

Simulation der Dynamik von allradgetriebenen Fahrzeugen

von *W.Hirschberg*,
Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik Ges.m.b.H., Graz

Zusammenfassung

Infolge der physikalischen Kopplungen zwischen den Umfangs- und Seitenkräften bereifter Fahrzeugräder lassen sich neben der Erzielung einer guten Mobilität auch die querdynamischen Eigenschaften allradgetriebener Fahrzeuge durch bestimmte Antriebskonzepte gezielt beeinflussen. Es ist bekannt, daß die Auslegung derartiger Antriebssysteme den erforderlichen vielfältigen Voruntersuchungen entsprechend, sehr aufwendig sein kann. Man strebt deshalb an, die dynamischen Eigenschaften des Systems Fahrer-Fahrzeug-Fahrbahn bereits in der Konzeptphase durch den Einsatz von Computersimulationen zu durchdringen. Als besonders nützlich erweisen sich begleitende Simulationen außerdem, wenn es im fortgeschrittenen Optimierungsstadium einer Fahrzeugentwicklung zu Problemen mit der meßtechnischen Auflösbarkeit von Detailverbesserungen kommt.

Der vorliegende Beitrag befaßt sich mit der Modellbildung und dynamischen Simulation von allradgetriebenen Fahrzeugen, so wie sie im Rahmen des PROMETHEUS-CED2-Projekts der Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik konzipiert und als Prototypen aufgebaut werden. Einige ausgewählte Ergebnisse sollen die getroffenen Aussagen bzw. Empfehlungen bestätigen. Dem Umfang eines Übersichtsbeitrages entsprechend, wird hier unter Hinweis auf weiterführende Spezialliteratur auf Detailangaben verzichtet.

1. Einleitung

Wie in allen anderen Bereichen der Fahrzeugtechnik werden mit zunehmender Annäherung an eine Optimierungsgrenze auch in der Allradtechnik Detailverbesserungen mit den bewährten Methoden der Meßtechnik alleine nicht mehr erzielbar. Es zeigt sich insbesondere, daß wegen der Vielzahl der freien Parameter einerseits und des komplexen Zusammenhanges der dynamischen Variablen andererseits die Wirkungen unterschiedlicher Maßnahme-Kombinationen aus den isoliert betrachteten Einzeleinflüssen schwer, oder überhaupt nicht mehr abschätzbar sind.

Als wesentliche und heute unverzichtbare Ergänzung der Entwicklungswerkzeuge bieten sich hier die heute weitentwickelten Simulationstechniken für mechanische Systeme an, welche in die Verfahren des CAE eingereiht sind. Die besonderen Vorteile der Simulationstechniken sind in den folgenden Eigenschaften begründet:

- o Erkennbarkeit von Einflußtendenzen einzelner oder mehrerer Parameter (ggf. auch unter Verzicht auf absolute Abbildungsgenauigkeit),
- o beliebig oft wiederholbare Untersuchungen und Variationen, da keine Änderung der Umgebungsbedingungen stattfindet,
- o Möglichkeit zur Überzeichnung von Effekten durch Anwendung von konstruktiv nicht darstellbaren Werten ("Spielparameter")
- o und schließlich das gefahrlose Überschreiten von fahrdynamischen Stabilitätsgrenzen.

Diesen offensichtlichen Vorteilen durch Anwendung von Simulationen steht jedoch ein Aufwand gegenüber, der keinesfalls unterschätzt werden sollte:

- o Verfügbarkeit leistungsfähiger Simulations-Software einschließlich der dazu ebenbürtigen Computer-Hardware *und*
- o deren Anwendung durch sachkundige und erfahrene Spezialisten
- o Bedienung der für moderne Fahrzeuge typischen Schnittstellen Mechanik-Elektronik und Mechanik-Hydraulik.

Des weiteren ist ein erheblicher Aufwand für die "Zusatztätigkeiten"

- o Beschaffung der Modelldaten (Parameter-Identifikation),
- o Auswertung der Ergebnisse und Visualisierung der Bewegungen, sowie die Ableitung konkreter konstruktiver Empfehlungen und
- o erforderliche Systempflege und Variantendokumentation

einzuplanen.

Zusammenfassend kann man feststellen, daß aufwendige Versuchs- und Meßreihen durch den Einsatz von Simulationsverfahren sicher nicht verdrängt, jedoch dadurch leichter plan- und durchführbar werden.

Die Anwendung der Simulationstechnik auf die Dynamik von allradgetriebenen Fahrzeugen erfordert zunächst einigen Aufwand für die detaillierte Modellbildung des Antriebsstranges und seiner Momenten- und Steuergesetze. Bei voller räumlicher Modellbildung des Fahrzeugs lassen sich insbesondere wichtige Erkenntnisse über die querdynamischen Eigenschaften und Fahrgrenzen gewinnen. Über die Art der Modellbildung eines im Rahmen des Projekts PROMETHEUS aufgebauten, allradgetriebenen Prototypen soll im folgenden berichtet werden.

2. Modellbildung von Fahrzeug und Fahrer

Zur Modellbildung von Fahrzeugen, deren interessierende Bewegungen im niederfrequenten Bereich der Fahrdynamik liegen (also weit unterhalb des strukturdynamischen Frequenzbereichs), kommt praktisch ausschließlich die Methode der Mehrkörpersysteme (MKS) zum Einsatz, siehe z.B. Schriftenreihe [1]. Ein Mehrkörpersystem besteht definitionsgemäß aus mehreren idealisierten Starrkörpern, die untereinander entweder durch kinematische Bindungen wie

- o Gelenke, Lagerungen, starre Verbindungen,

oder durch physikalische Bindungen wie

- o Federn, Dämpfer, spezielle aktive und passive Kraftgesetze,

in Verbindung stehen. Typisch für die Abbildung von Fahrzeugen als MKS sind die komplizierten Kraftgesetze zwischen Rädern und Fahrbahn, welche hier die dynamische System-Umwelt-Verbindung beschreiben. Für den Einsatz bei allradgetriebenen Fahrzeugen ist dieser Aufgabe besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Das vorliegende Fahrzeugmodell beschreibt den im Rahmen des Projekts PROMETHEUS auf der Grundlage eines LANCIA Delta Integrale aufgebauten Prototyp, der mit einem permanenten (und in der folgenden Baustufe momentengeregelten) Allradantrieb ausgestattet ist, Bild 1. Das Fahrzeug dient zur Grundlagenforschung über die Erhöhung der aktiven Fahrsicherheit durch Allradantriebe.

