dieser Eigenschwingung wird im allgemeinen nicht größer als der durch die Nullstellen $p_{z1,2}$ des Fahrzeugs gegebene Wert.
- zu 2.: Die Pole $p_{1,2}$ sind stets reell, der prinzipielle Verlauf von $p_{3,4}$ ändert sich nicht.

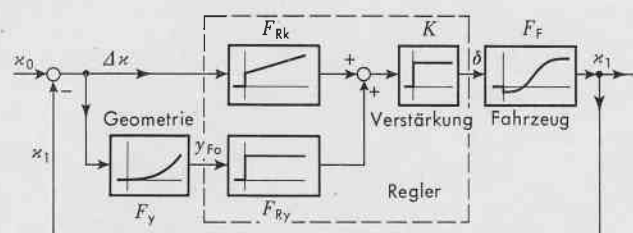


Bild 7. Blockschaftbild des vollständigen Regelkreises nach Abschnitt 4b.

zu 3.: Das erste Polpaar $p_{1,2}$ ist bei kleinen K -Werten reell, dann komplex mit negativem Realteil, es läuft gegen $p_{z1,2}$; die minimale Dämpfung dieser Eigenschwingung ist durch die Lage von $p_{z1,2}$ gegeben. Das zweite Polpaar $p_{3,4}$ ist zunächst komplex mit negativem Realteil, die Dämpfung dieser Eigenschwingung wird stetig größer; bei einem mittleren K -Wert wird $D > 1$, das heißt, die Pole $p_{3,4}$ werden reell; die Abklingkonstante bleibt klein.

Bei der einzigen praktisch brauchbaren Lösung nach Fall 3 ist das System strukturstabil, es läßt sich ein K -Wert finden, bei dem ein Kompromiß zwischen den Dämpfungen der beiden Polpaare möglich ist. Der Nachteil liegt in der sehr kleinen Eigenfrequenz der zweiten Schwingung, diese ist aber bei der Struktur nach Fall 3 ursächlich durch die Fahrzeugpole gegeben, die in ihrer Lage nur durch eine völlig andere Konstruktion des Fahrzeugs wesentlich zu beeinflussen sind.

Als Regleranteil für die Querabweichung y_{F0} tritt nur ein P-Regler auf, demzufolge muß hier eine bleibende Abweichung erscheinen. Obwohl der hierfür maßgebende Anteil c_3 wegen der eben geforderten Lage von $p_{z3,4}$ sehr klein sein muß, ergeben sich doch — bei mittlerem Verstärkungsfaktor K des Reglers — sinnvolle und brauchbare Werte für die bleibenden Abweichungen in y_{F0} . Die bleibende Abweichung ist übrigens nur insoweit von der Vorwärtsgeschwindigkeit V_0 abhängig, als auch

$$K_s = \left(\frac{x_e}{\delta} \right)_{p=0},$$

der Übertragungsfaktor des Fahrzeugs, davon abhängig ist, was gleichbedeutend ist mit der Stärke der Über- bzw. Untersteuerungstendenz des Fahrzeugs.

5. Eingabe der Sollkrümmung (Sollwert) in den Regler

Zum Schluß soll noch ein konstruktiver Vorschlag für die Eingabe der Sollkrümmung κ_0 in den Regler gemacht werden. Dazu muß folgende Voraussetzung getroffen werden: die Krümmung κ_0 ist entweder konstant (auch $\kappa_0 = 0$) oder linear vom Weg abhängig ($\kappa_0 = k \cdot s$), was im modernen Straßenbau fast ausschließlich gegeben ist. Es wurde schon gesagt, daß das mit Niederfrequenz gespeiste Leitkabel eine Antenne mit kleinem Wirkungsbereich darstellt. Die Information über die Größe der Krümmung bzw. ihre Anstiegsgeschwindigkeit kann der Speisespannung durch Frequenzmodulation (FM) aufgeprägt werden. Zweckmäßig wird man mit zwei Trägerfrequenzen arbeiten, da es technisch schwierig ist, die Frequenz der Speisespannung entlang des Kabels stetig zu verändern: der eine Träger ist auf Abschnitten in Betrieb, wo die Krümmung konstant ist und enthält dort die der Krümmung proportionale Information, der andere Träger ist dort in Betrieb, wo die Krümmung sich linear ändert und enthält dort die dem Krümmungsanstieg

proportionale Information. In einem im Fahrzeug eingebauten Demodulator werden diese Informationen in geeigneter Weise in eine analoge Spannung umgeformt (Bild 8), die als Eingangsgröße für den Regelkreis dient. Als Antenne im Fahrzeug kann ohne weiteres eine der beiden Empfangsspulen benutzt werden, die für die Messung der Querabweichung benötigt werden.

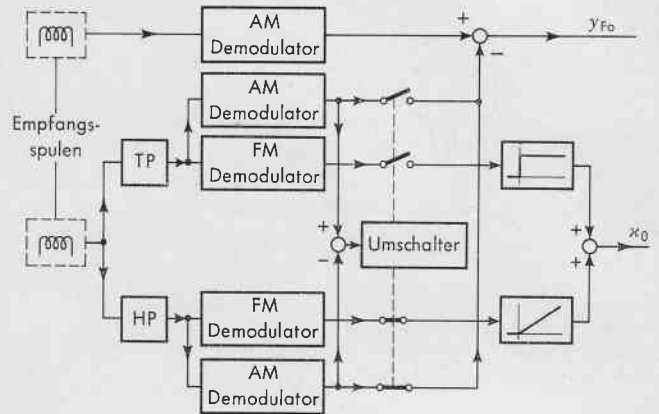


Bild 8. Blockschaltbild des Demodulators für $x_0(s)$. TP Tiefpaß, HP Hochpaß.

Literatur:

- [1] Fonda, A. G.: Theory of a practical lateral simulator for the automobile, and derived concepts of vehicle behaviour. Cornell Aeronautical Laboratory of Cornell University, Buffalo, N.Y., Report Nr. YA-804-F-3, 1957.
- [2] Kohr, R. H.: Application of computers to automobile control and stability problems. Proc. Eastern Joint Computer Conference, W. 1957.
- [3] The RCA electronic highway system. RCA Laboratories, David Sarnoff Research Center, Princeton, N.J.
- [4] Bidwell, J. B., Welch, A. F. und Hanysz, E. A.: Electronic highways. General Motors Research Laboratories, GMR-245, 1960.
- [5] Paper presented by Road Research Laboratory of DSIR, 1961, Crowthorne, Berks., GB.
- [6] The Robotug, The EMI Control System for driverless factory vehicles. Document Ref. Nr. CP 180, 1958, EMI Electronics Ltd., Hayes, Middlesex, England.
- [7] Hoops, A.: Modell eines auf festgelegter Fahrbahn elektronisch gelenkten Fahrzeugs. Elektronische Rundschau 11 (1957), S. 277—278.
- [8] Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge. 4. Auflage. Verlag Chemie, Weinheim/Bergstr. (1964).
- [9] Mitschke, M.: Fahrtrichtungshaltung und Fahrstabilität von vierrädrigen Kraftfahrzeugen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, H. 135, 1960, VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [10] Gauß, F. und Wolff, H.: Über die Seitenführungskraft von Personenwagenreifen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, H. 133, 1959, VDI-Verlag, Düsseldorf.