
**Analyse und Regelung eines nichtlinearen Bremssystems
mit elektromechanischen Stellgliedern**

DISSERTATION ZUR ERLANGUNG DES DOKTORGRADES DER
NATURWISSENSCHAFTEN (DR. RER.NAT.) DER
NATURWISSENSCHAFTLICHEN FAKULTÄT II - PHYSIK DER
UNIVERSITÄT REGENSBURG

vorgelegt von

Armin Arnold aus
Pyrbaum

2001

Promotionsgesuch eingereicht am: 26. Oktober 2001

Die Arbeit wurde angeleitet von: Prof. Dr. Gustav Obermair

Prüfungsausschuß:

Vorsitzender:	Prof. Dr. K. F. Renk
1. Gutachter:	Prof. Dr. Gustav Obermair
2. Gutachter:	Prof. Dr. Ingo Morgenstern
3. Gutachter:	Prof. Dr. A. Höß, Amberg
weiterer Prüfer:	Prof. Dr. Vladimir Braun

Promotionskolloquium: 6. Februar 2002

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	5
1.1	Vorwort	5
1.2	Ziele und Motivation der Arbeit	5
2	Fahrzeugbeschreibung	9
2.1	Allgemeine Fahrzeugeigenschaften	9
2.1.1	Reifenmodell	9
2.1.2	Lenkverhalten am Beispiel des Einspurmodells	15
2.1.3	Die Aussagekraft von Raddrehzahlmessungen	19
2.2	Das Fahrzeug mit elektromotorischen Bremszangen	25
2.2.1	Die Hardwareausrüstung des Fahrzeuges	25
2.2.2	Vergleich mit hydraulischer Bremsanlage	28
2.2.3	Abschätzung der kritischsten Regelaufgabe	34
2.3	Das ABS allgemein	37
2.3.1	Funktionsweise eines herkömmlichen ABS für Hydraulikbremsen	37
2.3.1.1	Regelung nach Radbeschleunigung	37
2.3.1.2	Regelung nach Schlupf	38
2.3.1.3	Regelung nach Schlupf und Radbeschleunigung	39
2.3.2	Allgemeine Anforderungen an ein ABS	40
2.3.3	Bewertungsmöglichkeiten	41
3	Regelalgorithmen für ein EMB-Fahrzeug	42
3.1	Die Geschwindigkeitsschätzung	42
3.2	Der Zustandsautomat als Expertensystem	45
3.2.1	Beschreibung eines verwirklichten Zustandsautomaten	45
3.2.2	Erweiterungsmöglichkeiten des Zustandsautomaten	46
3.3	Regelung im stabilen Ast der μ-Schlupf-Kurve	48
3.3.1	Identifikation des Haftmaximums aus dem Reifenverhalten im stabilen Bereich	48
3.3.2	Versuchsergebnisse	51
3.4	Regelung im instabilen Ast der μ-Schlupf-Kurve	55
3.4.1	Darstellung des Gesamtsystems als Übertragungsfunktion	55
3.4.1.1	Die Übertragungsfunktion des Reifens	55
3.4.1.2	Die Übertragungsfunktion des Stellglieds	57
3.4.1.3	Die Übertragungsfunktion eines Reglers	60

3.4.2	Untersuchung von Proportional-Integral-Differenzial- Reglern	62
3.4.2.1	Stabilitätsbedingungen	62
3.4.2.2	P-Regelung	66
3.4.2.3	PID-Regelung	72
3.4.3	Ableitung und Überprüfung geeigneter Reglerkonzepte	79
3.5	Momentenbilanzgestützter Ansatz	88
3.5.1	Solldruckberechnung während stabiler Radphasen	89
3.5.2	Solldruckberechnung während instabiler Radphasen	91
3.5.3	Weitere Anpassungen	96
3.6	Abweichungen von der Regelung auf das Haftmaximum	97
4	Vergleich mit Serienfahrzeug	100
5	Zusammenfassung	104
	Anhang	106
	Anhang A Zeichenerklärung	106
	Anhang B Literaturverzeichnis	108
	Anhang C Abbildungsverzeichnis	110
	Anhang D Tabellenverzeichnis	113

1 Einleitung

1.1 Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand als externe Doktorarbeit bei der SiemensVDO Automobiltechnik in Regensburg. Hier bin ich seit 1997 in der Abteilung AT SE SC4 EMB3 tätig.

Ich möchte mich bei allen bedanken, die mich durch Rat und Tat unterstützt haben, besonders bei Herrn Prof.Dr.G.Obermair und Herrn Dr.T.Brandmeier, die es mir durch Betreuung und Themenstellung ermöglicht haben, diese Arbeit anzufertigen. Mein Dank gilt auch meinen Kollegen, und hier ganz besonders Herrn U.Deml und Herrn H.-J.Wiehoff, für die hervorragende Zusammenarbeit sowie Herrn Dr.U.Spreitzer und Herrn Dr.Vladimir Reznik für die fruchtbaren Diskussionen.

1.2 Ziele und Motivation der Arbeit

Ziel der Arbeit ist, einen Beitrag zur Fahrzeugsicherheit zu leisten. Ausgehend vom aktuellen Stand der Technik soll dies geschehen durch Entwicklung neuer Bremstechniken, die auch hinsichtlich Kosten, Komfort und Umweltverträglichkeit Vorteile bieten.

Schon seit längerem existieren Bestrebungen, die Bremsbetätigung nicht ausschließlich dem Fahrer zu überlassen, sondern Zuspinnen und Lösen durch Regler zu veranlassen. Der Fahrerbremswunsch ist dann nur noch eine von eventuell mehreren Reglereingangsgößen. Die erste diesbezügliche Patentschrift betrifft eine Anti-Blockier-Vorrichtung und datiert zurück auf das Jahr 1936. Sie sieht Reglereingriffe durch Reduzieren des vom Fahrer vorgegebenen Bremsdrucks vor, jedoch kein aktives Zuspinnen.

Erste ernsthafte Entwicklungsschritte wurden 1958 unternommen, sie betrafen zunächst nur eine Blockierverhinderung an der Hinterachse, bis Ende der 60er Jahre Versuche unternommen wurden, ein alle Fahrzeugräder betreffendes Anti-Blockier-System, kurz ABS, zu entwickeln. Das mündete –in Verbindung mit der Verfügbarkeit elektronischer Regelschaltungen- in die Großserieneinführung des ersten ABS Ende der Siebziger Jahre.

Seitdem begann eine Entwicklung von Radschlupfreglern, deren Funktionsumfang schon bald über einen einfachen Blockierverhinderer hinauswuchs. Neben Sonderfunktionen für bestimmte Fahr- bzw. Bremszustände wurde schließlich auch ein selbstständiges, aktives Zuspinnen von Einzelbremsen vorgesehen, ohne dass der Fahrer die Bremse zu betätigen braucht. Damit wurden zunächst durchdrehende Antriebsräder wieder abgebremst ('Antriebsschlupfregelung'), bis schließlich durch Eingriffe an Einzelrädern auch instabile Fahrzustände, vor allem Schleudern, korrigiert werden konnten ('Fahrdynamikregelung').

Um all dies zu ermöglichen muss neben der notwendigen Sensorik und Rechenleistung auch eine entsprechende Aktuatorik, d.h. Stelleinrichtungen, zur Verfügung gestellt werden. Bei heutigen Hydraulikbremsanlagen kann diese sehr umfangreich sein (Abb. 2.2.2.a):

- Haupt- und Radbremszylinder
- einige Schaltventile
- elektrische Hydraulikpumpe
- Druckspeicher
- Bremskraftverstärker und
- gegebenenfalls Unterdruckpumpe zu dessen Energieversorgung
- Bremsflüssigkeitsgefäß,
- Leitungen und Pedalerie



Abb. 1.1.a
Prototyp eines Elektro-
mechanischen Bremsaktors der
Firma SiemensVDO Automotive,
montiert an einem Federbein

Neben dem baulichen Aufwand führen die Schaltventile zu Komforteinbußen durch Geräusche und zum Pulsieren des Bremspedals, das direkt an die Hydraulik angekoppelt ist.

Eine elektromechanische Bremsanlage, kurz EMB, verfügt in jeder Radbremse über einen eigenen elektrischen Aktuator (Abb. 1.1.a). Sie löst die direkte mechanische Ankopplung des Pedals und ersetzt sie durch elektrische Leitungen (Brake-by-Wire). Das Pulsieren des Bremspedals bei ABS-Tätigkeit verschwindet. EMB regelt geräuschärmer, und ist wegen des ebenfalls hohen Bauaufwandes der Hydraulikanlagen nach heutigem Kenntnisstand kostenneutral realisierbar.

Dazu kommen noch weitere Vorteile:

- (Selbst-)Diagnose ist möglich und verbessert sowohl Sicherheit als auch Servicemöglichkeiten.
- Es entfällt die umweltschädliche Bremsflüssigkeit, es ist weder die bei der Montage hinderliche Erstbefüllung noch ein regelmäßiger Wechsel erforderlich.
- Die Trennung von Pedalerie und Restsystem führt zu konstruktiver Freiheit bei der Karosseriegestaltung, die ein günstigeres Deformationsverhalten sowie die leichtere Verwirklichung von Links- und Rechtslenkerversionen erlaubt, da im Motorraum nicht mehr beidseitig der Platz für Bremskraftverstärker, Hauptbremszylinder und Schaltventile vorgesehen werden muß.
- Softwareschnittstellen lassen eine einfache Einbindung in weitere (teils zukünftige) Systeme, wie einen automatischen Abstandshalter oder eine Rückrollverhinderung beim Anfahren am Berg, zu.
- Die Bremskraftverteilung kann frei gewählt werden und ist nicht durch die Dimensionierung der Hydraulikbauteile fest vorgegeben.

Abb. 1.1.b zeigt eine Übersicht über wesentliche Regelsysteme eines Kraftfahrzeugs, die später miteinander verknüpft werden sollen. Daneben sind Verknüpfungen zu weiteren Neuerungen denkbar, wie z.B. einem Reifensensor, der bei der Identifikation der zur Verfügung stehenden Bodenhaftung helfen kann [FAC98], [STÖ95].

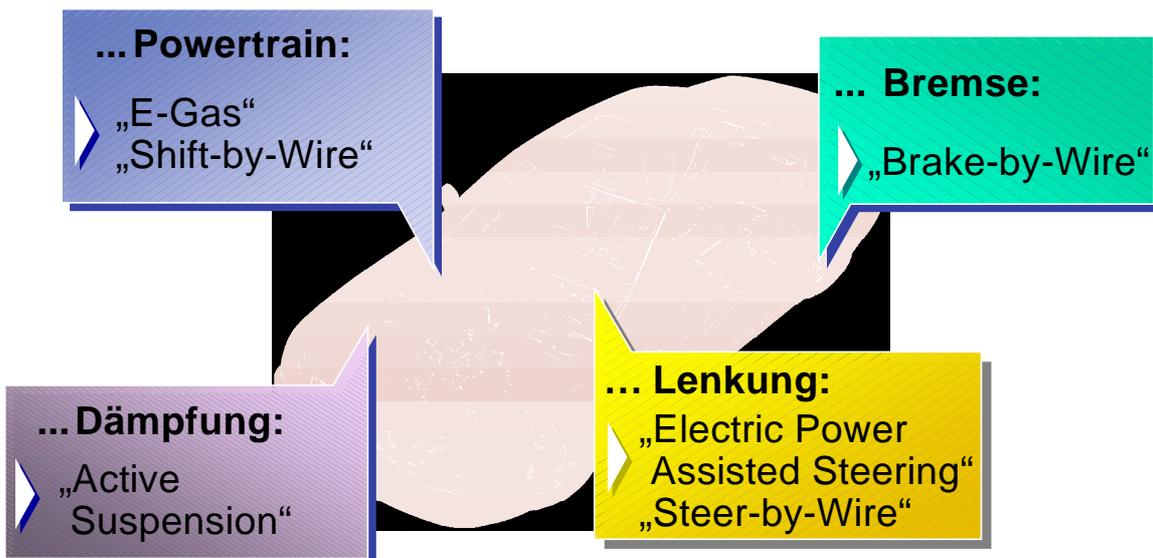


Abb. 1.1.b

Übersicht über einzelne Regler, die durch Verknüpfung untereinander und mit einem Brake-by-Wire-System einen kompletten Fahrzeugregler ergeben

Elektrohydraulische Bremssysteme, kurz EHB, befinden sich im Serienanlauf; sie verwirklichen allerdings erst einen Teil der angeführten Vorteile. Als eigentliche Energiequelle dient eine elektrisch betriebene Hydraulikpumpe, der Bremswunsch wird wie beim EMB mit elektrischen Sensoren am Bremspedal detektiert. Zur eigentlichen Bremsenbetätigung kommen weiterhin Ventile und hydraulische Bremszylinder zum Einsatz. Sie ist daher nur als Vorstufe zur elektromechanischen Bremse zu sehen.

Um ein bewährtes Bremssystem durch ein neues zu ersetzen, sind nicht nur einige Verbesserungen erforderlich, es dürfen sich auch keine (nennenswerten) Verschlechterungen einstellen. Im Rahmen dieser Arbeit soll daher sicher gestellt werden, dass ein EMB in allen Bereichen mindestens die Leistungsfähigkeit einer heute üblichen hydraulischen Bremse erreicht. Dazu werden die Unterschiede der Hydraulik- und EMB-Stellglieder untersucht. Eine Bewertung der Auswirkungen der Unterschiede erfolgt an Hand der physikalischen Eigenschaften des Fahrzeugs. Da das Fahrzeug ein Mehrkörpersystem ist, dessen Komplexität und Zahl der Freiheitsgrade sich mit zunehmend genauer Betrachtung nahezu beliebig steigern, kommt es darauf an, die entscheidenden Eigenschaften zu bestimmen und vereinfacht darzustellen.

Anschließend werden der(die) Fahrzeugregler bzw. die Fahrsituation(en) ausgewählt, für deren Beherrschung die EMB-Aktuatorik im Vergleich zur Hydraulik die größten Probleme mit sich bringt. An Hand der konkretisierten Problemstellung werden potentiell in Frage kommende Regelungen für ein EMB formuliert und auf ihre Leistungsfähigkeit untersucht. Soweit sinnvoll erfolgen Praxistests, teilweise auch im Vergleich zur Hydraulik.

Aus Gründen der Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit wird nur heute schon eingesetzte Sensorik verwendet plus der zur Regelung der Aktuatoren notwendigen Sensoren.

2 Fahrzeugbeschreibung

2.1 Allgemeine Fahrzeugeigenschaften

2.1.1 Reifenmodell

Im Folgenden wird ein einfaches Reifenmodell vorgestellt, das alleine aus der Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitreibung und unter Berücksichtigung weniger einfacher Verformungsvorgänge des Reifens dessen grundlegenden Reibeigenschaften erklärt; dieses Reifenmodell wird Bürstenmodell ([FRO27]) genannt.

Dreht sich ein Rad langsamer als im freirollenden Zustand, entsteht Bremsschlupf S . Dieser wird definiert als Verhältnis zwischen der Differenz aus Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} minus Radgeschwindigkeit v_{Rad} und der Fahrzeuggeschwindigkeit, Gl. 2.1.1.a:

$$S = \frac{v_{Fzg} - v_{Rad}}{v_{Fzg}} \quad \text{Gl. 2.1.1.a}$$

In Abbildung 2.1.1a ist ein gebremstes Rad dargestellt; die folgenden Ausführungen gelten analog auch für den Antriebsfall. Das Fahrzeug bewegt sich nach links, der Untergrund sowie etwas langsamer die Reifenteile in der Radaufstandsfläche bewegen sich vom Fahrzeug aus gesehen nach rechts.