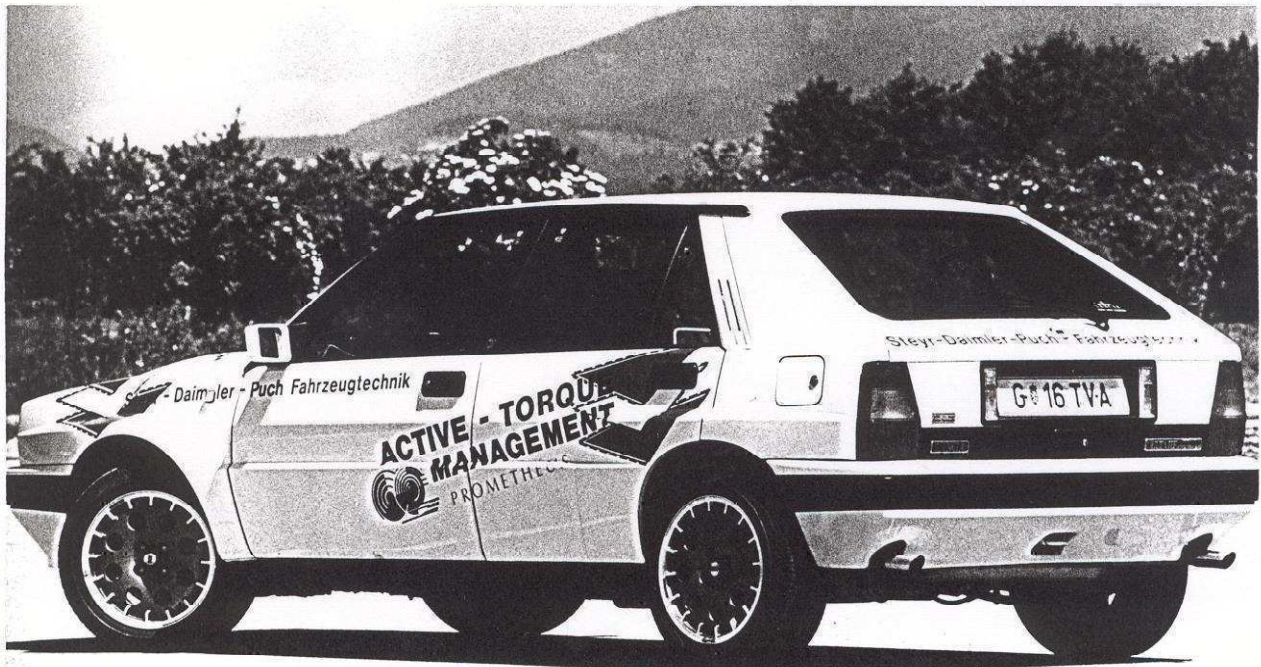


Bild 1: 4WD-Prototyp

Die Abbildung dieses Fahrzeugs auf ein Mehrkörpersystem erfolgt zweckmäßig in drei Gruppen:

- o Mechanisches Modell des Fahrzeugs,
- o Modell des Antriebsstranges und
- o Reifenkräfte-Modell.

2.1 Mechanisches Modell des Fahrzeugs

Das vorliegende, räumliche Fahrzeugmodell besteht aus 21 Starrkörpern, welche insgesamt 15 bzw. 16 *) mechanische Freiheitsgrade besitzen, Bild 2:

Modell-Starrkörper	Freiheitsgrade		Bindungen
Karosserie	3 trans.	3 rot.	0
Rad 1-4		4x1 rot.	4x5
Achskörper 1-4 mit Achschenkel		4x0 rot.	4x6
Achs-Querlenker 1-4		4x1 rot.	4x5
Federbein-Oberteil 1-4	4x0		4x6
Stabilisator vorne	0		6
Stabilisator hinten	0		6
Zahnstange (Lenkung)	1 trans.		5
Motor-Schwungrad		1 rot. *)	

*) Variante: Antriebsstrang torsions-elastisch

Die starren Stabilisatoren vermitteln mit den einseitig angeordneten Federelementen die Torsionssteifigkeit bezüglich Querneigung des Fahrzeug-Aufbaus. An den Radaufhängungen bilden die McPherson-Feder-Dämpferbeine mit den Radträgern und unteren Querlenkern je Rad eine geschlossene kinematische Kette über die Karosserie. An der Vorderachse stellen die Spurhebel, Spurstangen und die Zahnstange der Lenkung eine zusätzliche Schleife dar. Die Karosserie stützt sich entsprechend der häufigen Bauweise über vier Feder-Dämpferelemente auf den einzelnen Achskörpern ab.

Die beschriebene Modellbildung führt auf ein komplexes Mehrkörpersystem; bezüglich der Aufstellung seiner nichtlinearen Differential-Algebra-Bewegungsgleichungen, sowie deren numerischen Lösung für vorgegebene Anfangsbedingungen sei auf die Spezialliteratur verwiesen, wobei [2] eine gute Übersicht über den Stand der Entwicklungen vermittelt.

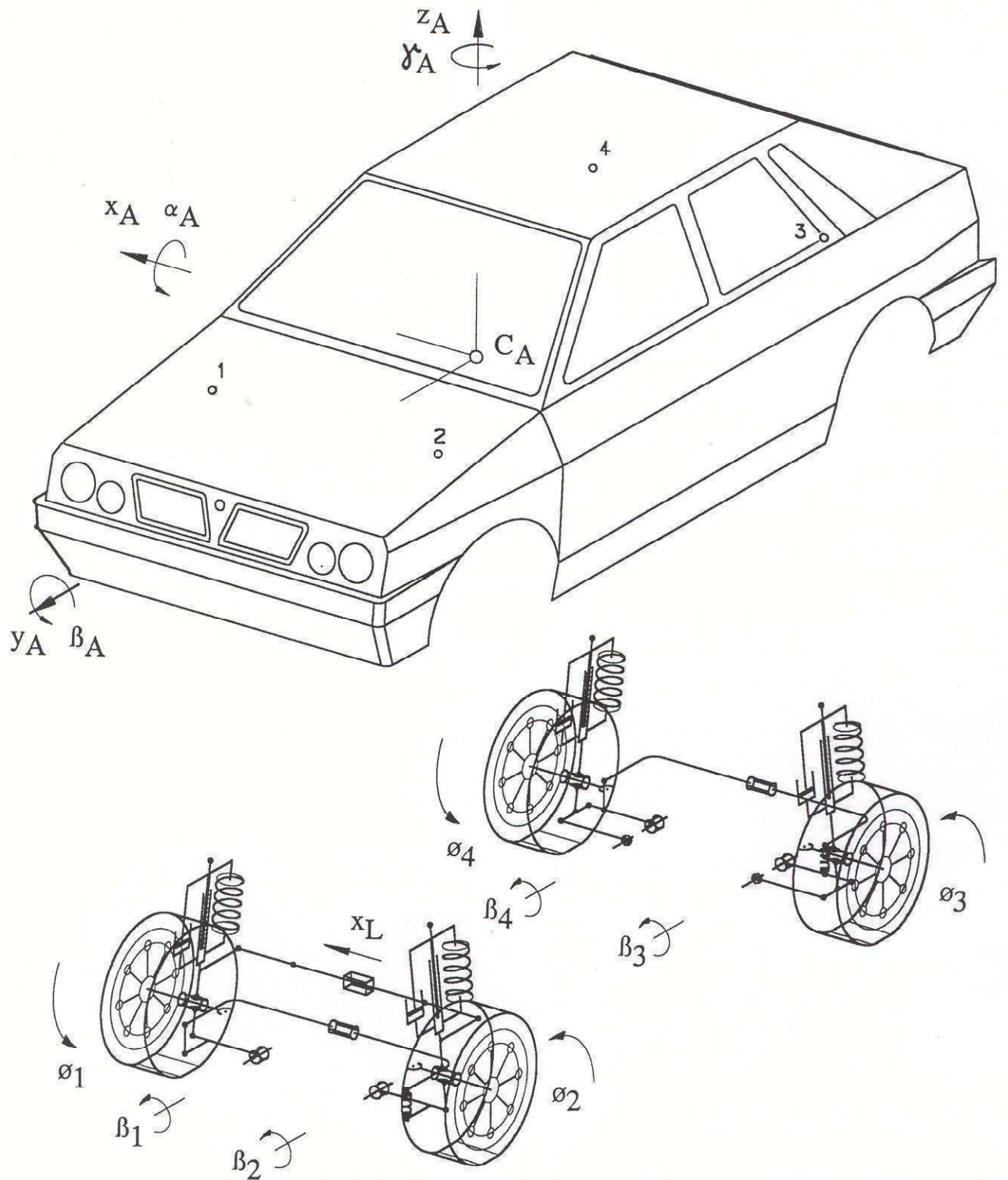


Bild 2: Mehrkörper-Modell des Fahrzeugs

2.2 Der Antriebsstrang

Der Antriebsstrang verteilt das eingeprägte Antriebsmoment des Motors über das als modifiziertes Planetengetriebe ausgeführte Zentral-Ausgleichsgetriebe und die beiden Achsausgleichsgetriebe auf die vier Räder des Fahrzeugs, Bild 3. Dabei kann durch die entsprechende Wahl der Übersetzung $u_Z = z_S / z_A$ zwischen dem Sonnenrad (Zähnezahl z_S) und dem angetriebenen Außenrad (Zähnezahl z_A) das Verhältnis der Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse fest eingestellt werden.

Die zusätzlich vorgesehene Visco-Kupplung vermittelt eine von der Schlupfdifferenz der Achsen abhängige Steuerung der Antriebsmomentenverteilung. Sie wirkt als zum Ausgleichsgetriebe parallel geschaltete Sperre mit den Extremfunktionen

- o völlig freie Kupplung: reiner Zentralfifferential-Antrieb,
- o völlig blockierte Kupplung: starrer Allradantrieb.

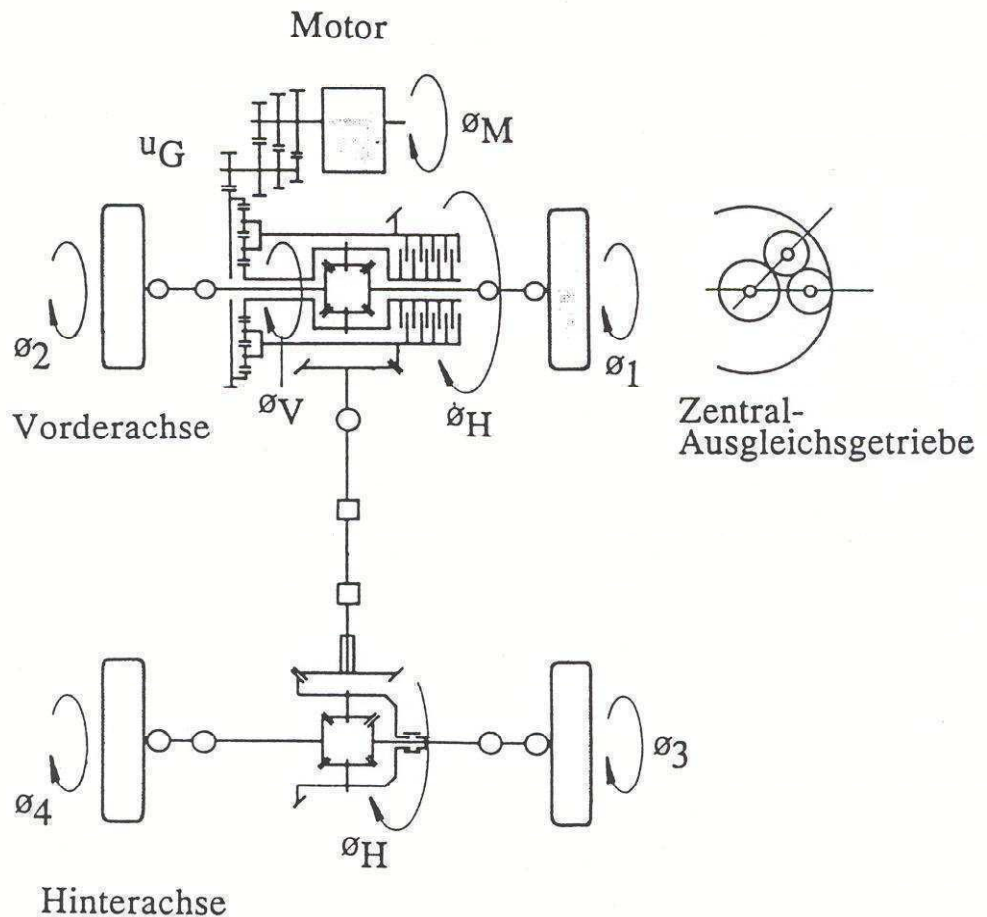


Bild 3: Schema des Antriebsstrangs

Anmerkung: Der abgebildete Antriebsstrang entspricht dem Originalfahrzeug. Die Prometheus-Fahrzeuge sind mit einer Viscomatic ausgerüstet, wofür die Simulationsrechnung erst in einem weiteren Schritt durchgeführt werden wird.

Modelliert man die Teilstränge des Antriebes zunächst als torsionsstarr, so besitzt dieses Teilsystem die 4 rotatorischen Freiheitsgrade $\vartheta_1 \dots \vartheta_4$. Die Bindungsgleichung für den abhängigen Winkel ϑ_M lautet für das Zentral-Ausgleichsgetriebe

$$z_A / u_G = z_S \vartheta_V + (z_A - z_S) \vartheta_H \quad (1)$$

mit den Hilfsvariablen ϑ_H und ϑ_V , wobei u_G die Gesamtübersetzung des Antriebs einschließlich der Schaltgetriebestufe bezeichnet. Für die beiden angetriebenen Achsen gilt

$$2 \vartheta_V = \vartheta_1 + \vartheta_2 \quad \text{und} \quad 2 \vartheta_H = \vartheta_3 + \vartheta_4 . \quad (2)$$

Es folgt die kinematische Bedingung für die rotatorischen Lagewinkel des Antriebsstranges zu

$$2 z_A / u_G = z_S (\vartheta_1 + \vartheta_2) + (z_A - z_S)(\vartheta_3 + \vartheta_4) . \quad (3)$$

Die resultierende Momentenverteilung T_V / T_H erhält man durch Ansetzen der Momenten-Gleichgewichtsbedingungen für die Räder des Zentral-Ausgleichsgetriebes aus der Beziehung

$$T_V / T_H = z_S / (z_A - z_S) , \quad (4)$$

d.h. durch die geeignete Wahl der Zähnezahlen z_A des angetriebenen Außenrades und z_S des abtreibenden Innenrades lassen sich unterschiedliche (front- oder heckantriebsbetonte) Grundauslegungen realisieren. Die zusätzliche Steuerungswirkung der in ihrer Funktion parallel zum Ausgleich arbeitenden Visco-Kupplung ("Visco-Sperre") wird erst mit dem Auftreten von Schlupfdifferenzen zwischen Vorder- und Hinterachsantrieb in der gewünschten Weise eintreten.

2.3 Modell des Fahrers

Der Fahrer erfüllt die Funktion eines Reglers für die Einhaltung

- o des Sollkurses entlang der Fahrbahn, sowie
- o der gewählten Sollgeschwindigkeit.

Für die rechnerische Ermittlung der resultierenden Fahrzeugreaktionen auf bestimmte Fahrmanöver ist es notwendig, diese Reglerfunktion des Fahrers mathematisch zu formulieren. Zu diesem Zweck existieren bereits unterschiedlich komplizierte Fahrermodelle bis hin zu adaptiven Fahrerreglern, welche den Umstand des anpassungsfähigen Fahrerverhaltens berücksichtigen.