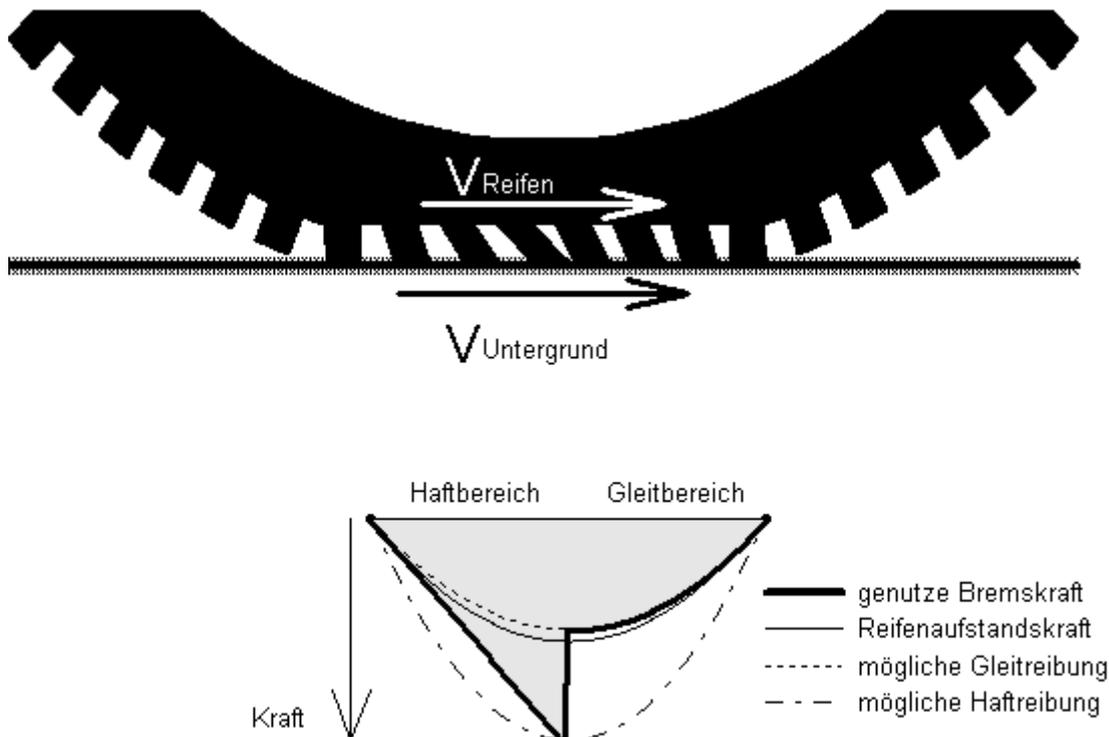


Abb. 2.1.1.a Bürstenmodell des Reifens

Die Profilelemente setzen links auf den Asphalt auf, wobei sie zunächst noch keine Längskraft übertragen. Auf ihrem Weg durch die erste Hälfte der Reifen-aufstandsfläche, auch Reifenlatsch genannt, werden die Profilelemente zunehmend auf den Untergrund gepresst. Auf Grund der Geschwindigkeitsdifferenz werden sie auf ihrem Weg durch den Reifenlatsch linear mit dem Weg ausgelenkt, solange sie am Untergrund haften. Bei weiterer Auslenkung tritt Gleitreibung ein.

Nimmt man ein lineares Federgesetz für diese Profilelementauslenkung an, so steigt die übertragene Bremskraft im Haftbereich linear mit dem Weg durch den Reifenlatsch an. Gleichung 2.1.1.b gilt nur im Haftbereich des Reifenlatsches und gibt die lokale Bremskraft pro Latschlänge $F_{Lok}(x)$ an.

$$F_{Lok}(x) = \Delta \cdot C_{Profil} = \frac{v_{Grund} - v_{Reif}}{v_{Reif}} \cdot x \cdot C_{Profil} \quad \text{Gl. 2.1.1.b}$$

Dabei ist C_{Profil} die Auslenkungssteifigkeit pro Latschlänge der Profilelemente, Δ ist die Auslenkung des Profilelements bis zu seiner Position x , gerechnet ab dem Eintritt in den Reifenlatsch. v_{Grund} ist gegengleich der Geschwindigkeit, mit der sich das Fahrzeug bewegt, v_{Reif} ist gegengleich der Geschwindigkeit, mit der sich das Fahrzeug bei der gegebenen Raddrehzahl bewegen würde, wenn kein Bremsschlupf vorhanden wäre (siehe auch Abbildung 2.1.1.a).

Das Reifenverhalten ist hier vom Faktor $(v_{Grund} - v_{Reif}) / v_{Reif}$ bestimmt, was oft als Schlupfdefinition verwandt wird. Diese Definition ist gleichwertig mit Gleichung 2.1.1.a und kann in diese überführt werden. Beide geben keine Absolutgeschwindigkeiten sondern relative Geschwindigkeitsverhältnisse zwischen Reifen und Untergrund an. Da sich die letzte Definition im Wertebereich bis Unendlich bewegt, wird in dieser Arbeit die übersichtlichere erste Darstellung verwendet mit einem Wertebereich zwischen Null und Eins bzw. 0 und 100% Bremsschlupf. Gegebenenfalls wird der Schlupf auch als absolute Abweichung zwischen Rad und Fahrzeuggeschwindigkeit $(v_{Grund} - v_{Reif})$ angegeben, wo diese Darstellung übersichtlicher erscheint.

Das Haftvermögen (pro Latschlänge) wird proportional zu der Reifenaufstandskraft (pro Latschlänge) mit einem Haftreibungswert $\mu_{Haft} = 1,8$ angenommen (siehe Abb. 2.1.1.a., Kurve ‚mögliche Haftreibung‘). Die lokale Reifenaufstandskraft (ebenfalls pro Latschlänge) ist dabei proportional zu der Verformung des Reifens angenommen, die er durch seine Abplattung aus der kreisrunden Form erfährt (siehe Abb. 2.1.1.a, Kurve ‚Reifenaufstandskraft‘).

Die geringere mögliche Gleitreibung wird ebenfalls proportional zur Aufstandskraft angenommen, (Abb. 2.1.1.a, Kurve ‚mögliche Gleitreibung‘). Der verwendete Gleitreibungswert $\mu_{Gleit} = 0,9$ beträgt in der Darstellung die Hälfte des Haftreibungswertes μ_{Haft} .

Der Übergang von Haftreibung (mit linearer Profilelement-Auslenkung) zu Gleitreibung erfolgt an der Stelle, an der die Kurve, die die tatsächlich genutzte Bremskraft (pro Latschlänge) beschreibt, auf die Kurve springt, die die mögliche Gleitreibung beschreibt.

Die Bremskraft pro Latschlänge wird über den gesamten Reifenlatsch aufintegriert. Das Ergebnis, normiert durch die Aufstandskraft, gibt den Haftwert μ des Reifens an. Mit den oben angeführten Parametern für μ_{Gleit} und μ_{Haft} , die für trockenen Asphalt realistisch sind, ergibt sich nachfolgende μ -Schlupf-Kurve (Abb. 2.1.1.b).

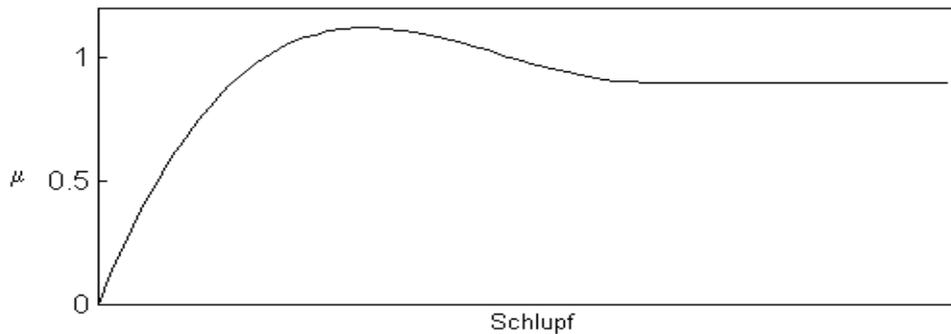


Abb. 2.1.1.b μ -Schlupf-Kurve aus dem Bürstenmodell

Auf der Abszisse sind keine Zahlenwerte aufgetragen, da die Skalierung direkt von der Steifigkeit der Profilelemente abhängt. Für die meisten Reifen liegt das Maximum der Kurve bei einem Schlupf um 10%.

Ähnliche Überlegungen gelten für einen quer belasteten Reifen, mit dem Unterschied, dass die Profilelemente quer zur Fahrtrichtung ausgelenkt werden. Für den Querschlupf gibt es im Wesentlichen drei verschiedene Definitionsmöglichkeiten.

Erstens kann unter Querschlupf der Quotient zwischen der Geschwindigkeit senkrecht zur Radebene und dem Geschwindigkeitsbetrag im Reifenaufstandspunkt verstanden werden. Bei dieser Schlupfdefinition führt ein querstehendes Rad zu einem Schlupf von Eins, ein geradeaus rollendes Rad zu einem Schlupf von Null.

Zweitens kann unter Querschlupf der Quotienten aus der Geschwindigkeit senkrecht und parallel zur Radebene verstanden werden. Hier führt ein querstehendes Rad zu unendlichem Schlupf, ein geradeaus rollendes Rad zu Schlupf Null.

Drittens kann der Querschlupfes durch den Winkel α ausgedrückt werden, den die Radebene mit der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs im Radaufstandspunkt einschließt. Dieser Winkel heißt Schräglaufwinkel. Ausser in extremsten Fahrsituationen wird ein Schräglaufwinkel von 10° nicht überschritten. Daher gilt fast immer folgende Näherung, die die zweite mit der dritten Schlupfdefinition gleichsetzt:

$$s = \tan \alpha \approx \alpha \qquad \text{Gl. 2.1.1.b}$$

Der Schräglaufwinkel ist eine anschauliche Größe, weswegen er sich allgemein als Wert für den Querschlupf durchgesetzt hat.

In den nachfolgenden Abbildungen 2.1.1.c, d sind typische μ -Schlupf-Kurven gezeigt, die mittels einer heuristischen Formel berechnet sind, die sehr realitätsnahe Ergebnisse liefert [PAC87]. Zusätzlich zu dem Fall verschwindenden Schräglaufwinkels ($\alpha = 0$) sind auch Kurvenverläufe querbelasteter Reifen dargestellt. Die ersten Kurven (Abb. 2.1.1.c) zeigen die Abhängigkeit der Längskräfte vom Längsschlupf bei festem Schräglaufwinkel, die zweiten Kurven (Abb. 2.1.1.d) die Abhängigkeit der Querkräfte vom Längsschlupf bei festem Schräglaufwinkel. Es ist zu erkennen, wie die Seitenführung der Reifen bei zunehmendem Längsschlupf verschwindet. Aus dieser Eigenschaft werden in Kapitel 2.1.2 Folgerungen gezogen.

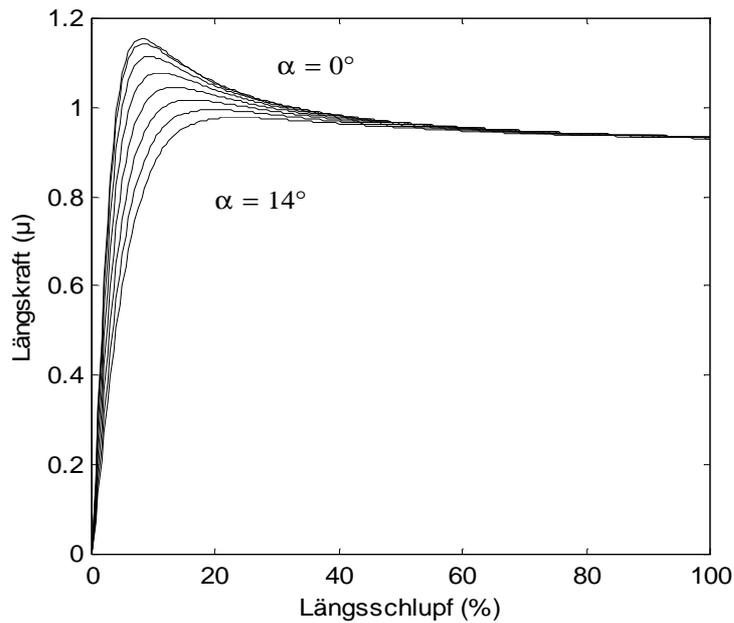


Abb. 2.1.1.c μ -Schlupf-Kurven, Längskraft in Abhängigkeit vom Längsschlupf bei verschiedenen Schräglaufwinkeln $\alpha = 0^\circ, 2^\circ, 4^\circ \dots 14^\circ$

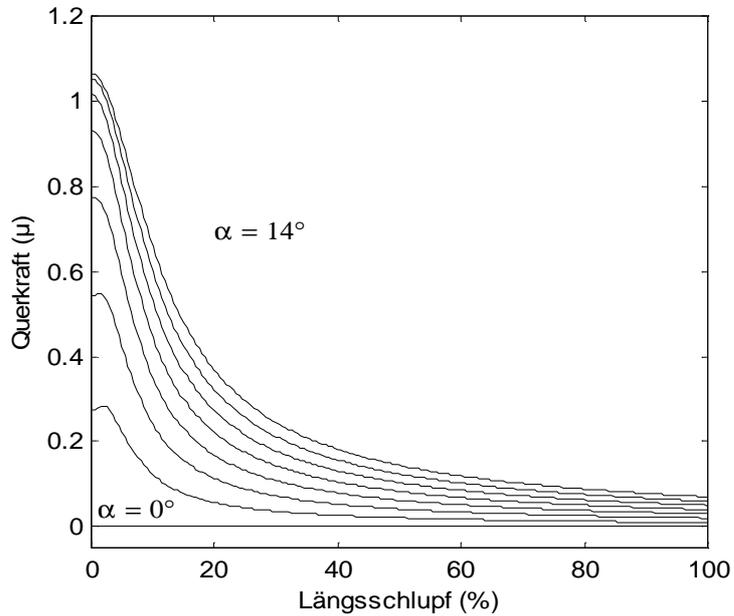


Abb. 2.1.1.d μ -Schlupf-Kurven, Querkräft in Abhängigkeit vom Längsschlupf bei verschiedenen Schräglaufwinkeln $\alpha = 0^\circ, 2^\circ, 4^\circ \dots 14^\circ$

Die Kurve für Schräglaufwinkel $\alpha = 0$ weicht etwas von der Kurve der Modellrechnung ab. Insbesondere weist sie bei hohem Schlupf (ab ca. 30%) noch einen deutlich negativen Gradienten auf, zudem ist sie "verrundeter" als die Kurve aus der

Modellrechnung. Die Abweichungen lassen sich durch Vereinfachungen des Modells begründen:

Das Modell kennt keine Profilelementauslenkungen im ungebremsten Fall. Die Profilelemente sind jedoch auch ohne Bremskräfte verspannt, da sie beim Aufsetzen nach vorne und beim Verlassen des Reifenlatsches nach hinten ausgelenkt werden; es sind also immer Zug- und Schubkräfte vorhanden. Im ungebremsten Zustand heben sie sich in Summe bis auf den Rollwiderstand weg. Auch die Verteilung des Anpressdrucks der Profilelemente auf den Untergrund ist wesentlich komplizierter als im vereinfachten Modell.

Die Reibungskräfte sind proportional den Aufstandskräften angenommen. Tatsächlich führt eine Zunahme der Aufstandskräfte nur zu einer degressiven Erhöhung der übertragbaren Reibkräfte. Zudem wird nur zwischen zwei Reibungszuständen - Haftreibung und Gleitreibung- unterschieden.

Genauere Untersuchungen zum Thema Gummireibung zeigen, dass eine derart einfache Betrachtung nur bedingt die Realität widerspiegelt. Allgemein wird bei Gummireibung auf festen Oberflächen zwischen einem Adhäsions- und einem Hystereseanteil der Reibung unterschieden *, wobei beide Terme mehr oder weniger gleitgeschwindigkeitsabhängig sein können [SCH66], [SCH68] , [KLÜ98]. Es gibt eine Vielzahl mehr oder weniger unterschiedlicher Erklärungsansätze dieser beiden Reibungsarten, von denen einige Beispiele angesprochen werden sollen. Einen interessanten Einblick in Reifeneigenschaften und die Zielkonflikte bei deren Herstellung gibt [VIL01].

Die Modelle erklären fließende Übergänge von Haft- zu Gleitreibung sowie Geschwindigkeitsabhängigkeiten. Daneben zeigen sie, dass die Gleitreibung der Haftreibung je nach Oberflächenbeschaffenheit in etwa gleich sein kann, aber auch deutlich niedriger liegen kann, z.B. auf Oberflächen mit geringer Rauigkeit.

* Der Adhäsionsanteil kann durch adhäsive Polymer-Untergrund-Bindungen erklärt werden, wobei bei auftretendem Schlupf ein periodisches Öffnen und Schließen der Bindungen stattfindet [LEO90]. Dabei ist bis zu einer gewissen Gleitgeschwindigkeit die mittlere Zeitdauer, während der eine Bindung geöffnet ist, vernachlässigbar gegenüber der Zeitdauer, während der sie geschlossen ist. Es stellt sich in diesem Gleitgeschwindigkeitsbereich eine weitgehend konstante Kraft ein. Eine andere Modellvorstellung [PER97] startet mit der Annahme, dass grundsätzlich Oberflächenrauigkeiten vorhanden sind und der Reifengummi seine Oberflächenenergie verkleinern kann, indem er sich mit diesen Rauigkeiten verzahnt. Dieses Verzahnen kann je nach Gummieigenschaften nicht beliebig schnell und über beliebig große Längen stattfinden. Es ergibt sich auch hier ein gewisser Geschwindigkeitsbereich, in dem die Adhäsionsreibung weitgehend konstant bleibt bzw. zunächst ansteigt und anschließend abfällt. Der Abfall der Adhäsionsreibung tritt typischer Weise bei 10^{-4} bis 10^{-2} m/s auf und kann von beiden Modellen nachgebildet werden.