Die Wahl eines geeigneten Fahrermodells hängt von der Aufgabenstellung bzw. den interessierenden Ergebnisgrößen ab. Stehen die Fragen nach den Fahrzeug-Reaktionen auf bestimmte, standardisierte Fahrmanöver und weniger die perfekte Kurseinhaltung im Vordergrund, so kann man mit verhältnismäßig einfachen Fahrermodellen das Auslangen finden.

Im vorliegenden Fall geht es um das Studium der Einflüsse bestimmter Auslegungen von

Allradantrieben auf die Längs- und Querdynamik von Fahrzeugen. Für die *Geschwindigkeits-Regelung* bewährt sich der einfache Regelkreis nach Bild 4. Dabei wird die Abweichung des in Bahnlängsrichtung gemessenen Absolutgeschwindigkeits-Anteil YLD und dem momentanen Vorgabewert YLD_n ermittelt. Ein einfaches PT_1 -Glieder vermittelt den verzögerten Eingriff des Fahrers und das nachgeschaltete Begrenzungsglied limitiert das als Stellgröße verfügbare Antriebs- bzw. Bremsmoment des Motors. Keinen direkten Einfluß hat der Fahrer auf die nachfolgende Momentenverteilung auf die angetriebenen Achsen des Fahrzeugs über Zentral-Ausgleichsgetriebe und Steuergesetz der Visco-Sperre.

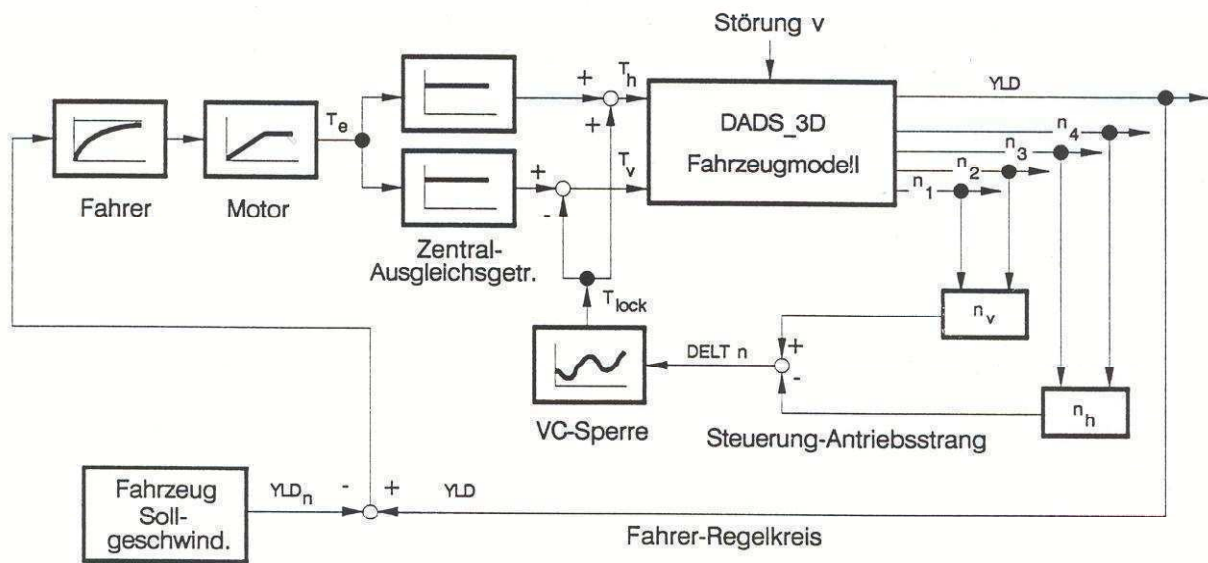


Bild 4: Fahrgeschwindigkeits-Regelung (Fahrer)

Die Funktion der *Lateralregelung* kann hier durch die Fahrerbeschreibung in der Form eines PID-Reglers in befriedigender Weise dargestellt werden. Zu diesem Zweck erfolgt die Rückführung des für die Positions- und Orientierungsbeschreibung des Fahrzeugs am Kurs definierten Lagevektors Y und dessen Vergleich mit dem aus dem Sollkurs-Generator vorgegebenen, aktuellen Wert Y_n , Bild 5.

Das Einschwing- und Stabilitätsverhalten der Lenkbewegung wird (unter Beschränkung auf ein definiertes Zustandsgebiet) durch die Rückführung der verallgemeinerten Geschwindigkeit YD des Fahrzeugs (bezogen auf Bahnkoordinaten) beeinflussbar. Schließlich erlaubt der zusätzlich rückgeführte Anteil der verallgemeinerten Kursbeschleunigung YDD (D-Rückführung) die Beeinflussung des Ansprechverhaltens des Lateralregelkreises in der gewünschten Weise. *)

*) Die Stabilität eines auf eine nichtlineare Regelstrecke angewandten linearen Reglers ist nicht gewährleistet. Sie kann jedoch hier praktisch erwartet werden, wenn man die Änderung des dynamischen Fahrzustands als hinreichend langsam und beschränkt voraussetzt

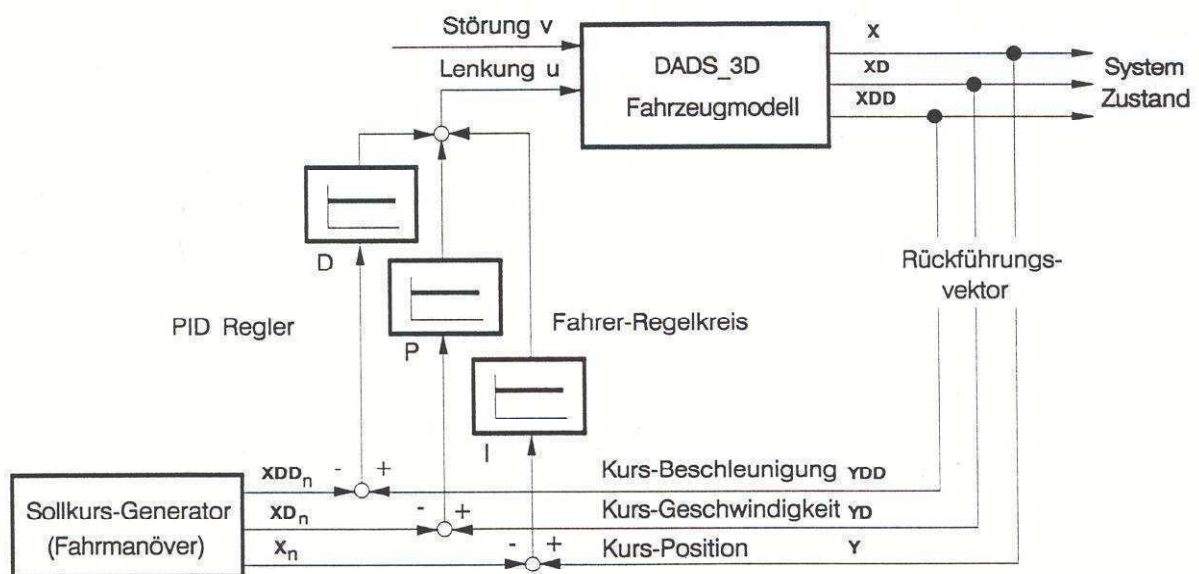


Bild 5: Lateral-Regelkreis (Fahrer)

Es liegt nahe, für den Lateralregler als Stabilitätsgrenze das Verlassen einzelner oder aller Räder aus den vorgegebenen Soll-Fahrs Spuren zu definieren. Allerdings darf man nach dem Eintritt von Fahrinstabilität (z.B. große Gier-Rotation) von Fahrerreglern der hier beschriebenen, einfachen Art nicht die Rückkehr in eine geordnete Bewegung entlang des Sollkurses erwarten.

2.4 Fahrbahn-Reifen-Kontaktkräfte

Die fahrdynamische Eigenschaft eines Fahrzeugs wird im wesentlichen durch die Interaktionen zwischen den Bewegungen des Fahrzeugs und den wirkenden Reifenkräften bestimmt. Die möglichst genaue Beschreibung dieser Kraft-Bewegungsbeziehungen ist die primäre Aufgabe bei jeder dynamischen Modellbildung von Fahrzeugen. Des weiteren ist für den praktischen Einsatz auf größte rechentechnische Effizienz des angewandten Berechnungsverfahrens zu achten.

Es erweist sich im Sinne einer *ausgewogenen Modellbildung* als wenig nützlich, detaillierte Modellverfeinerungen am mechanischen Fahrzeugmodell vorzunehmen, ohne über ein Reifenmodell gleichwertiger Qualität zu verfügen. Besonders bei der Modellierung allradgetriebener Fahrzeuge und deren Kopplungen zwischen Längs- und Querschlüpfen ist diesem Aspekt große Aufmerksamkeit zu widmen. Von den bisher bekannten Lösungsverfahren haben sich für die Anwendung in Simulationsprogrammen besonders die *mathematischen* Reifenmodelle bewährt, wobei die interessierenden stationären Kraft-Schlupf-Bedingungen unter Umgehung der physikalischen Modellierung direkt durch die Approximation gemessener Kennfelder gewonnen werden, [4], [5] *). Diese Vorgangsweise ist durch ihre besondere rechentechnische Effizienz gekennzeichnet. Die Berechnung der Reifenkräfte und -momente erfolgt in drei Schritten:

a) Bereitstellung der aktuellen, kinematischen Rad-Fahrbahngrößen

$$\begin{aligned} \text{Längsschlupf SLP} &= (v - R_e \Omega) / v, \\ \text{Querschlupf TAL} &= \tan \alpha, \\ \text{Radialvervormung DFL} &= |r_{GP} - r_{WC}| - r_0, \\ \text{Radsturz } \beta & \end{aligned}$$

aus den momentanen Bewegungsgrößen des Rades, Bild 6.

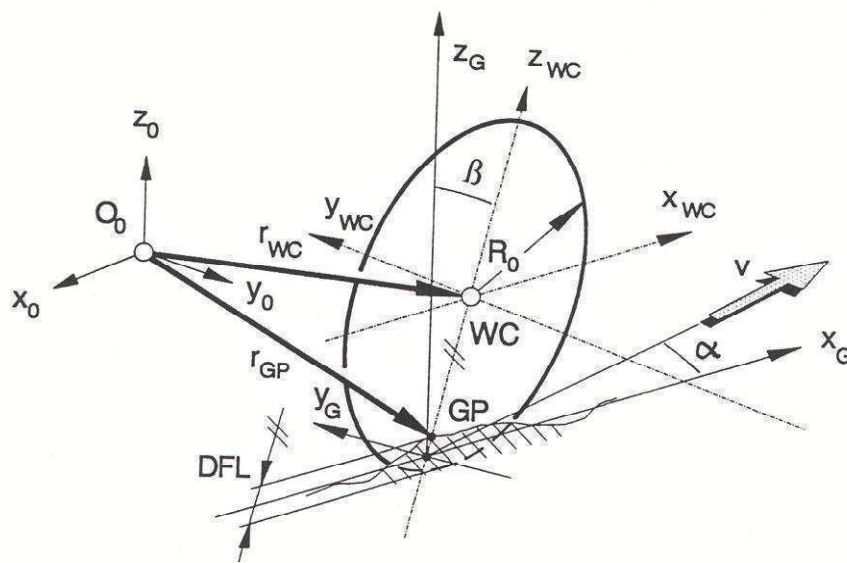


Bild 6: Definitionen für das bereifte Rad

Es ist für den Fall der Behandlung durch Schlupfdifferenzen gesteuerter Allradantriebe auf die Notwendigkeit der *genauen Beschreibung* des effektiven Rollradius $R_e = R_0 + DR_e$ hinzuweisen. Hierfür eignet sich die Entwicklung einer Approximationsfunktion für die

*) Nachgeschaltete PT_1 -Verzögerungsglieder berücksichtigen die dynamischen Eigenschaften des Aufbaus der Reifen-Kontaktkräfte

Radiusdifferenz $DR_e = (DR_e/F_Z, \Omega)$ vom Ausgangsradius R_0 , deren Koeffizienten sich aus den gemessenen wesentlichen Einflußgrößen (Aufstandskraft F_Z und Raddrehgeschwindigkeit Ω) gewinnen lassen, [6]. Bild 7 zeigt den Verlauf der effektiven Rollradius-Differenz DR_e für einen Radialreifen 205/50 VR15, aus dem man die starke Abhängigkeit von der Aufstandskraft F_Z und den schwachen Einfluß der Fliehkraftwirkungen (über die Winkelgeschwindigkeit Ω) erkennt.