Modellvorstellungen [HEI97] der Hysteresereibung setzen eine Rauigkeit des Untergrundes voraus, so dass der Gummi sich beim Gleiten über die Oberfläche wiederholt verformt. Da Gummi viskoelastisch ist und somit eine innere Dämpfung besitzt, wird bei diesem Prozess Energie in Wärme umgewandelt, es wird ein Reibwiderstand begründet. Die Lage und Höhe des Reibmaximums hängt von der Rauigkeit des Untergrundes und den Eigenschaften des Gummis ab. Das Maximum der Hysteresereibung liegt typisch bei Gleitgeschwindigkeiten in der Größenordnung von 1 m/s.

Für einen Radschlupfregler wie z.B. ein ABS bedeutet das, dass bei mechanisch glatten Oberflächen mit einer größeren relativen Haftüberhöhung gerechnet werden muss als auf rauen Fahrbahnen.

Bei in der Praxis vorkommenden Fahrbahnbelägen (Abb. 2.1.1.e) geht eine mechanisch glatte Oberflächen mit geringer Hysteresereibung auch immer mit einer geringen Adhäsionsreibung einher. Ein sehr niedriges Druckniveau bei Blockierbeginn kann daher als Hinweis auf eine mögliche große relative Reibwertüberhöhung, d.h. einen großen relativen Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung, genutzt werden. Glatteis zeigt beispielsweise dieses Verhalten sehr ausgeprägt, hier kann die Reibung des blockierten Rades gegenüber dem Haftmaximum um ca. 50% absinken.

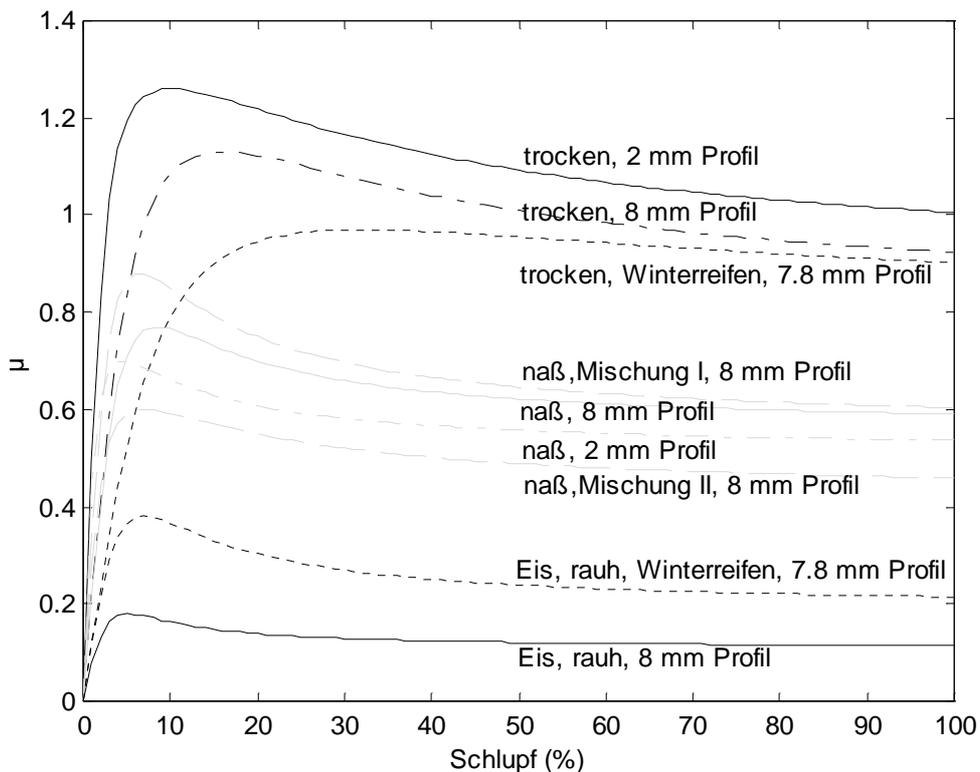


Abb. 2.1.1.e μ -Schlupf-Kurven verschiedener Reifen

Die Kurven in Abbildung 2.2.1.e gelten für einen Sommerreifen mit einer bestimmten (Gummi-)Mischung und einem bestimmten Profil, sofern nicht anderes angegeben ist (eine andere Mischung I oder II bzw. ein Winterreifen).

2.1.2 Lenkverhalten am Beispiel des Einspurmodells

Es wird ein einfaches Fahrzeugmodell vorgestellt, das zur Erklärung der grundlegenden Lenkeigenschaften eines zweiachsigen Fahrzeuges geeignet ist.

Der Schwerpunkt des Modells (Abb. 2.1.2.a) liegt auf der Fahrbahnoberfläche, so dass Beschleunigungskräfte in Längs- und Querrichtung keinen Hebelarm gegenüber der Fahrbahnoberfläche haben. Daher führt Längsbeschleunigung zu keinem Nicken und Querbeschleunigung keinem Wanken (Drehungen um die Quer- bzw. Hochachse). Ebensovienig kommt es zu dynamischen Radlastverlagerungen (Änderungen der Radaufstandskraft auf Grund von Längs- oder Querbeschleunigung). Das Fahrzeugmodell verfügt über nur eine Fahrspur, d.h. über nur einen Vorder- und Hinterreifen.

- $c_{v,h}$: Schräglauftiefeigkeit vorne/hinten
- $\alpha_{v,h}$: Schräglaufwinkel vorne/hinten
- $v_{v,h}$: Geschwindigkeit vorne/hinten
- $l_{v,h}$: Schwerpunktsabstand nach vorne/hinten
- $R_{v,h}$: Abstand Momentanpol zu Vorder-/Hinterrad
- $F_{SV,SH}$: Seitenkraft vorne/hinten
- F_c : Zentripetalkraft im Schwerpunkt
- R : Abstand Momentanpol zu Schwerpunkt
- β : Schwimmwinkel
- v_{SP} : Schwerpunktsgewindigkeit
- ψ : Gierwinkel
- $\dot{\psi}$: Giergeschwindigkeit
- δ : Lenkwinkel
- l : Radstand
- Θ : Fahrzeugträgheitsmoment um Hochachse
- m : Fahrzeugmasse

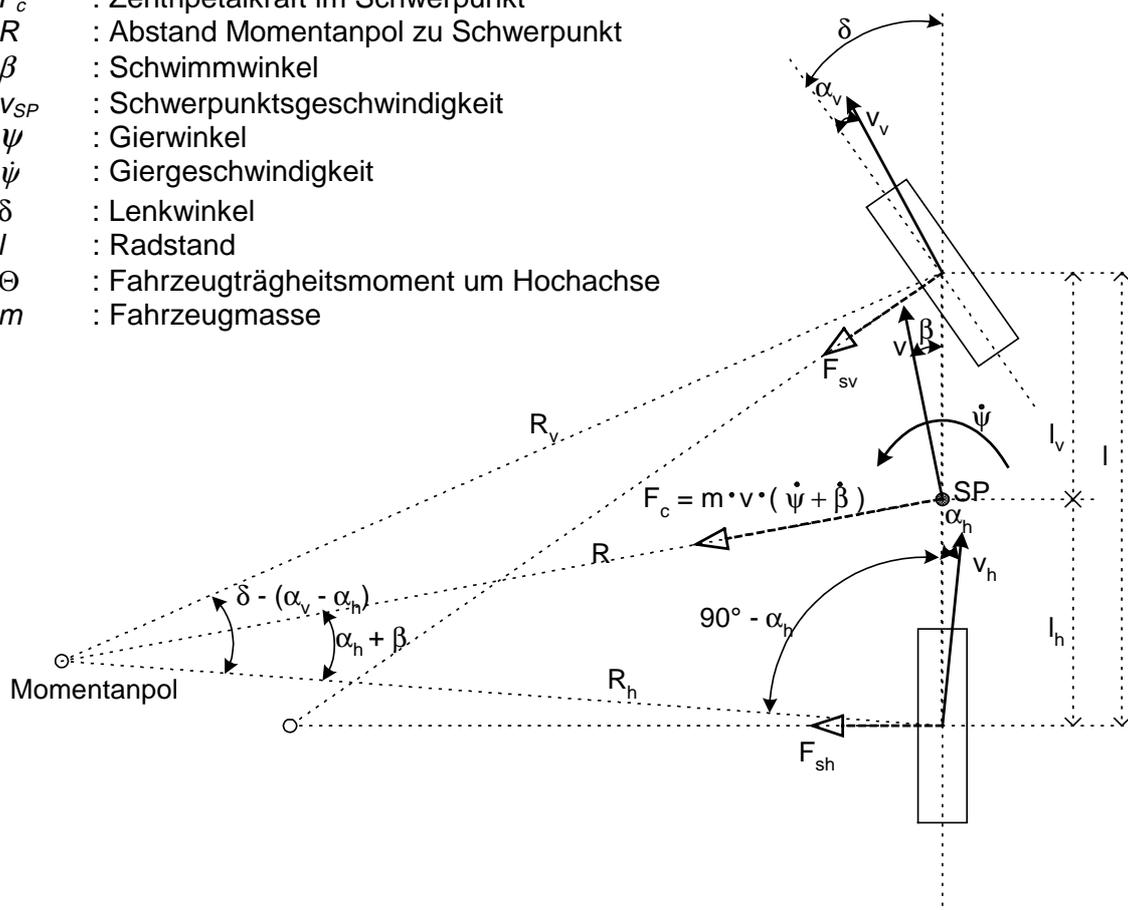


Abb. 2.1.2.a Das Einspurmodell

Die Reifenquerkräfte werden proportional zu dem Schräglaufwinkel angenommen, der Proportionalitätsfaktor ist die Schräglaufsteifigkeit. Die Annahme von linearen Einzelsystemen für die Reifen führt in ihrer Kombination nicht zu einem linearen Gesamtsystem Fahrzeug, insofern ist der übliche Begriff ‚lineares Einspurmodell‘ irreführend.

Die Berechnungen starten mit dem Momentengleichgewicht um die Hochachse. Für kleine Lenkwinkel gilt:

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} = F_{sv} \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h \quad \text{Gl. 2.1.2.a}$$

Zweite Startgleichung ist das Kräftegleichgewicht im Schwerpunkt:

$$m \cdot v \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) = F_{sv} + F_{sh} \quad \text{Gl. 2.1.2.b}$$

In diese Gleichungen wird das lineare Reifenmodell eingesetzt:

$$F_{sv} = c_v \cdot \alpha_v \quad F_{sh} = c_h \cdot \alpha_h \quad \text{Gl. 2.1.2.c}$$

Ebenfalls eingesetzt wird die für kleine Lenkwinkel und Giergeschwindigkeiten gültige Näherung für die Schräglaufwinkel:

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v} \quad \alpha_h = -\beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v} \quad \text{Gl. 2.1.2.d ,e}$$

Das führt zu folgenden Bewegungsgleichungen:

$$m \cdot v \cdot \dot{\beta} + \frac{1}{v} \cdot (m \cdot v^2 + c_v \cdot l_v - c_h \cdot l_h) \cdot \dot{\psi} + (c_v + c_h) \cdot \beta - c_v \cdot \delta = 0 \quad \text{Gl. 2.1.2.f}$$

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} + \frac{1}{v} \cdot (c_v \cdot l_v^2 + c_h \cdot l_h^2) \cdot \dot{\psi} - (c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v) \cdot \beta - c_v \cdot l_v \cdot \delta = 0 \quad \text{Gl. 2.1.2.g}$$

Für die stationäre Kreisfahrt, d.h. für den Fall dass gilt $\ddot{\psi} = 0$ und $\dot{\beta} = 0$, und wenn der Lenkwinkel δ durch das Verhältnis aus Lenkradwinkel und Lenkübersetzung, δ_{Lenk}/i_{Lenk} , ausgedrückt wird, führt dieser Ansatz zu:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_{Lenk}/i_{Lenk}} = \frac{v}{1 + \left[\frac{m \cdot (c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v)}{l \cdot c_v \cdot l_h} \right] \cdot v^2} \quad \text{Gl. 2.1.2.h}$$

wobei

$$\left[\frac{m \cdot (c_h \cdot l_h - c_v \cdot l_v)}{l \cdot c_v \cdot l_h} \right] =: EG \quad \text{Gl. 2.1.2.i}$$

Dieses Verhältnis von Giergeschwindigkeit zu Lenkradwinkel heißt Gierverstärkungsfaktor, EG ist der Eigenlenkgradient. Der Gierverstärkungsfaktor beschreibt, wie schnell sich das Fahrzeug bei einem bestimmten Lenkwinkel stationär um die Hochachse dreht. Der Eigenlenkgradient gibt an, ob es sich um ein unter-, über- oder neutralsteuerndes Fahrzeug handelt.

Ein Eigenlenkgradient von Null bedeutet, dass der Gierverstärkungsfaktor genau linear mit der Geschwindigkeit anwächst (Abb. 2.1.2.b, Kurve ‚neutralsteuernd‘). Ein derartiges Fahrzeug würde sich stationär so verhalten, als ob es „auf Schienen“ führe, d.h. es würde sich unabhängig von der Geschwindigkeit neben dem durch den Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel kein Eigenlenkeffekt bemerkbar machen.

Wenn $EG > 0$ ist, d.h. $c_{h/h} - c_{v/v} > 0$, führt Querkraft vorne zu einem größeren Schräglaufwinkel als hinten, d.h. das Fahrzeug untersteuert. Ist $EG < 0$ liegt der umgekehrte Effekt vor. Die Reaktion auf Lenkbefehle verstärkt sich und das Fahrzeug übersteuert. Dieser Effekt ist selbstverstärkend und nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit überproportional zu: Querkräfte verkleinern den Kurvenradius und vergrößern sich dadurch selbst.

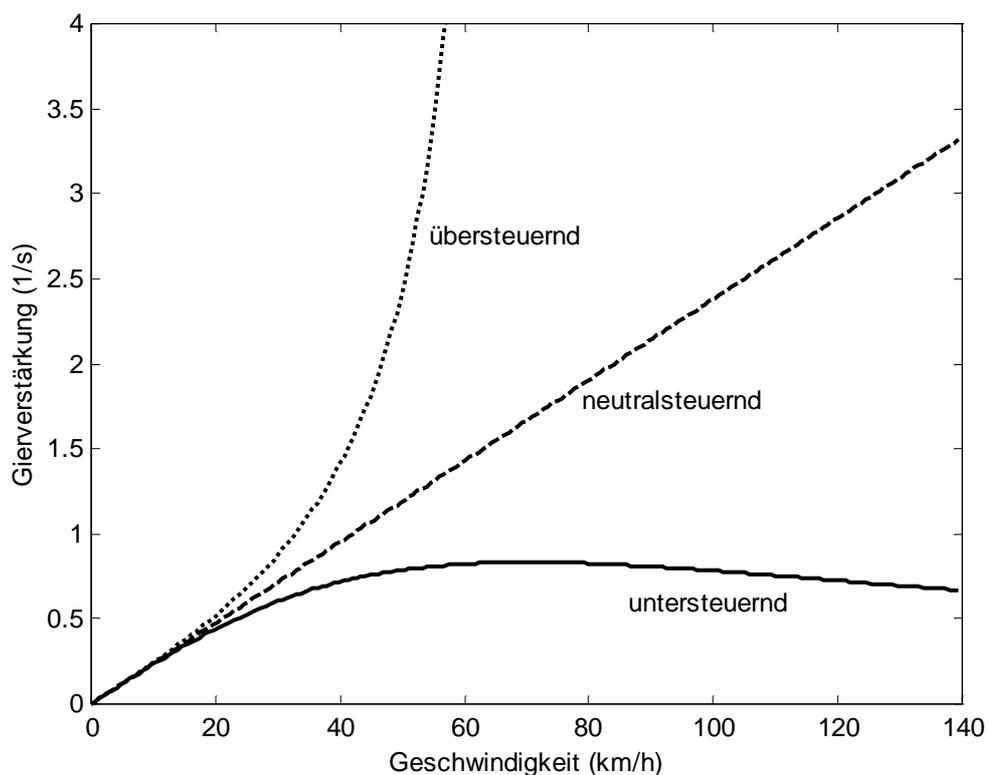


Abb. 2.1.2.b Typische Gierverstärkungen bei neutralem, über- und untersteuerndem Eigenlenkverhalten

Im realen Fahrzeug werden meist vier gleiche Reifen verwendet, so dass die Schräglaufsteifigkeiten der Reifen vorne und hinten gleich groß sind. Die Räder können jedoch ihre Spur (d.h. den Einschlagwinkel) unter Querkraft ändern. Das erreicht man durch gezielt verwendete Elastizitäten in Lenkung und Achsen sowie durch die Geometrie der Radaufhängungen, die bei Seitenneigung des Fahrzeugs zu Spuränderungen führen kann. Diese beiden Effekte nennt man Elastokinematik und Kinematik.