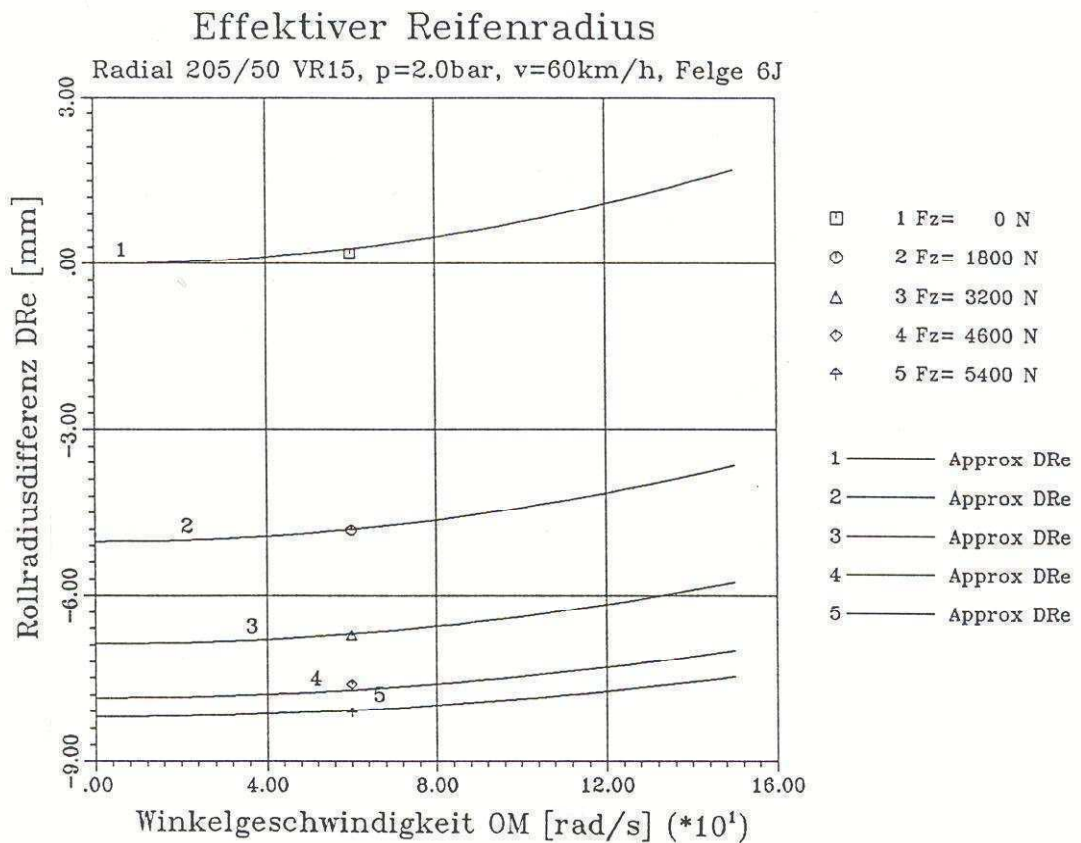


Bild 7: Effektiver Reifenradius

b) Reifenumfangs- und Seitenkräfte

Für diesen Zwischenschritt bewährt sich das in [4], [5] beschriebene Verfahren, das auf der Approximation gemessener Reifenkennfelder beruht:

$$\begin{aligned}
 F_x &= F_x(\text{SLP}, F_z) && \text{reine Umfangskraft,} \\
 F_y &= F_y(\text{TAL}, F_z, \beta) && \text{reine Seitenkraft,} \\
 T_z &= T_z(\text{TAL}, F_z, \beta) && \text{reines Vertikalmoment.}
 \end{aligned}$$

Die Berechnung der aktuellen Basis-Kraft-Schlupfwerte für alle Räder des Fahrzeugs läßt sich nach den angeführten Methoden sehr effizient und mit guter Genauigkeit vornehmen. Bild 8 zeigt die Basis-Kraft-Schlupfkurven für den ausgewählten Reifentyp.

Kraft-Schlupfkurven

Reifen: Radial 205/50 VR15, Felge 6J

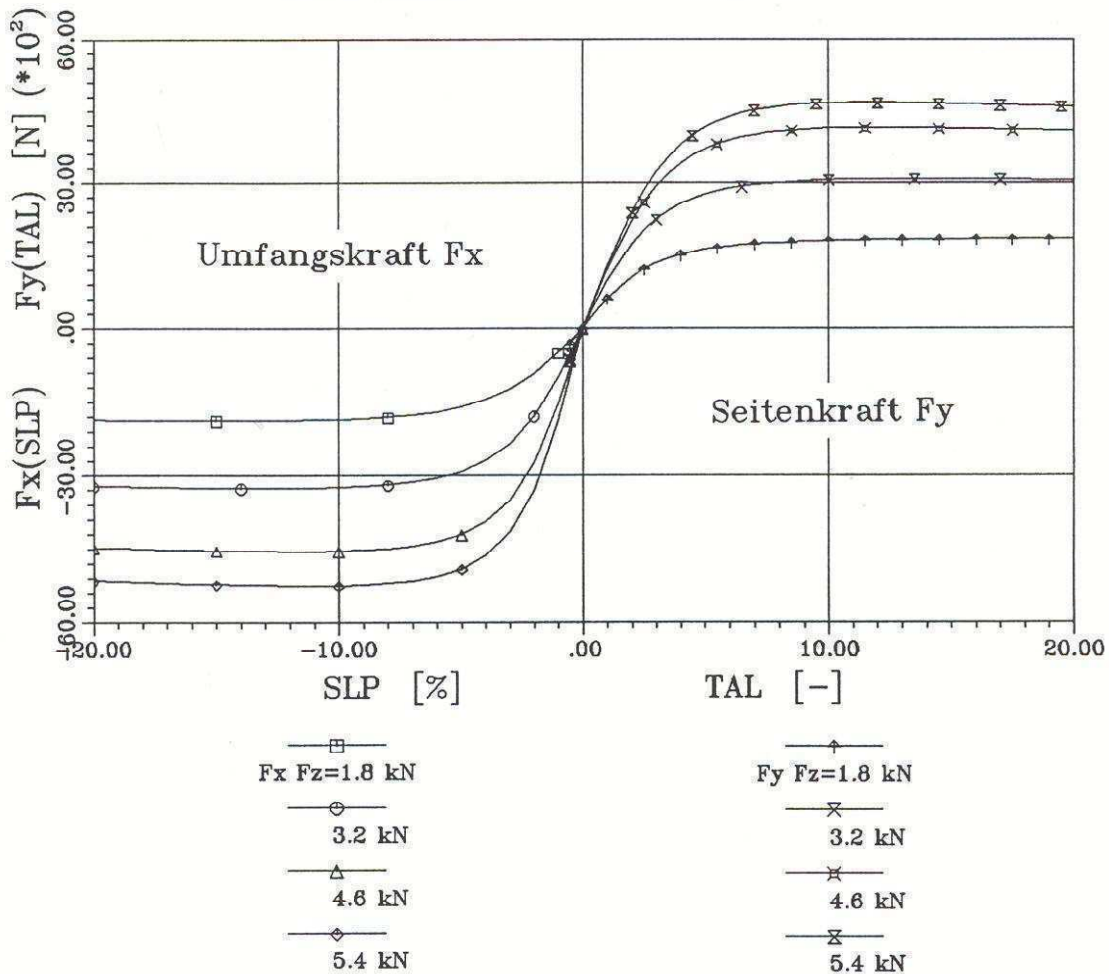


Bild 8: Basis-Schlupfcurven für reine Umfangs- und Seitenkräfte

c) Ermittlung der kombinierten Umfangs-Seitenkräfte

Im praktischen Fahrbetrieb treten Reifenbelastungen nur in kombinierter Form auf, wobei insbesondere die bekannten Effekte der Umfangs- und Seitenkraftverluste bei Kräfteüberlagerung auftreten. Diese Kopplungs-Eigenschaften der Reifenkräfte sind deshalb bei der dynamischen Simulation der allradgetriebener Fahrzeuge genau zu erfassen.

Gerade diese Umfangs-Seitenkraftkopplungen erlauben es, durch gezielte Steuerung der einzelnen Radantriebsmomente nicht nur für die optimale Traktion, sondern auch die Lateraldynamik des Fahrzeugs in einem gewissen Bereich zu beeinflussen (aktive Sicherheit).

Ein bewährter und effizienter Zugang zur Beschreibung dieser Kopplungen wird durch die Anwendung der Ähnlichkeitstheorie ermöglicht, die von der prinzipiellen Gleichwertigkeit von Längs- und Querschlupf ausgeht. Dennoch lassen sich die in den Reifenkonstruktionen und Profilgestaltungen begründeten Anisotropien durch geeignete Überlagerung der Basis-

Kennfelder gemäß Bild 8 ausreichend berücksichtigen. Bei der Anwendung dieser Methode ist auf den Übergang von Längs- und Querschlupf auf theoretische, *äquivalente* Schlupfgrößen zu achten; hierzu sind verschiedene Transformationen bekannt, [4], [5]. Ein berechnetes Kräftekenfeld zeigt Bild 9. Glatte Kraftverläufe bis in hohe Schlupfbereiche sind die Voraussetzung, um bei Fahrsimulationen z.B. von Schleuderzuständen wieder in eine regelmäßige Kurshaltung zurückzugelangen.