Die Spuränderungen müssen nicht explizit betrachtet werden, sondern können gemäß ihrer Wirkung in die Schräglaufsteifigkeiten mit eingerechnet werden, es sind dann die so genannten wirksamen Schräglaufsteifigkeiten in die Gleichungen einzusetzen.

Allgemein führt an der Vorderachse vor allem die Lenkungselastizität zu einem Nachgeben des Lenkungseinschlages unter Querkraft, so dass die wirksame Schräglaufsteifigkeit niedriger liegt als die Schräglaufsteifigkeit des Reifens. Umgekehrt besitzen die meisten Hinterachse eine (Elasto-)Kinematik, die unter Querkraft das Rad zusätzlich schräg stellt und die wirksame Schräglaufsteifigkeit über die Schräglaufsteifigkeit des Reifens anhebt. Dadurch wird im Wesentlichen die heute übliche untersteuernde Auslegung der Fahrzeuge sichergestellt.

Für Radschlupfregler bedeutet das: Da je nach eingestelltem Längsschlupf die Schräglaufsteifigkeit mit verändert wird (Kap. 2.1.1), kann schon weit vor einem Blockieren einzelner Räder das Lenkverhalten eines Fahrzeuges deutlich beeinflusst werden. Diese Veränderungen des Eigenlenkverhaltens sollten nicht zu signifikant sein, um den Fahrer durch das veränderte Fahrverhalten nicht zu überfordern. Insbesondere ein Überbremsen der Hinterachse wird wegen der Schleudergefahr durch plötzliches Übersteuern als kritisch angesehen.

Andererseits kann gezieltes Überbremsen an bestimmten Rädern helfen, ein außer Kontrolle geratendes Fahrzeug zu stabilisieren. Dabei wird ausgenutzt, dass durch die Herabsetzung der Seitenführungskraft und die eingebrachte Längskraft ein Drehmoment auf das Fahrzeug bewirkt werden kann. Die Identifikation eines kritischen Fahrzustandes kann durch einen Fahrdynamikregler erfolgen, der in dieser Arbeit nicht behandelt wird. Das Einstellen eines erwünschten überhöhten Längsschlupfes jenseits des Haftmaximums wird jedoch im Rahmen dieser Arbeit untersucht.

2.1.3 Die Aussagekraft von Raddrehzahlmessungen

Aus dem vom Raddrehzahlsensor gelieferten Signal wird über den Radradius auf die Geschwindigkeit des Reifengürtels geschlossen, um den Schlupfzustand des Reifens abzuschätzen. Durch dynamische Vorgänge ist der errechnete Wert während Einschwingvorgängen fehlerbehaftet: Der Raddrehzahlsensor misst nur den Drehzahlunterschied zwischen seinem Montageort, d.h. einem Fahrwerksteil, und dem Verbund Felge-Bremsscheibe. Die Reifenverformung sowie Auslenkvorgänge der in Gummielementen gelagerten Fahrwerksteile können einen erheblichen Fehler verursachen.

Ziel ist es, abzuschätzen, wie groß die Verfälschungen der gemessenen Raddrehzahlwerte werden können, um damit ein Toleranzband festzulegen. Als größte interessierende Anregung wird der Fall einer einmalig mit höchstmöglicher Dynamik spannenden Bremsanlage untersucht.

Fahrwerksschwingungen auf Grund periodischer Anregungen sollen nicht grundsätzlich im Toleranzband berücksichtigt werden. Sie können zwar höhere Amplituden erreichen als bei einmaliger Anregung, sie sind jedoch ein Sonderfall, der entweder durch periodische Fahrbananregungen der entsprechenden Frequenz oder durch eine ungünstige, das Fahrwerk aufschwingende Radschlupfregelung verursacht wird. Letzteres sollte von einem geeigneten Radschlupfregler vermieden werden; der erste Fall periodischer Fahrbananregungen tritt selten auf. Es genügen daher Zusatzalgorithmen, die erst bei erkanntem Auftreten von Fahrwerksschwingungen eingreifen. In der erstellten Software ist eine Schwingungserkennung und -Behandlung implementiert, die gröberes Fehlverhalten für ein Prototypenstadium ausreichend verhindert. Sie ist jedoch kein wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit und wird nicht vorgestellt.

Es wird nicht versucht, einen Algorithmus zu entwerfen, der im Fahrzeug über ein Toleranzband hinaus die Amplitude und Phasenlage der Fahrwerksbewegungen berechnet, um damit Aussagen über die momentane Signalverfälschung zu treffen. Dies deshalb nicht, da sich am Fahrzeug die bestimmenden Systemeigenschaften ändern können, z.B. durch Alterung bzw. Temperaturschwankungen der Fahrwerks-gummielemente, Reifendruckänderungen und die Montage unterschiedlicher Radtypen.

Zudem nimmt mit wachsender Auslenkung der Fehler durch die lineare Beschreibung des Gummielements zu. Tatsächlich besitzt dieses eine progressive Federkennung und einen mechanischen Endanschlag, was eine amplitudenabhängige Resonanzfrequenz bewirkt.

Das Gesamtsystem Radaufhängung wird in drei Teilsysteme zerlegt (Abb. 2.1.3.a). Teilsystem A beschreibt die Kraftübertragung vom Reifengürtel auf den Untergrund, Teilsystem B die rotatorische Bewegung zwischen Felge und Reifengürtel und Teilsystem C die translatorische Bewegung in Fahrzeuginnenrichtung zwischen Fahrwerksteilen und Karosseriekörper.

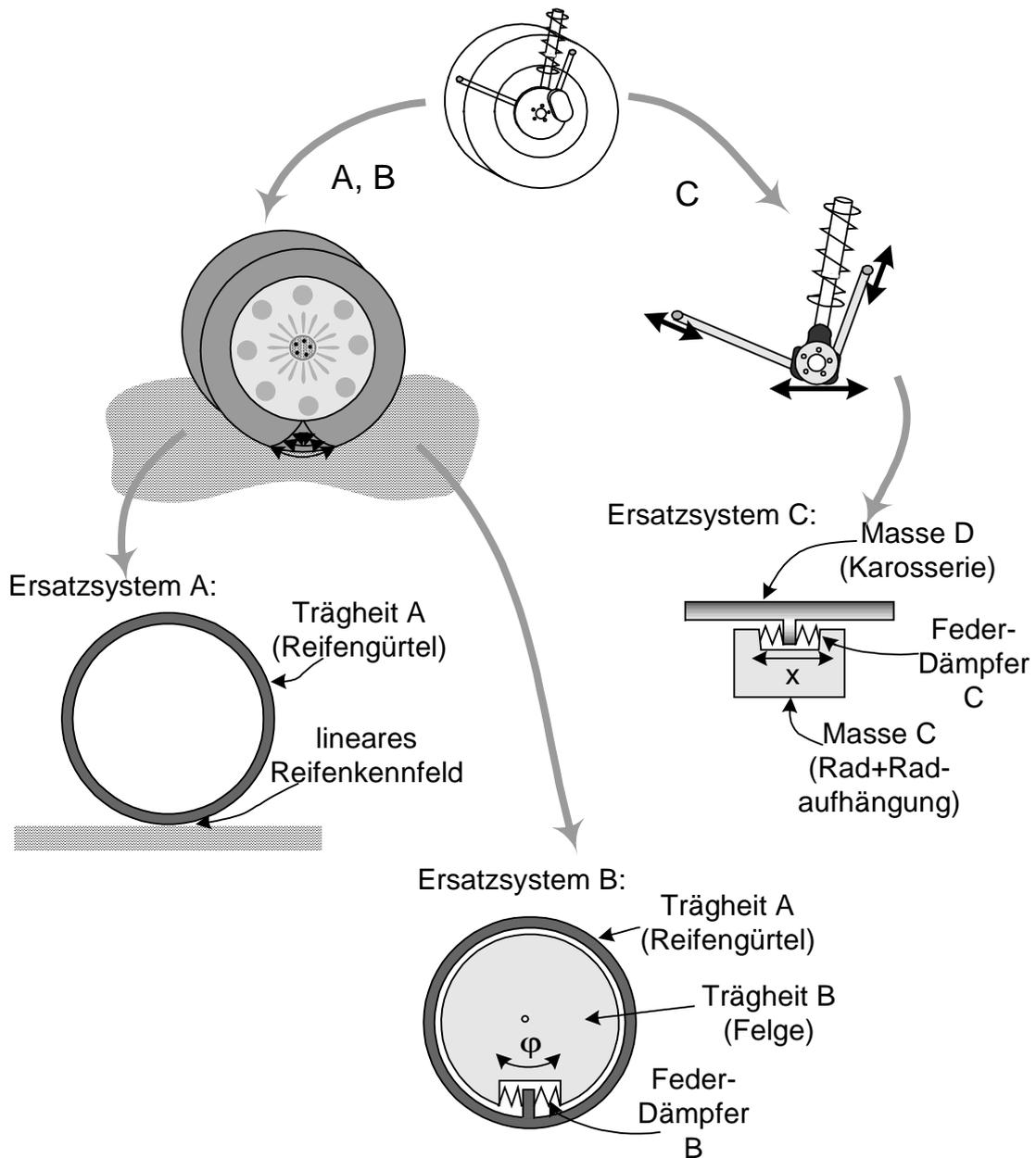


Abb. 2.1.3.a Zerlegung des Systems Rad-Radaufhängung in Teilsysteme

Trägheit A (θ_A) ist das Trägheitsmoment des Reifengürtels, Trägheit B (θ_B) ist das Trägheitsmoment der Felge (mit Radnabe und Bremscheibe), Masse C (m_C) ist die Masse aller an Longitudinalbewegungen beteiligten Fahrwerkskomponenten (d.h. Reifen mit Felge, Bremscheibe und -sattel, Radnabe und Anteile der Aufhängung), Masse D (m_D) ist die Masse der Karosserie. k_B und D_B sind die Torsionssteifigkeit und Torsionsdämpfung der Verwindung zwischen Reifengürtel und Felge. k_C und D_C sind die Federhärte und die Dämpfung der Longitudinalbewegungen der Radaufhängung.

Für die Teilsysteme wird mit folgenden Trägheiten bzw. Massen gerechnet:

$$\Theta_A = 0,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad \Theta_B = 0,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad m_c = 35 \text{ kg} \quad m_D = \infty \text{ kg}$$

Für die Torsions- bzw. Kompressionssteifigkeiten der Federelemente gilt:

$$k_B = 4 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad} \quad k_C = 15 \cdot 10^4 \text{ N/m}$$

Das Teilsystem A hat eine linearisierte Reifenkennlinie mit Steigung k_A (Unter Reifenkennlinie soll hier eine besondere Darstellungsform der μ -Schlupf-Kurve verstanden werden, die auf der y-Achse absolute Kräfte bzw. Radmomente und nicht μ -Werte zeigt, auf der x-Achse wird entweder der Schlupf oder die Radgeschwindigkeit angegeben.):

$$k_A = 750 \text{ N} / \%$$

Als Dämpfung werden folgende Werte eingesetzt:

$$D_B = 90 \text{ Nm} / (\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}) \quad D_C = 1200 \text{ N} / (\text{ms}^{-1})$$

Die oben angeführten Werte sind Schätzwerte, ein Vergleich mit Angaben für ein anderes Fahrzeug zeigt dort ähnliche Größen [SHA98]. Zur Umrechnung von Winkelgeschwindigkeit in Geschwindigkeit wird der Radradius r verwendet:

$$r = 0,307 \text{ m}$$

Bei allen folgenden Beschreibungen bedeutet positives Vorzeichen immer eine Auslenkung oder Beschleunigung nach vorne bzw. in Drehrichtung bei Vorwärtsfahrt.

Zunächst wird das Radsystem, beschrieben durch Ersatzsystem A und B, betrachtet. Es wird vom eingeschwungenen Zustand ausgegangen, Gürtel und Felge drehen sich mit gleicher Geschwindigkeit, der Schlupf ist gleich Null.

Auf das Zwei-Körper-Schwingersystem (Ersatzsystem B) wirken zwei extern verursachte Momente ein. Auf die Felge wirkt das Bremsmoment $M_{Brems}(t)$. Es wird als Rampenfunktion genähert, die innerhalb von 150 ms von Null bis auf den Maximalwert ansteigt und dort konstant bleibt. Das erreichte Niveau, 87,3 bar Bremsdruck oder -1842 Nm Bremsmoment, entspricht der Radblockiergrenze eines Vorderrades auf sehr griffigem Untergrund. Dies ist die maximale relevante Anregung auf das System, der gewählte Gradient entspricht dem maximalen Bremsmomentgradienten, den die Aktuatoren verursachen können: -12280 Nm/s.

$$M_{Brems}(t) = \begin{cases} k_{Brems} \cdot t & \text{für } t \in 0, t_{Stop} \\ k_{Brems} \cdot t_{Stop} & \text{für } t \in t_{Stop}, \infty \end{cases} \quad \text{Gl. 2.1.3.a}$$

mit $t_{Stop} = 0,15 \text{ s}$; $k_{Brems} = -12280 \text{ Nm/s}$

Auf den Reifengürtel (Ersatzsystem A) wirkt neben den Feder-Dämpfer-Kräften das Reibmoment M_{Grund} . Der Radschlupf kann berechnet werden aus der Drehgeschwindigkeit des Reifengürtels $d\varphi/dt$ mal Radradius r , aus der Geschwindigkeit der Radaufhängung dx/dt und aus der Geschwindigkeit des

Fahrzeugs dx_{Fzg}/dt . Die Fahrzeugmasse wird vereinfachend als unendlich angenommen, die Fahrzeuggeschwindigkeit bleibt dadurch konstant.

$$M_{Grund} = k_A \cdot \frac{\dot{x} - \dot{\varphi}_A \cdot r}{\dot{x}_{Fzg}} \cdot 100\% \quad \text{Gl. 2.1.3.b}$$

Damit lassen sich die Bewegungsgleichungen der beiden Trägheiten in Ersatzsystem B aufstellen:

$$\Theta_A \cdot \ddot{\varphi}_A = M_{Brems}(t) + [\varphi_B(t) - \varphi_A(t)] \cdot k_B + [\dot{\varphi}_B(t) - \dot{\varphi}_A(t)] \cdot D_B \quad \text{Gl. 2.1.3.c}$$

$$\Theta_B \cdot \ddot{\varphi}_A = M_{Grund}(t) - [\varphi_B(t) - \varphi_A(t)] \cdot k_B - [\dot{\varphi}_B(t) - \dot{\varphi}_A(t)] \cdot D_B \quad \text{Gl. 2.1.3.d}$$

Auf die Radaufhängung mit Masse m_C wirken Kräfte vom Rad und über die Feder-Dämpfer-Wirkung der Achsgummis von der Karosserie, die Variable x steht in der folgenden Differentialgleichung für die Position der Radaufhängung.

$$m_C \cdot \ddot{x} = (x_{Fzg} - x) \cdot k_C + (\dot{x}_{Fzg} - \dot{x}) \cdot D_C - M_{Grund} \cdot r \quad \text{Gl. 2.1.3.e}$$

M_{Grund} koppelt die beiden Schwingsysteme. Die Simulation des Systems führt zu einer maximalen Verfälschung der Messwerte der Radgeschwindigkeit von ca. 0,5 m/s. Die Abbildungen 2.1.3.b-d zeigen die Ergebnisse der Simulation.

Abbildung 2.1.3.b zeigt den zu Grunde gelegten Bremsdruckverlauf. Abbildung 2.3.1.c gibt die tatsächliche Geschwindigkeit des Reifengürtels sowie die aus der gemessenen Raddrehzahl berechenbare Geschwindigkeit an.

Die Abweichungen zwischen gemessener und tatsächlicher Geschwindigkeit zeigt Abbildung 2.1.3.d, und zwar einmal die Gesamtabweichung als auch die Aufteilung des Messfehlers nach der Ursache, d.h. Verwindung des Reifens und Aufhängungselastizitäten.

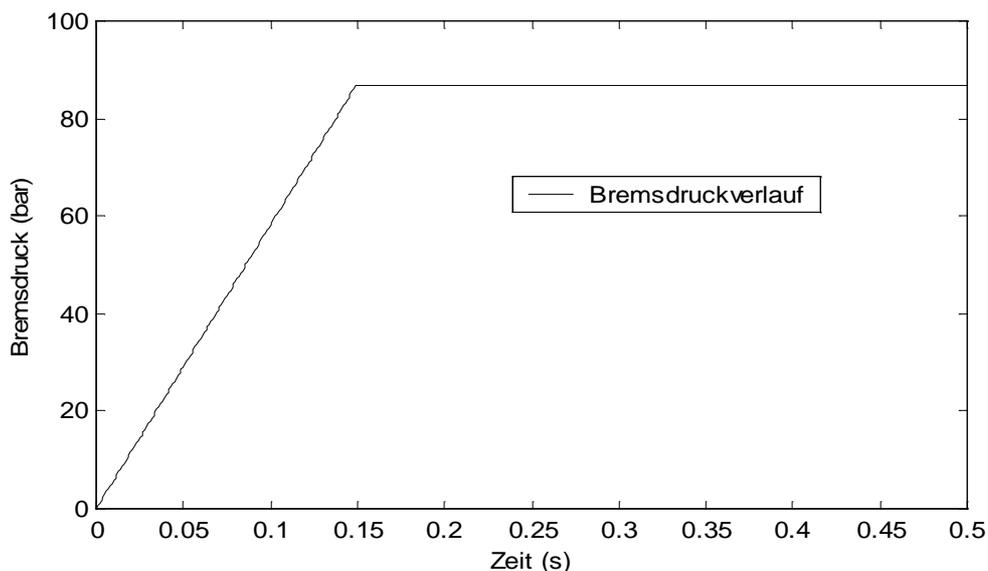


Abb. 2.1.3.b Angenommener Bremsdruckverlauf

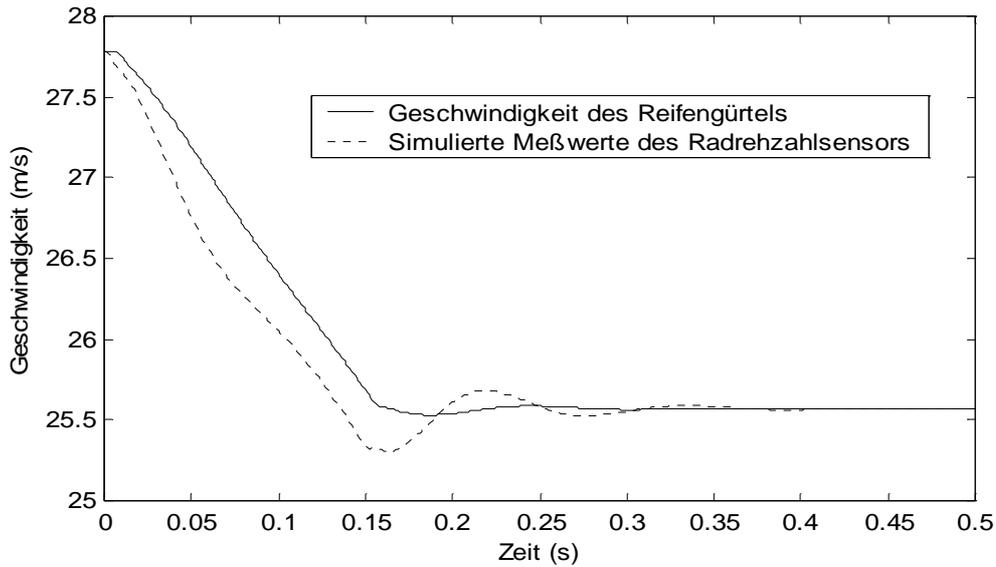


Abb. 2.1.3.c Geschwindigkeiten von Reifengürtel und Sensor

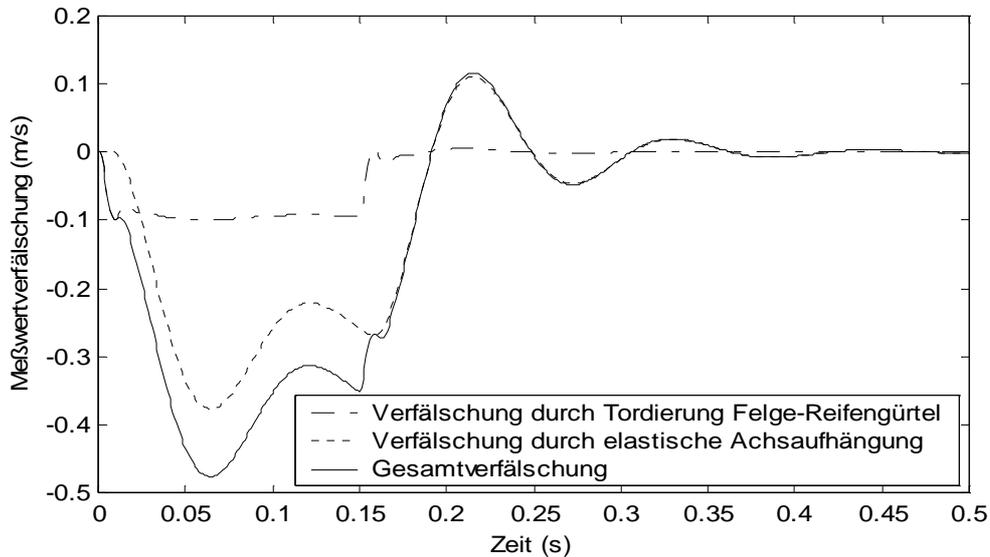


Abb. 2.1.3.d Geschwindigkeitsverfälschungen durch die Teilsysteme

Die Simulation wurde unter verschiedenen Bedingungen wiederholt. Die wesentliche Ursache für die Verfälschung der Geschwindigkeit ist die Fahrwerkselastizität. Die vom Rad auf den Untergrund übertragene Kraft kann hingegen trotz der Reifenelastizitäten nahezu simultan dem eingebrachten Bremsmoment folgen. Daher ändert sich der Messfehler kaum mit Änderungen der Fahrgeschwindigkeit von 100 auf 30 km/h oder mit dem deutlichen Verändern der Reifeneigenschaften, wenn Dämpfung, Torsionssteifigkeit und Reifenkennliniensteigung um z.B. 50% vergrößert werden (Abb. 2.1.3.e).

Bei Verkleinerung des Bremsmomentgradienten, d.h. wenn die Bremse langsamer zuspannt als in den anfänglichen Berechnung angenommen, verringert sich die Schwingungsanregung und dadurch der Geschwindigkeitsmessfehler. Das Toleranzband könnte dann in Abhängigkeit von der Zuspangengeschwindigkeit entsprechend kleiner gewählt werden.

In der Praxis ist das jedoch nicht unbedingt vorteilhaft, da mit einem größeren Toleranzband ein ungerechtfertigter Eintritt in die Radschlupfregelung, z.B. bei Raddrehzahlschwankungen durch Bodenunebenheiten, unwahrscheinlicher wird. Zudem stört bei langsamem Zuspinnen der Bremse ein Toleranzband, das etwas größer als unbedingt notwendig ist, hinsichtlich der Radgeschwindigkeitseinbrüche beim Anbremsen kaum. Die Drehzahl des Aktuatorantriebes liegt niedriger als bei maximaler Zuspinnungsgeschwindigkeit, eine Drehrichtungsumkehr und der Bremsdruckabbau kann schneller erfolgen. Ein etwas verspäteter Reglereingriff wird so ausgeglichen.

Nach erkanntem Regelbeginn wird das Toleranzband für eine sensiblere Radschlupfregelung verkleinert; gewöhnlich treten nun geringere schwingungsanregende Bremsmomentenänderungen als beim Anbremsen auf. Fehleingriffe durch Fahrbahnstörungen fallen weniger ins Gewicht als beim Anbremsen: Der Arbeitspunkt des Radschlupfreglers entspricht nun bereits dem Fahrbahnreibwert, es kommt (bei einem geeigneten Radschlupfregler) nur zu kurzzeitigen Solldruckkorrekturen, so lange die Störung anhält; es erfolgt jedoch keine Fehlschätzung des Arbeitspunkts.

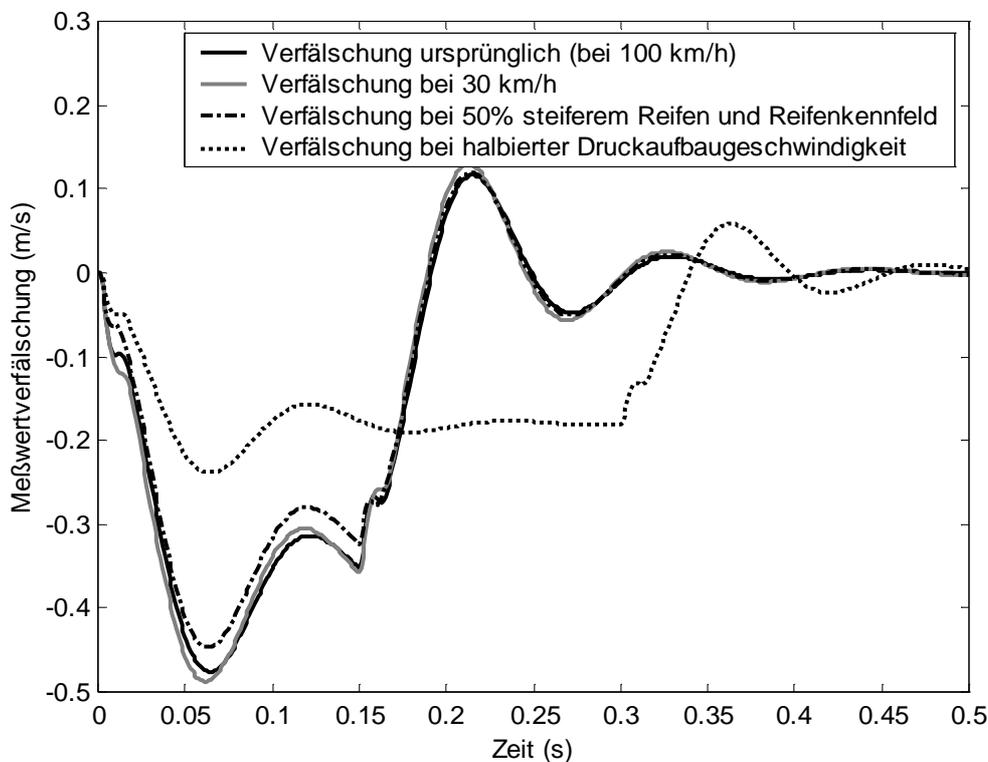


Abb. 2.1.3.e Geschwindigkeitsverfälschungen bei unterschiedlichen Randbedingungen

Die bisherigen Überlegungen gelten für die Vorderachse. Hinterachsen sind im Allgemeinen deutlich steifer geführt, daher sind hier die Geschwindigkeitsverfälschungen durch Elastizitäten geringer. Allerdings sind Hinterachsen häufig an Längslenkern geführt, deren Drehachse parallel zur Raddrehachse liegt, und nicht an Querlenkern wie die meisten Vorderachsen. Beim Anbremsen federt das Fahrzeug hinten aus, die Längslenker mit eingebautem Radgeschwindigkeitssensor drehen sich und verfälschen die gemessene Radgeschwindigkeit. Ein 40 cm langer Längslenker führt bei einer maximalen Ausfedergeschwindigkeit von 0,5 m/s, was einer Winkelgeschwindigkeit von etwa 70 °/s entspricht, zu einer Geschwindigkeitsfehlmessung von ca. 0,375 m/s. Dieser Fehler ist den zuvor diskutierten Abweichungen gegengerichtet, die gemessenen Hinterradgeschwindigkeiten sind bei plötzlichem Anbremsen genauer als die der Vorderräder.

2.2 Das Fahrzeug mit elektromechanischen Bremszangen

2.2.1 Die Komponenten des Fahrzeugs mit EMB

Die folgende Abbildung 2.2.1.a zeigt die Ausrüstung des Versuchsfahrzeugs mit den wesentlichen zur Funktion notwendigen Einbauten. Applikations- und Messeinbauten sind nicht eingezeichnet, ebensowenig die sichere Spannungsversorgung.

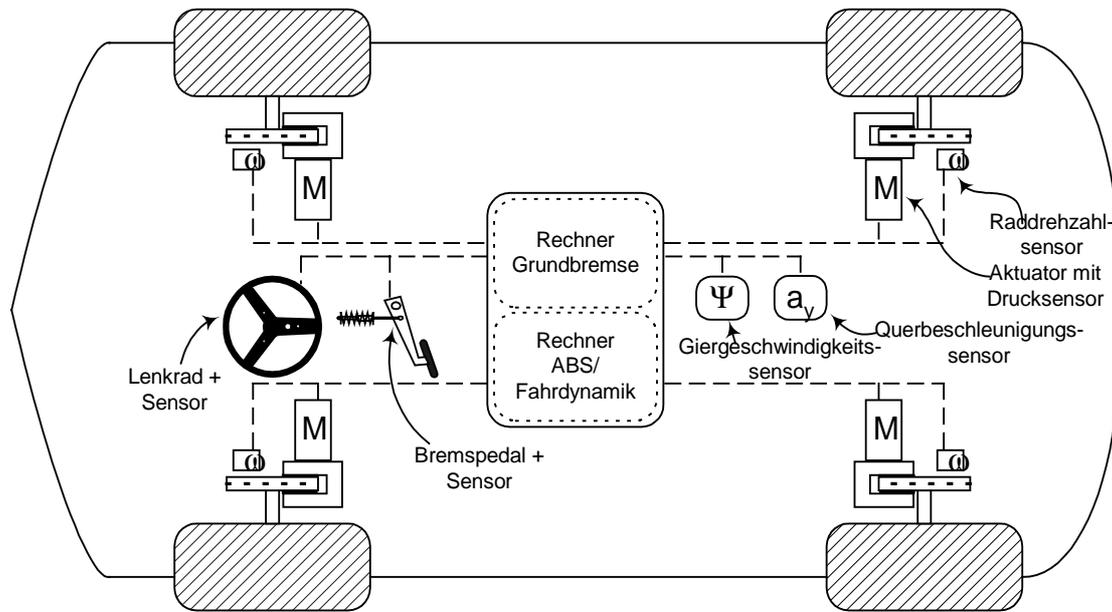


Abb. 2.2.1.a Die Ausrüstung des Versuchsfahrzeugs

Die Aktuatoren pressen die Bremsbeläge gegen die Bremsscheiben. Dazu werden ankommende Stellbefehle über am Aktuator integrierte Regler in Stellbewegungen umgesetzt.

Zum Erfassen des Fahrerbremswunsches ist ein Pedalkraftsimulator eingebaut. Er erzeugt durch eine Feder-Dämpfer-Einheit künstlich die am Pedal gewohnte Gegenkraft. Eine Betätigung wird durch mehrere Kraft- und Positionssensoren detektiert, um die aus Sicherheitsgründen erwünschte Redundanz zu erzielen.

Daneben verfügt das Fahrzeug über Sensoren, die vor allem von Radschlupfregelsystemen genutzt werden: Raddrehzahlsensoren, Lenkwinkel-, Giergeschwindigkeits- und Querbeschleunigungssensor. Für ein ABS hinreichend sind die Raddrehzahlsensoren. Die restliche Ausrüstung ist vor allem zur Beschreibung querdynamischer Vorgänge geeignet; sie ist in Fahrzeugen mit Fahrdynamikregelung Stand der Technik.

Gegenüber Serienfahrzeugen steht der Bremsdruck bzw. die Zuspannkraft des Aktuators als zusätzliche Messgröße zur Verfügung. Dieser Sensor ist notwendig, um die Bremssollwerte des Fahrers bzw. der Fahrzeugregelalgorithmen einstellen zu können. Zusätzlich kann diese Information auch allen Fahrzeugreglern zur Verfügung gestellt werden.

Die Rechnerausrüstung besteht aus einem "Rechner Grundbremse", zuständig für die Grundfunktionalität ohne alle Regelalgorithmen, d.h. für alle zur Bremsbetätigung notwendigen Schritte wie Bremspedalsensoraufbereitung und Kommunikation mit den Radbremsen. Da dieser Rechner nicht ausfallen darf, ist er redundant ausgeführt, was in der Skizze nicht dargestellt ist.

Für die Fahrzeugregelfunktionen findet eine Einheit "Rechner ABS" Verwendung. Sie ist Teil des eingesetzten Rapid Prototyping Systems der Firmen Scientific Computers und DSPace. Das System besteht aus einem Rechner mit Fließkommaarithmetik, einer zugehörigen grafischen Programmieroberfläche (Matlab/Simulink) und einer Mess- und Bedienoberfläche (ControlDesk) besteht. Diese Oberfläche erlaubt rechnerinterne Daten aufzuzeichnen und Parameter zu ändern; der zur Kommunikation mit dem "Rechner ABS" notwendige zusätzliche Rechner, z.B. ein Industrie-PC, ist nicht in der Skizze dargestellt.