Kombinierte Reifenkräfte

Reifen: Radial 205/50 VR15, Felge 6J $F_z=3200$ N

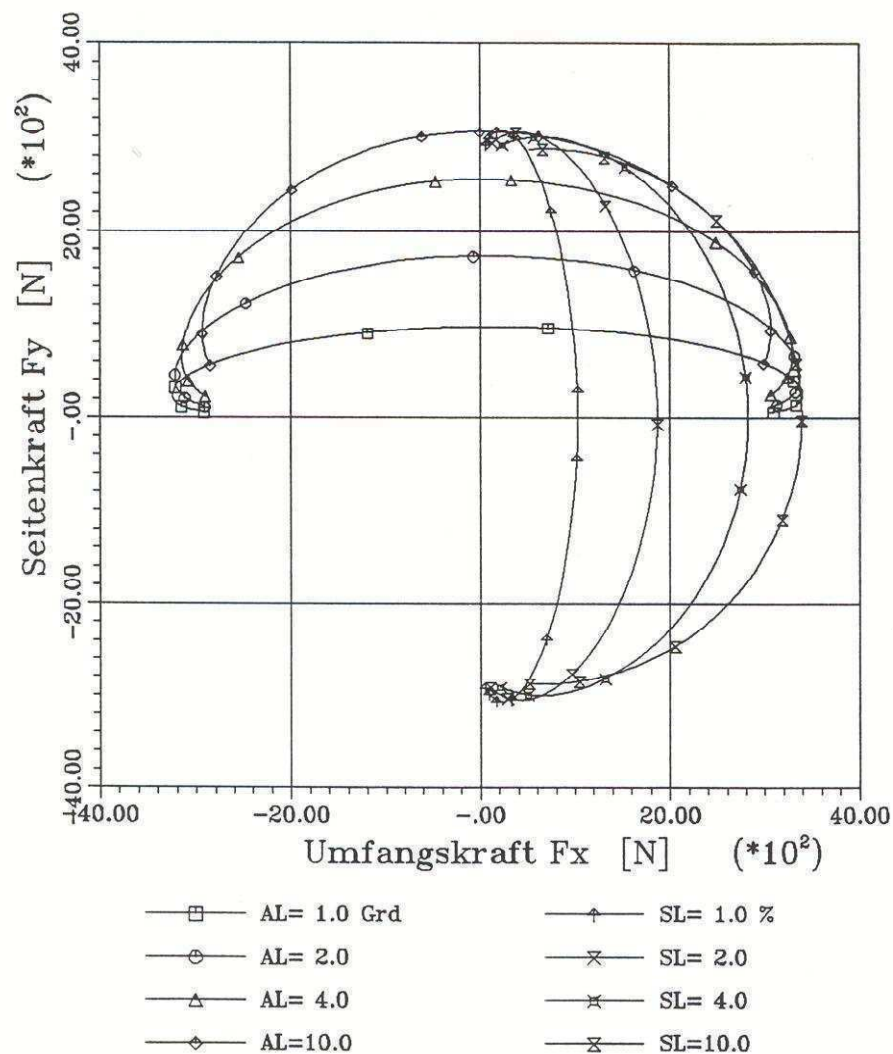


Bild 9: Kombinierte Umfangs-Seitenkräfte

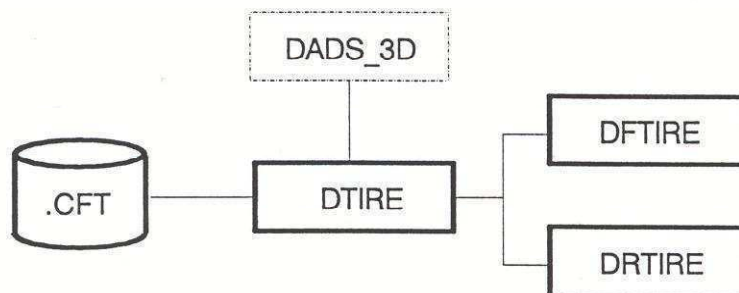
3. Rechentechnische Realisierung

Aus den unterschiedlichen Aspekten der Modellbildung für allradgetriebene Fahrzeuge ist ersichtlich, daß man mit reinen Mehrkörperdynamik-Programmen zur Simulation des Bewegungsverhaltens heute nicht mehr das Auslangen findet. Insbesondere liegt für die konkrete Aufgabenstellung ein kombiniertes Problem der Art

Kontinuumsmechanik - Mechanik - Systemdynamik
(Reifen, Viscokupplung) (Fahrzeug) (Regelung)

vor. Da man die Abdeckung aller dieser praktisch auftretenden Kombinationen von keinem der verfügbaren und heute weitentwickelten Programmpakete erwarten kann, ist es von Nutzen, von vornherein auf die größtmögliche *Offenheit* des eingesetzten Systems zu achten. Diese Offenheit für spezielle Benutzereingriffe sollte ebenso bewertet werden wie die übrigen Eigenschaften Recheneffizienz, Zahl der verfügbaren Modellelemente, Benutzerfreundlichkeit usw.

Die fahrdynamischen Simulationen erfolgen im Rahmen des vorgestellten Projekts mit dem Mehrkörperdynamikprogramm DADS_3D, dessen theoretische Grundlagen und Arbeitsweise in [3] beschrieben sind. Hier wird bezüglich der Reifenmodellierung von der Möglichkeit der Schnittstelle *Benutzerdefinierte Kräfte* zum Aufruf der Eigenentwicklungen DFTIRE (Reifenkräfte) und DRTIRE (effektiver Radius) Gebrauch gemacht, Bild 10. Weitere Benutzereingaben betreffen die Momenteneinstellung der Visco-Sperre im Antriebsstrang. Schließlich wird die Realisierung der Fahrer-Regelkreise durch die mögliche Auswahl der Regelkreisglieder aus der umfangreichen Bibliothek dynamischer Elemente direkt unterstützt.



TireType.CFT ... Datei mit den reifentyp-spezifischen Approximations-Koeffizienten

Bild 10: Programmstruktur des Reifenmodells

4. Vergleich ausgewählter Ergebnisse

Als Referenz-Fahrmanöver für die folgenden Ergebnisse werden herangezogen:

- o gleichmäßig beschleunigte Kreisfahrt (trockener Asphalt) und
- o gleichmäßig beschleunigte Kreis-Einfahrt ("J-Turn") bei Kies-Oberfläche.

Die Fahrbahn sei eben und die Fahrgeschwindigkeit steige gleichmäßig bis zum Eintritt der Stabilitätsgrenze an, d.h. bis das Fahrzeug nicht mehr auf dem Fahrkurs steuerbar ist.

Vergleiche zwischen Simulations- und Meßergebnissen zeigen, daß die Modellbildung und die Identifikation der Modellparameter offensichtlich richtig vorgenommen wurden. Bild 11 zeigt einen Ergebnisvergleich, der dem Prototyp in Grundausslegung (*Referenzzustand*) zugeordnet ist. Man erkennt eine lange Phase der neutralen Steuertendenz, bis im Bereich hoher Querbeschleunigung das Fahrzeug zunehmend untersteuert.