Zusätzlich besteht die Möglichkeit, optische oder mechanische Messsysteme (Correvit bzw. Peisslerrad, nicht eingezeichnet) zur Bestimmung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs über Grund zu montieren.



Abb. 2.2.1.b Die Mess- und Rechentechnik eines Versuchsfahrzeugs



Abb. 2.2.1.c EMB-Komponenten in der Reserveradmulde eines Versuchsfahrzeugs

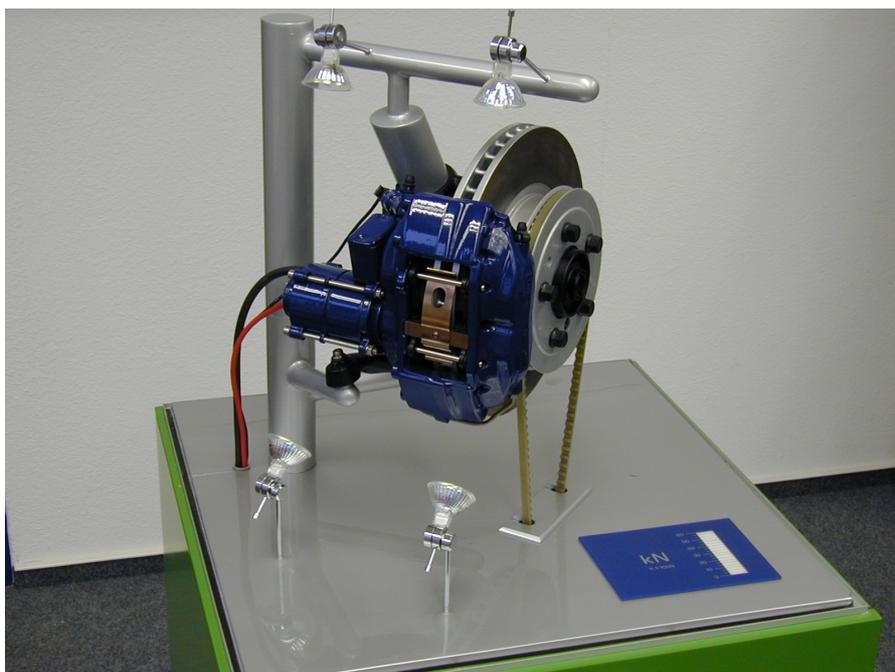


Abb. 2.2.1.d Messemodell eines Aktuator-Prototypen

Abbildung 2.2.1.b zeigt ein Foto der Messtechnik und Elektronikeinbauten, die nur zu Entwicklungs- und Messzwecken erforderlich sind. In Abbildung 2.2.1.c sind in der Ersatzradmulde Teile des eigentlichen EMB-Systems wie zwei 36 Volt Batterien und die zentrale Recheneinheit zu sehen. Abbildung 2.2.1.d zeigt einen lokalhydraulischen Aktuator, während Abbildung 1.1.a in der Einleitung einen trockenem, d.h. ohne hydraulisches Getriebe ausgerüsteten, Aktuator zeigt.

2.2.2 Vergleich mit hydraulischer Bremsanlage

Für Radschlupfregler wie ABS, Fahrdynamikregelung oder Antriebsschlupfregelung ist es besonders interessant, inwiefern sich bestimmte Bremsdruckverläufe darstellen lassen. Begrenzungen ergeben sich jeweils durch den mechanischen und elektrischen Aufbau der Bremsen.

Die Mechanik einer herkömmlichen hydraulischen Bremsanlage ist je nach Ausführung tauglich für ABS-, Antriebsschlupf- und Fahrdynamikregelung. Die folgende Abbildung 2.2.2.a zeigt die notwendigen Hardwarekomponenten einer für ABS und Antriebsschlupfregelung tauglichen Anlage ohne Elektronikkomponenten. Danach sind zum Vergleich in Abbildung 2.2.2.b nur die entsprechenden Komponenten einer EMB-Anlage, ebenfalls ausschließlich der Elektronik, dargestellt.

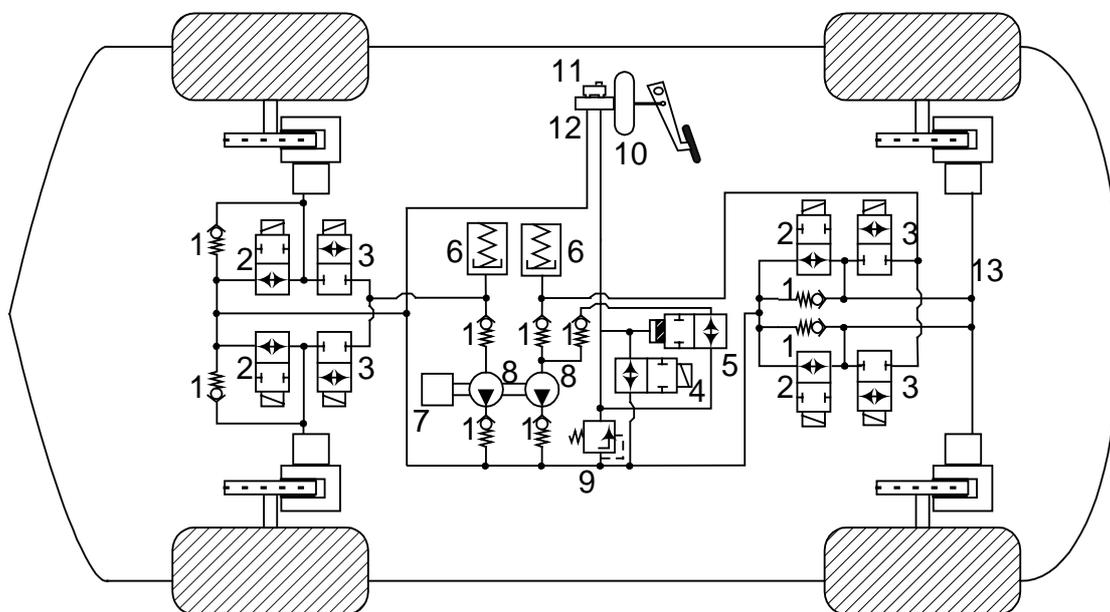


Abb. 2.2.2.a Mechanische Komponenten einer hydraulischen Bremse

- | | |
|---------------------------|--------------------------|
| 1: Rückschlagventil | 2: Einlassventil |
| 3: Auslassventil | 4: Umschaltventil |
| 5: Trennventil | 6: Niederdruckspeicher |
| 7: Rückförderpumpenmotor | 8: Rückförderpumpe |
| 9: Druckbegrenzungsventil | 10: Bremskraftverstärker |
| 11: Ausgleichsgefäß | 12: Hauptbremszylinder |
| 13: Hydraulikleitungen | |

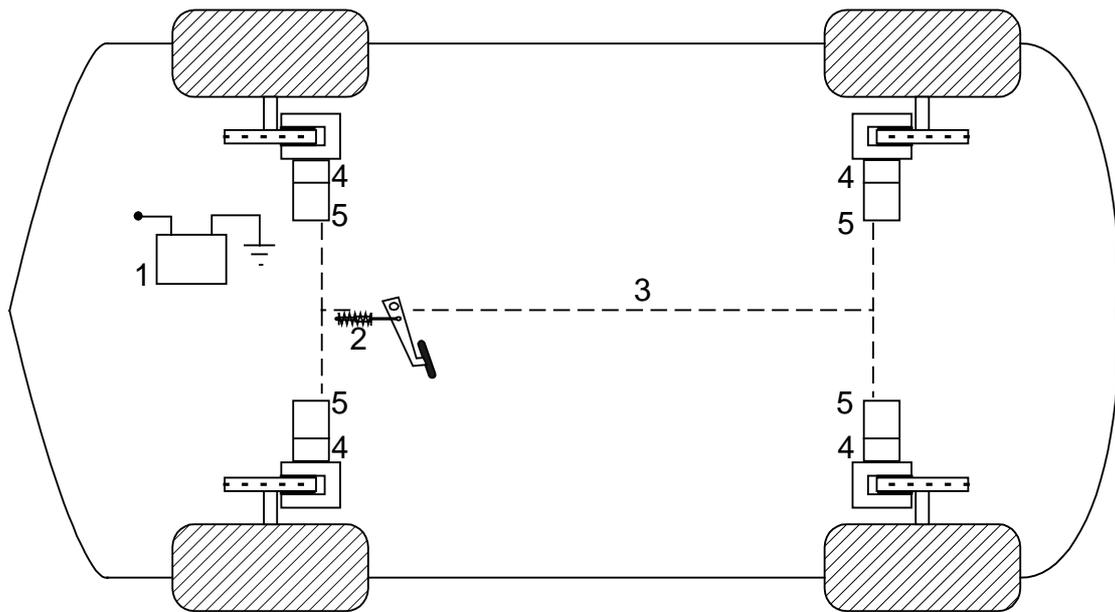


Abb. 2.2.2.b Mechanische Komponenten einer elektromechanischen Bremse

- | | |
|------------------------|------------------------|
| 1: Sicherheitsbatterie | 2: Pedalkraftsimulator |
| 3: Kabelbaum | 4: Getriebe |
| 5: Motor | |

Abhängig vom Volumen der in die konventionelle Bremsanlage gepressten Hydraulikflüssigkeit stellt sich ein bestimmtes Druckniveau ein. Druckänderungen werden über Schaltventile erzielt, mögliche Zustände sind Druck halten (alle Ventile geschlossen), Druck abbauen (Druckauslassventil geöffnet, Druckeinlassventil geschlossen) oder Druck einlassen (Druckeinlassventil geöffnet, Druckauslassventil geschlossen). Die Grundventilstellung ohne Reglereingriff ist "Fahrerdruck einlassen".

Die Fahrervorgabe wird in dieser Stellung durch die direkte Ankopplung des Bremspedals an die Bremsflüssigkeit automatisch und fein dosierbar an allen Rädern eingestellt, die Schaltventile sind bei Normalbremsungen ohne Regeleingriff unbeteiligt. Bei mechanisch intakter Bremse stellt sich prinzipiell kein "Schiefziehen" ein. Die Ventile müssen daher nicht in der Lage sein, einen bestimmten Druck genau einzustellen.

Bei Regeleingriff wird der Druck schrittweise verändert. Die Höhe der Druckänderungen ergibt sich durch die Volumenänderung. Die Geschwindigkeit des Volumenstroms in die Bremse hinein (oder hinaus) ist proportional zu den Druckunterschieden zwischen den Druckreservoirs, die durch das Schaltventil verbunden sind. Der Bremsdruck nähert sich exponentiell dem angekoppelten Druckniveau an, die Zeitkonstante ist vor allem von der konstruktiv durch den Ventilquerschnitt vorgegebenen Drosselung abhängig sowie von der temperaturabhängigen Viskosität der Bremsflüssigkeit.

Die anfänglichen Druckniveaus und die Drosselung sind fest vorgegeben, die Höhe der Drucksprünge wird durch die Ventilschaltzeiten kontrolliert. Die Größe der Drucksprünge wird aus den Schaltzeiten abgeschätzt. Es wird kein absoluter Druckwert eingeregelt, ebenso können die Schaltzeiten nicht beliebig klein werden, es ergeben sich bei jedem Ventilöffnen nicht unterschreitbare Mindestdruckänderungen. Ein überlagerter Regler wie das ABS muss hier keinen Soll-druck, sondern einen Soll-druckgradienten vorgeben.

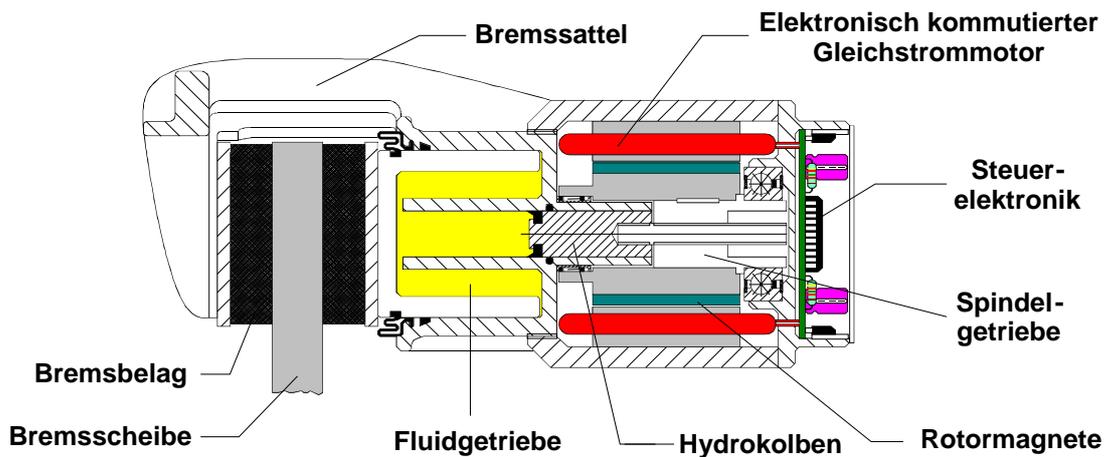


Abb. 2.2.2.c Lokalhydraulischer Aktuator mit hydraulischer Getriebeendstufe

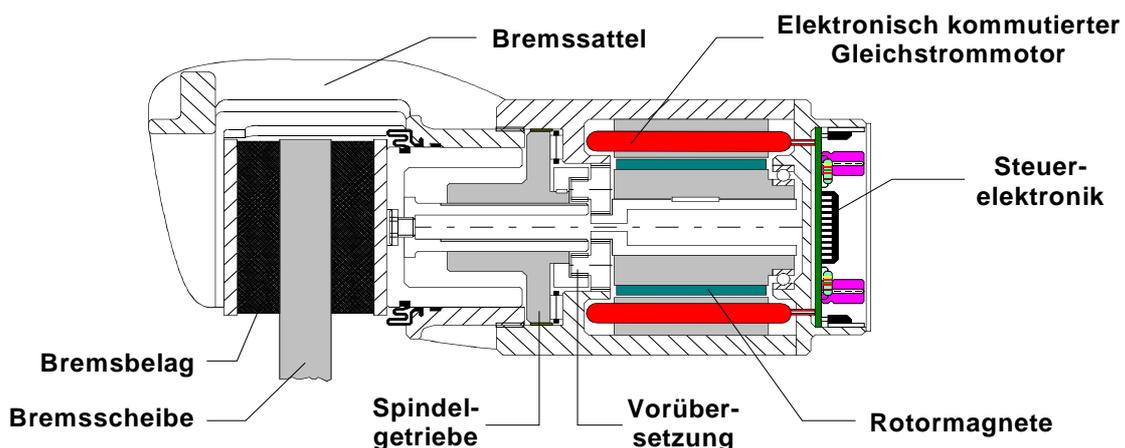


Abb. 2.2.2.d Trockener Aktuator mit mechanischer Getriebeendstufe

Ein EMB-Aktuator muss im Gegensatz zu den Ventilen der hydraulischen Bremse sowohl Eingriffe durch Radschlupfregler als auch "gewöhnliche" Bremsbetätigungen durch den Fahrer umsetzen können. Letzteres soll zur Dosierbarkeit möglichst feinfühlig erfolgen. Der Aktuator stellt dazu absolute Drücke entsprechend der Fahrervorgabe ein, was durch einen eigenen Aktuatorregelkreis erfolgt. Ein Radschlupfregler, der sich der selben Sollwert-Schnittstelle bedient, muss ebenfalls einen absoluten Solldruck vorgeben, und keine relativen Drucksprünge wie bei hydraulischen Bremsanlagen.

Bei den Versuchsfahrzeugen kommen im Aktuator elektromotorische Antriebe (Abb. 2.2.2.c,d) zum Einsatz, da sie für derartige Anwendungsfälle gegenwärtig die geeignetste Antriebsart ist [SCH93]. Andere Möglichkeiten wie piezoelektrische Steller, Elektromagnete, Memorymetalle, reversible chemische Prozesse usw. führen zu einem nicht befriedigend lösbaren Problem bei Gewicht, Verfahrenweg, Hitzeempfindlichkeit, Leistungsbedarf, Regelbarkeit, Kosten o.ä..

Die Bremskolben der realisierten elektromechanischen Bremsanlagen werden daher durch einen am Bremssattel angebrachten Elektromotor bewegt, die Bremssättel selbst sind vergleichbar denen einer hydraulischen Bremsanlage. Die zur Kraftübertragung verwendeten Getriebe sind meist reine Zahnrad-Spindelantriebe (Abb. 2.2.2.d), es wurden aber auch Prototypen aufgebaut, die als letzte Getriebestufe ein Fluidgetriebe mit Geber- und Nehmerkolben besitzen (Abb. 2.2.2.c).

Je nach Aktuatortyp werden die Begriffe Bremsdruck oder Zuspannkraft benutzt, sie werden in dieser Arbeit weitgehend synonym verwendet. Beide stehen durch den Querschnitt der Bremskolben in eindeutigem Zusammenhang: 80 bar Bremsdruck entsprechen an Vorder- und Hinterachse der Blockiergrenze auf Asphalt und sind etwa gleichbedeutend mit einer Zuspannkraft von 20 kN an der Vorderachse und 10 kN an der Hinterachse.

Die erzielbaren Bremsdruckverläufe bei EMB ergeben sich aus den mechanischen und elektrischen Eigenschaften des Aktuators und aus dem Aktuatorregler. Das Motormoment ist proportional zum Motorstrom. Der maximal zulässige Motorstrom wird durch die bei zu hohen Magnetfeldern drohende Motorschädigung durch Entmagnetisierung begrenzt.

Bei niedrigen Drehzahlen ist die elektromotorische Gegeninduktion noch gering und es kann der maximale zulässige Strom eingestellt werden. Die Trägheiten der Aktuatormechanik erfahren damit eine konstante Beschleunigung (wenn Reibung und die rücktreibende Wirkung des gespannten Bremssattel vernachlässigt werden). Es ergibt sich eine linear mit der Zeit zunehmende Drehgeschwindigkeit und ein quadratisch von der Zeit abhängiger Drehwinkel des Antriebsmotors. Ebenso hängt der Bremsdruck quadratisch von der Zeit ab, wenn man von einem linearen Federgesetz für den Zusammenhang zwischen Motorumdrehungen und Zuspannkraft ausgeht.

Bei höheren Drehzahlen begrenzt die Gegeninduktion die erreichbaren Motorströme. Die Beschleunigung geht dadurch immer weiter bis zu Null zurück. Der Antrieb hat dann seine Leerlaufdrehzahl erreicht. Eine zusätzliche Berücksichtigung der Gegenkraft durch die Bremszange führt zu einer kraftniveauabhängigen Asymmetrie der möglichen Auf- und Abbaubeschleunigungen. Bei nicht zu großen Regelabweichungen ist der Regler des Aktuators entscheidend, da der Regler dann nicht den vollen möglichen Motorstrom ausnutzt.

Zur Nachbildung des Gesamtverhaltens wird zunächst (d.h. in diesem Kapitel) ein umfangreiches Aktuatoremodell eingesetzt, das Bremssattel, Motor, Reibung und Aktuatorregler beinhaltet. Es ist am Verhalten eines frühen, relativ langsamen Prototypen abgeglichen. Seine Zuspangengeschwindigkeit, d.h. das Erreichen des Blockierniveaus, erfolgt noch etwa 15-20 % langsamer, als es für ein subjektiv direktes Ansprechen der Grundbremse (d.h. ohne Regeleingriff) erforderlich ist.

Später wird das Gesamtverhalten (dann eines aktuellen Aktuators) durch ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung genähert, um eine analytische Darstellung zur weiteren Untersuchung bereitzustellen (Kap. 3.4.1). Die Dimensionierung des dann untersuchten Aktuators genügt den Anforderungen der Grundbremse nach Maximalkraft, gewünschter Zuspangengeschwindigkeit bei Bremsantritt und niedriger Bordnetzbelastung. Es ist damit zunächst nicht sicher gestellt, dass nicht noch weitere Kriterien erfüllt werden müssen, um auch allen Situationen in Verbindung mit überlagerten Radschlupfreglern gerecht zu werden. (Der Funktionsnachweis bzw. die Definition eventueller Zusatzanforderungen ist ja gerade Ziel dieser Arbeit.)

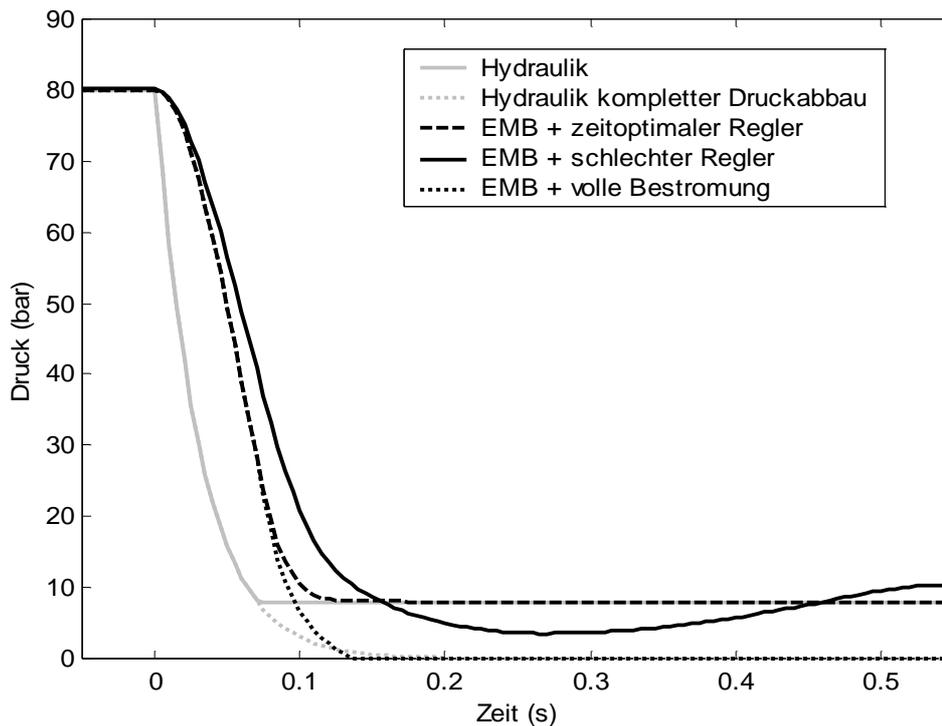


Abb. 2.2.2.e Simuliertes Stellverhalten von EMB und hydraulischer Bemse bei Druckreduktion von 80 auf 8 bar

Abbildung 2.2.2.e zeigt Simulationskurven, die das typische Verhalten eines Hydraulik-Stellgliedes und eines EMB-Stellgliedes verdeutlichen. Zur Simulation der konventionellen Bremse wird eine an Messwerten abgeglichenen Exponentialkurve verwendet. Gezeigt ist eine Druckreduktion von 80 auf 8 bar, was etwa der Anpassung des Blockierdruckniveaus von Asphalt zu Eis entspricht. Zum Zeitpunkt $t = 0$ wird das Hydraulik-Auslassventil geöffnet bzw. der Stellmotor zum Druckabbau bestromt.

Für die Hydraulik sind zwei zunächst identische Kurven eingezeichnet. Zum Zeitpunkt $t = 0$ wird bei beiden das Druckauslassventil geöffnet. Wenn der Druck $p = 8$ bar erreicht ist, wird der Druckabbau im ersten Fall gestoppt. Im zweiten Fall ist der Verlauf für ein weiterhin geöffnetes Auslassventil gezeigt, was einem kompletten Druckabbau entspricht.

Für das EMB-System sind drei Druckverläufe dargestellt. Zum Zeitpunkt $t = 0$ beginnt der Druckabbau, der Aktuormotor wird entsprechend bestromt. Die erste Kurve zeigt den theoretisch möglichen Druckverlauf bei zeitoptimaler Regelung. Das bedeutet, dass der Einregelvorgang in drei Phasen abläuft: Maximale Motorbestromung zur Druckreduktion, dann ohne Übergang direktes Umschalten auf volle Gegenbestromung des Aktuators, und bei Erreichen des Motorstillstandes bei $p = 8$ bar Bestromung zur Kompensation der Gegenkraft durch die Bremszange. Ein derartig gezielte Bestromung kann nur in der Simulation, für die alle Streckenparameter bekannt sind, erfolgen; ein realer Regler wird immer schlechter sein. Die zweite Kurve zeigt den Verlauf mit einem Regler. Der Regler arbeitet noch relativ schlecht, spätere Versionen zeigen vor allem ein geringeres Nachschwingen. Die vollen möglichen Beschleunigungen werden nicht sofort genutzt, ebenso erfolgt das Abbremsen des Aktuators nicht präzise, es stellt sich ein Druckverlauf vergleichbar einer abklingenden Schwingung ein. Die dritte Kurve zeigt den theoretischen Druckverlauf, der sich bei voller Abwärtsbestromung ohne jegliche

Bremsphase einstellt. In der Praxis ist es notwendig, den Aktuator spätestens vor dem mechanischen Endanschlag wieder abzubremsen, um Beschädigungen zu vermeiden.

Die folgenden Kurven (Abb. 2.2.2.f) zeigen die mit obigen Druckverläufen (Abb. 2.2.2.e) in einer Simulation erzielten Radgeschwindigkeiten bei einem Sprung von Hochreibungswert (z.B. Asphalt) zu Niedrigreibungswert (z.B. Eis). Das Reifenverhalten ist stark vereinfacht. Bis zum Zeitpunkt $t = 0$ kann das Rad beliebige Momente schlupffrei übertragen. Danach überträgt es konstant genau das Moment auf den Untergrund, das die Bremswirkung bei $p = 8$ bar kompensieren würde. Die Schlupfabhängigkeit ist damit vernachlässigt; sie hätte gegenüber der Momentenänderung durch den Reibwertsprung des Untergrundes ohnehin nur geringe Auswirkungen auf das Radverhalten. Die Fahrzeuggeschwindigkeit ist als konstant angenommen, ihre absolute Größe spielt keine Rolle, so lange die Radgeschwindigkeitseinbrüche ohne Radblockieren untersucht werden können.

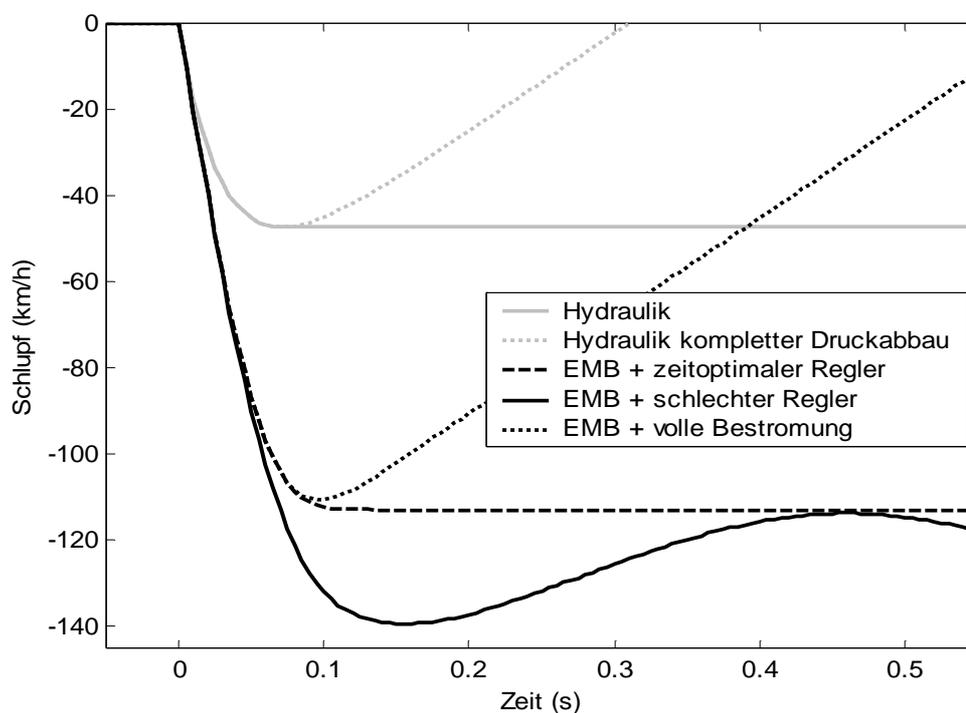


Abb. 2.2.2.f Simulierte Radreaktion bei Reibwertsprung Hoch- zu Niedrigreibung

Mit der hydraulischen Bremse ergibt sich ein Radgeschwindigkeitseinbruch um ca. 50 km/h. Bis der Schlupf wieder auf Null zurückgeht und das Rad seine volle Seitenführung erhält verstreichen für die Hydraulik bei komplettem Druckabbau etwa 0,3 s. Wird der Druckabbau bei 8 bar gestoppt, verharrt das Rad in der Simulation in seinem Schlupfzustand von konstant ca. 50 km/h unter der Fahrzeuggeschwindigkeit. In der Praxis ist nicht zu erwarten, dass dieser Gleichgewichtszustand eintritt.

Bei dem EMB-System liegt der Geschwindigkeitseinbruch sowohl mit zeitoptimaler Regelung als auch bei Vollbestromung vergleichbar bei ca. 110 km/h, die Zeit zur Stabilisierung des Rades bei Vollbestromung liegt bei knapp 0,6 s. Mit Regelung vergrößern sich der Geschwindigkeitseinbruch und die Zeit zur Radstabilisierung um ca. 20%. Zur Verdeutlichung der Unterschiede zwischen Hydraulik und EMB ist der Aktuator eines relativ frühen Prototypenstadiums verwendet, spätere Versionen liefern um ca. 20% günstigere Werte. Sie liegen damit jedoch immer noch unter den dynamischen Möglichkeiten einer konventionellen hydraulischen Bremse.

2.2.3 Abschätzung der kritischsten Regelaufgabe

Um eine Aussage über die Realisierbarkeit eines EMB-Systems treffen zu können, wird an Hand der Unterschiede der Stellglieder die Situation gewählt, bei der die ungünstigsten Auswirkungen durch das neue Stellglied zu erwarten sind. Auf Grund der Beschränkungen der zweiten Ableitung der Bremskräfte sind vor allem Schwierigkeiten zu erwarten, wenn plötzliche Änderungen des Bremsdruckgradienten erforderlich werden. Die nach der Beschleunigungsphase des EMB-Aktuators maximal erreichbaren Stellgeschwindigkeiten selbst liegen auf zur Hydraulik vergleichbarem Niveau.

Bei der Fahrdynamikregelung können plötzliche Bremsdruckänderungen bei hohen Drehbeschleunigungen um die Fahrzeughochachse notwendig werden; bei den Radschlupfreglern bei hohen Radbeschleunigungen. Die maximale denkbare Winkelbeschleunigung um die Fahrzeughochachse tritt auf, wenn während einer Kurvenfahrt sich eine Achse auf Hochreibung ($\mu_{Hoch} = 1.1$) und die andere Achse auf Niedrigreibung ($\mu_{Niedrig} = 0.1$) befindet. Mit einer angenommenen 50:50 Achslastverteilung, einer Fahrzeugmasse m von 1500 kg und einem Achsstand l von 2.80 m ergibt sich das maximale Drehmoment $M_{Hochachse}$ um die Fahrzeughochachse zu etwa 10^4 Nm:

$$M_{Hochachse} = (l/2) \cdot g \cdot [(\mu_{Hoch} - \mu_{Niedrig}) \cdot (m/2)] = 10117 \text{ Nm} \quad \text{Gl. 2.2.3.a}$$

Damit ergibt sich mit einem Trägheitsmoment $\Theta_{Hochachse}$ von 2500 kgm² um die Fahrzeughochachse die maximale Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}_{max\ Fzg}$ zu ca. 4 s⁻²:

$$\dot{\omega}_{max\ Fzg} = \frac{M_{Hochachse}}{\Theta_{Hochachse}} \approx 4,05 \text{ s}^{-2} \quad \text{Gl. 2.2.3.b}$$

Die entsprechenden Überlegungen führen für ein am Haftmaximum auf Hochreibung gebremstes Rad beim Übergang auf Niedrigreibung zur maximalen Radverzögerung $\dot{\omega}_{max\ Rad}$.