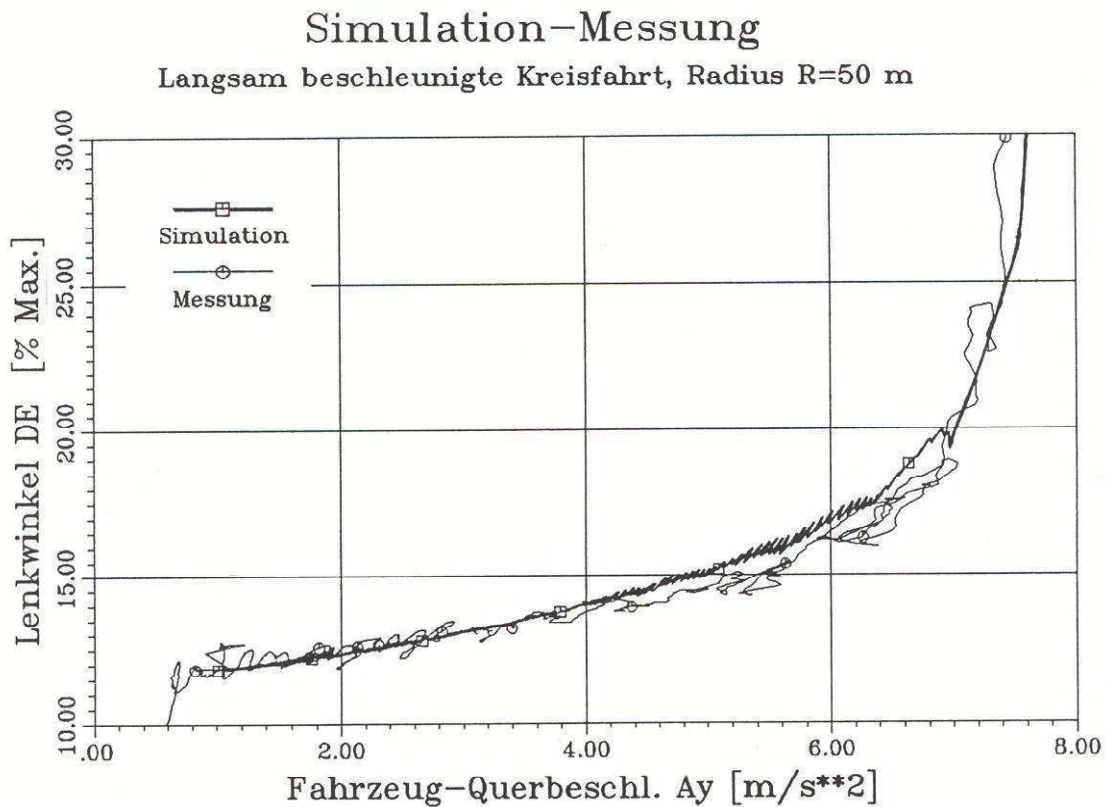


Bild 11: Lenksteifigkeit, Vergleich Simulation-Messung

Schließlich werden in Bild 12 unterschiedliche Auslegungen von Antriebsmomenten-Steuerungen auf die Fahrzeugachsen verglichen. Als Vergleichsgundlage dient das Fahrzeug im *Referenzzustand* mit statischer Antriebsmomentenverteilung 47/53 (vorne/hinten) und Visco-Sperre. Diese Antriebsauslegung ermöglicht die auf diesem schlechten Untergrund (Kies) maximal mögliche Fahrzeug-Querbewegung bei zunehmend untersteuernder Tendenz.

Variante 1: Heckbetonter Antrieb ohne Visco-Sperre mit der Momentenverteilung 30/70. Es zeigt sich eine ausgeprägte Übersteuerungstendenz im Grenzbereich.

Variante 2: Allradantrieb mit Hinterachsantrieb über Visco-Kupplung (ohne Zentral-Ausgleichsgetriebe). Das Fahrzeug reagiert im Prinzip ähnlich d.h. zunehmend untersteuernd wie im Referenzzustand, erreicht jedoch nicht ganz die maximal mögliche Querbewegung, Bild 12.

Varianten-Allradantriebe

Beschleunigte Kreis-Einfahrt, $R=50$ m, MUE-Kies

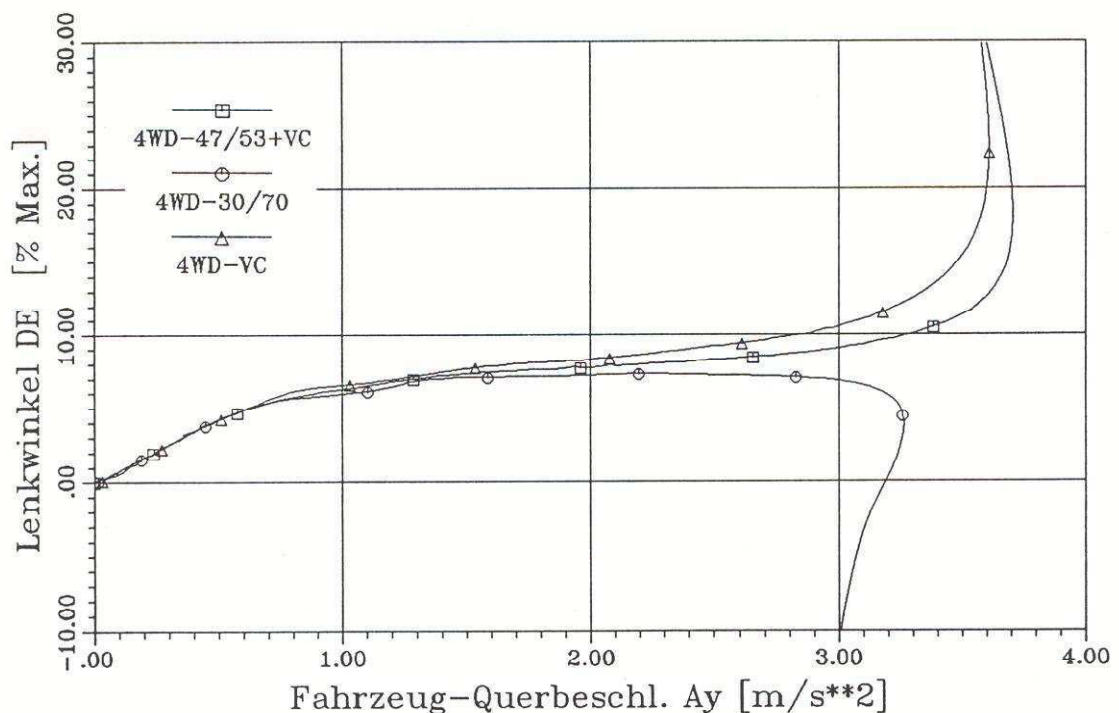


Bild 12: Vergleich unterschiedlicher Allradantriebs-Auslegungen

Schrifttum

- [1] Vehicle System Dynamics.
International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility.
Swets & Zeitlinger BV., Lisse.
- [2] Multibody Systems Handbook.
Editor: W.Schiehlen.
Springer, Berlin ..., 1990.
- [3] Haug E.J.:
Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems.
Allyn & Bacon, Boston ..., 1989.
- [4] Bakker E., Nyborg L., Pacejka H.:
Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamic Studies.
SAE Paper 870421, 1987.
- [5] Hirschberg W.:
Reifenkräfte-Programmmodul DTIRE.
Bericht EF-29/90, Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik, Graz.
- [6] Hirschberg W.:
Programmmodul DRTIRE zur Berechnung des effektiven Reifenradius.
Bericht EF-31/91, Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik, Graz.