Die Radaufstandskraft wird dabei zu 1/3 und nicht zu 1/4 der gesamten Gewichtskraft angenommen, um die dynamische Achslastverlagerung auf die Vorderachse und damit den ungünstigsten Fall zu berücksichtigen. Als Radträgheitsmoment Θ_{Rad} wird 0,8 kgm² eingesetzt, als Radradius r 0,3 m.

$$\dot{\omega}_{max\ Rad} = \frac{(m \cdot 1/3) \cdot g \cdot (\mu_{Niedrig} - \mu_{Hoch}) \cdot r}{\Theta_{Rad}} \approx -1876 \text{ s}^{-2} \quad \text{Gl. 2.2.3.c}$$

Die obigen Überlegungen zu den unterschiedlichen Dynamiken gehen von einem zeitlichen bzw. räumlichen Reibwertsprung aus. Die relativen dynamischen Unterschiede zwischen Fahrzeugdynamik und Raddynamik gelten jedoch auch für den gewöhnlichen Regelungsfall auf homogenem Untergrund, bei dem die Drehmomentänderungen durch den Abfall der Reifenkräfte bei Überschreiten des Haftmaximums verursacht werden. Die Radbeschleunigungen liegen etwa um das 500-fache über den Beschleunigungen des Fahrzeugs um die Hochachse und sind daher regelungstechnisch wesentlich schwieriger zu handhaben. Das gilt auch dann noch, wenn man berücksichtigt, daß eine gleich große Abweichung von der Soll Drehgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse wesentlich stärker ins Gewicht

fällt als die gleiche Abweichung in der Raddrehzahl. Die Fahrdynamikregelung scheidet damit als Entscheidungskriterium zur Beurteilung der Realisierbarkeit eines EMB-Systems aus.

Es bleibt zu entscheiden, ob eine Antriebs- oder Bremsschlupfregelung untersucht werden soll. Die zu Grunde liegenden physikalischen Vorgänge an den Rädern sind gleich, besonders kritische Sonderfälle treten mit umgekehrtem Vorzeichen entsprechend bei beiden Reglern auf. Daher genügt es, den kritischeren Regler zu bestimmen und die Suche nach der bzw. den entscheidenden Situation(en) anschließend durchzuführen.

Der Radschlupf ist im Antriebsfall leichter zu regeln als beim Bremsen. Im Antriebsfall ist das Massensystem Motor-Getriebe-Kraftübertragung angekoppelt, was bei gleichen Drehmomenten zu erheblich geringeren Winkelbeschleunigungen führt. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten sinken die möglichen Drehmomente des Fahrzeugantriebs auf die Räder auf Grund der beschränkten Motorleistung ab. Dies ist günstig, da eine Antriebsschlupfregelung neben Vortrieb vor allem für Fahrstabilität bei höheren Geschwindigkeiten sorgen soll.

Bei Reibwertsprüngen auftretende Drehmomentänderungen auf das Rad können in beiden Fällen nur in etwa gleich groß werden. Die Berücksichtigung der dynamischen Achslastverlagerung führt jedoch für den Bremsfall an der Vorderachse zu den höchsten Anforderungen. Während Bremsungen können an der Vorderachse (für nahezu alle Serien-Kraftfahrzeuge) höhere Radlasten auftreten als im Antriebsfall für irgend ein anderes Rad, was die möglichen einstellbaren Bremsmomente und damit auch die möglichen Radbeschleunigungen entsprechend steigert. Zusätzlich zu dem eben Gesagten kann die Antriebsschlupfregelung auch durch Reduktion der Motorleistung unterstützt werden .

Falls ein Bremsschlupfregler realisiert werden kann wird daher davon ausgegangen, dass auch die anderen Funktionen realisierbar sind. Eine Abschätzung des regelungstechnisch anspruchsvollsten Falls innerhalb der Bremsschlupfregelung erfolgt in Kapitel 3.4.2.2. Es handelt sich dabei um das Einregeln von Schlupfwerten im abfallenden Bereich der μ -Schlupf-Kurve, d.h. um das Stabilisieren eines von sich aus instabilen Raddrehzustandes. Dies geht über eine herkömmliche ABS-Regelung hinaus, die grundsätzlich darauf abzielt, instabile Raddrehzustände nicht aufrecht zu erhalten, sondern in stabile Raddrehzustände zurückzuführen.

Der zuvor dargelegte Fall des Reibwertsprunges von Hoch- zu Niedrigreibwert hin (Abb. 2.2.2.f) ist zwar geeignet, die Unterschiede der Stellglieder aufzuzeigen, allerdings ist hier seitens des Radschlupfreglers nur wenig Einflussmöglichkeit gegeben; mehr als ein schnellstmöglicher Druckabbau kann –zumindest an der Vorderachse- nicht erfolgen. Das Verhalten hängt dann nur vom Stellglied ab, und wenn das Ergebnis unzureichend ist kann auch von optimierten ABS-Algorithmen keine Besserung erwartet werden.

Trotz des in diesen Situationen auftretenden hohen Radschlupfes -verglichen mit dem bei hydraulischen Bremsen- führten selbst die langsamen ersten Aktuatorprototypen zu keinen Problemen bei den Fahr- und Bremseigenschaften. Es ist nicht zwingend notwendig, hier die Fähigkeiten einer konventionellen hydraulischen Bremse zur Verfügung zu stellen: Durch den hohen Radschlupf der Vorderachse geht beim Reibwertübergang die Seitenführung zurück, das Fahrzeug untersteuert. Das ist unproblematisch, da ohnehin die Gefahr besteht, dass ein bei Kurvenfahrt auf Hochreibwert vorhandener Drehimpuls um die Hochachse auf dem Niedrigreibwert zum Schleudern führt. Der Druckabbau an der Hinterachse kann durch ein

Weiterreichen von Informationen von der Vorder- zur Hinterachse früher eingeleitet werden, so dass hier ausreichende Seitenführung gewährleistet bleibt (siehe auch Kap. 3.6., Abweichungen von der Regelung auf das Haftmaximum).

Die Tatsache, dass auf dem Niedrigreibwert mit EMB etwas mehr Zeit verstreicht, bis der Reifen wieder sein Haftmaximum erreicht, hat einen verschwindenden Einfluss auf den Bremsweg. Das liegt daran, dass schon eine geringe Streuung der hohen Verzögerung auf dem Hochreibwert den Bremsweg absolut stärker beeinflusst als die kurzzeitige schlechte Ausnutzung der geringen Verzögerung auf dem Niedrigreibwert.

2.3 Das ABS allgemein

2.3.1 Funktionsweise eines herkömmlichen ABS für Hydraulikbremsen

Aus Kapitel 2.2.2 ist bekannt, dass Ventile das Stellglied eines ABS bei hydraulischer Bremse sind. Im Fall einer Normalbremsung ohne ABS-Eingriff gibt wird durch einen geöffneten Einlasskanal der vom Fahrer durch Bremspedal und Hauptbremszylinder vorgegebenen Hydraulikdruck an die Radbremszylinder weitergegeben.

Während Regeleingriffen kann das Ventil erstens den Druck einer Radbremse konstant halten, indem es Ein- und Auslasskanal versperrt, zweitens den Druck verringern, indem es den Einlasskanal versperrt und den Auslasskanal öffnet, oder drittens den Druck wieder bis auf maximal den Fahrerdruck erhöhen, indem es wie während der Normalbremsung den Einlasskanal öffnet und den Auslasskanal schließt (Abb. 2.2.2.a).

2.3.1.1 Regelung nach Radbeschleunigung

Ein modernes Serienfahrzeug kann unter günstigen Umständen, d.h. mit Breitreifen auf trockenem, ebenem Asphalt, eine Verzögerung von bis zu ca. -12 m/s^2 erreichen. Jede Radverzögerung, die darunter liegt, kann daher als Überschreiten des Haftmaximums und damit beginnendes Blockieren aufgefasst werden.

Frühestens dann darf eine Regelung, die sich an den Radbeschleunigungen orientiert, einsetzen. Zu ihrem Start muss die Radverzögerung eine Schwelle von typisch etwa -14 m/s^2 unterschreiten [BUR93]. Danach wird der Druck in der Radbremse zunächst nur konstant gehalten. Bleibt die Radverzögerung für eine Mindestzeit (20 bis 50 ms) unterhalb dieser Schwelle, so wird Druck aus der Radbremse abgelassen. Die Mindestzeit und die Schwelle unter -12 m/s^2 sollen verhindern, dass kurze Störungen durch Bodenunebenheiten, Toleranzen, Hangeinflüsse usw. zu ungewollten Regeleingriffen führen.

Der Druckabbau wird gestoppt, wenn die Radbeschleunigung erstmalig wieder über der Schwelle von -14 m/s^2 liegt. Das Rad verzögert zu diesem Zeitpunkt noch immer stärker als das Fahrzeug, d.h. der Bremsschlupf steigt momentan noch an. Da von der Raddrehzahlmessung bis zum Schließen des Ventils jedoch eine endliche Zeit (ca. 10 ms) verstreicht, führt der bis dahin stattfindende Druckabbau i.A. zu einer positiven Radbeschleunigung, die Radgeschwindigkeit nähert sich der Fahrzeuggeschwindigkeit wieder an.

Nun muss wieder Bremsdruck aufgebaut werden. Das kann entweder in einzelnen kurzen Ventilöffnungen oder durch ein beständiges Öffnen des Einlasskanals erfolgen. Der Druckaufbau in kleinen Einzelpulsen beginnt, nachdem eine geringe Mindestradbeschleunigung (z.B. $+3 \text{ m/s}^2$) gemessen wurde. Würde der Einlasskanal sofort beständig geöffnet, bestünde die Gefahr, dass sich das Rad wieder verlangsamt, bevor es wieder in den stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve eintritt d.h. der Bremsschlupf würde sich im Laufe der Regelung kontinuierlich vergrößern und das Fahrzeug seine Lenkbarkeit verlieren. Deshalb erfolgt eine kontinuierliche Öffnung des Einlasskanals nur während der Zeit, zu der eine sehr große positive Radbeschleunigung (z.B. über 20 m/s^2) gemessen wird.

Durch den Druckaufbau unterschreitet das Rad nach einer gewissen Zeit wieder die Beschleunigungsschwelle zum Druckabbau, und der nächste Regelzyklus beginnt. In diesen Folgezyklen entfällt im Unterschied zum ersten Zyklus die Wartezeit mit

Druckhalten vor dem Druckabbau, da die Notwendigkeit zur ABS-Regelung bereits sichergestellt ist.

Günstig an dieser Regelmethode nach der Radbeschleunigung ist, dass eine deutliche Reibwertüberhöhung gut ausgenutzt werden kann, da das Haftmaximum durch die sofort schnell anwachsende Radverzögerung bei dessen Überschreiten gut zu identifizieren ist. Zudem sind zur Regelung keine Vergleiche der Räder untereinander notwendig. In der Praxis ist diese Vorgehensweise alleine ohne weitere Maßnahmen dennoch nicht zielführend.

Problematisch ist, dass es auch bei Verwendung eines niedrigen mittleren Aufbaugradienten ("gepulster" Druckaufbau) nicht auszuschließen ist, dass der Druckaufbau schneller erfolgt als die Stabilisierung des Rades und sich über die Regelzeit hinweg ein immer größerer Bremsschlupf einstellt. Durch den fehlenden Vergleich mit den anderen Rädern wird dieser Zustand nicht entdeckt; man sagt das Rad "stürzt ab". Begünstigt wird dieses Fehlverhalten bei geringer Fahrzeuglängsverzögerung, z.B. auf Schnee oder im Kurvengrenzbereich, da die Radbeschleunigungsschwellen nicht für diesen Bereich optimiert sein können, um die Funktion auf Hochreibwert nicht zu beeinträchtigen. Ebenso führen eine geringe Reibwertüberhöhung, wie ebenfalls vor allem im Kurvengrenzbereich (siehe μ -Schlupf-Kurve des querbelasteten Reifens) oder das eventuell angekoppelte große Trägheitsmoment des Antriebsstranges dazu, dass die Radbeschleunigungen weniger deutlich ausfallen und damit die Regelung behindern.

2.3.1.2 Regelung nach Schlupf

Zweite Möglichkeit ist, das Rad auf den Schlupfwert zu regeln, bei dem es sein Haftmaximum erreicht. Wollte man diese Vorgehensweise direkt umsetzen, so stellen sich zwei Schwierigkeiten: Erstens ist der optimale Schlupf unbekannt, da er von der Querbelastung des Reifens, dem Untergrund, dem Reifentyp, seiner Profiltiefe, Reifendruck, Radlast usw. abhängt, wobei nur bekannt ist dass sein Wert im Normalfall zwischen 5% und 20% liegt. Sollte der optimale Schlupf dennoch identifiziert werden können, so ist, um ihn einstellen zu können, neben der Messung der Raddrehzahlen zusätzlich die Messung der Fahrzeuggeschwindigkeit notwendig. Letzteres erfordert z.B. optische Messsysteme, die gemessen am Fahrzeugpreis relativ teuer sind.

Daher wird versucht, aus den Raddrehzahlen eine "synthetische" Geschwindigkeit zu errechnen, die der optimalen Radgeschwindigkeit beim Bremsen am Haftmaximum entspricht. Man nennt diese Geschwindigkeit Referenzgeschwindigkeit, sie liegt im Idealfall genau um den optimalen Schlupf unterhalb der Fahrzeuggeschwindigkeit. Ihre Berechnung wird in Kapitel 3.1. 'Die Geschwindigkeitsschätzung' ausführlich erklärt, doch kann man sagen, dass sie im Wesentlichen dem schnellstdrehenden Rad folgt. Dabei werden -je nach vermutetem Reibwert- maximale Geschwindigkeitsgradienten zugelassen, um die Geschwindigkeit nicht zu weit absinken zu lassen, wenn zufällig alle Räder gleichzeitig in tiefen Bremsschlupf einlaufen.

Eine gute Regelung erfordert eine gute Referenzgeschwindigkeitsbildung und umgekehrt. Unterbremst z.B. das ABS ein Rad, so wird die Referenzgeschwindigkeit dadurch ungerechtfertigt angehoben, was zu einem scheinbar angestiegenen Bremsschlupf der anderen Räder führt und weitere Drucksenkungen durch das ABS zur Folge haben kann. Sinkt umgekehrt die Referenzgeschwindigkeit zu weit ab, z.B. während einer Phase, in der alle Räder in hohen Bremsschlupf einlaufen, so wird anschließend der Bremsschlupf als zu gering beurteilt, was zu zu frühem bzw. zu schnellem Druckerhöhen durch das ABS führt.

Während der Regelung wird wie folgt vorgegangen [BUR93]: Sinkt der (negative) Radschlupf unter eine erste Schwelle ab, so wird der Bremsdruck konstant gehalten. Eine Wartezeit oder Filterung entfällt hier, da als Reglereingangsgröße nun nicht die Radbeschleunigung verwendet wird, die die nochmals verrauschtere Ableitung des bereits verrauschten Raddrehzahlsignals ist. Sinkt der Schlupf weiter unter eine zweite Schwelle ab, so wird der Auslasskanal so lange geöffnet gehalten, bis der Schlupf wieder über dieser zweiten Schwelle liegt.

Zwischen den beiden Schlupfschwellen wird der Bremsdruck konstant gehalten. Hat sich die Radgeschwindigkeit der Referenzgeschwindigkeit wieder so weit genähert, dass sie oberhalb der ersten Schlupfschwelle liegt, so erfolgt ein schrittweiser Druckaufbau. Das ist notwendig, um die Regelfrequenz so zu begrenzen, dass sie nicht Resonanzen der Fahrwerksteile im Bereich um 10 Hz anregt.

Die Regelung nach Schlupf kann wegen entfallender Filterzeiten im Allgemeinen schneller auf Blockiertendenzen reagieren als die Regelung nach Radbeschleunigung. Darüber hinaus bietet sie wegen der logischen Verknüpfung der Einzelräder zur Referenzgeschwindigkeit Schutz gegen das im vorhergehenden Kapitel beschriebene "Abstürzen" von Einzelrädern. Dahingehend problematisch kann nur der Übergang auf eine rutschigere Oberfläche bleiben, wenn an allen vier Rädern gleichzeitig tiefer Bremsschlupf auftritt. Sinkt dann die Referenzgeschwindigkeit mit den Raddrehzahlen ungerechtfertigt tief ab, so tun dies auch die mit ihr verbundenen Schaltschwellen. Es ist bei ungünstiger Reglergestaltung möglich, dass alle vier Räder an Hand der zu schnell sinkenden Referenzgeschwindigkeit abgebremst werden, ohne Zusammenhang mit der nicht so schnell sinkenden tatsächlichen Fahrzeuggeschwindigkeit!

2.3.1.3 Regelung nach Schlupf und Radbeschleunigung

Wie beschrieben zeigen sowohl die Regelung nach Schlupf als auch die Regelung nach Radbeschleunigung spezifische Schwächen. Erstere vor allem bei plötzlichen Veränderungen des Drehverhaltens eines Einzelrads, wie bei hartem Anbremsen oder bei Reibwertsprüngen, letztere vor allem bei geringfügigen Veränderungen der Radbeschleunigung, wie sie z.B. durch langsames Anbremsen, Kurvenfahrt oder einen angekoppelten Antriebsstrang verursacht werden. Da sich die Schwachpunkte im Wesentlichen nicht überlappen, kann durch geeignete Kombination der Verfahren die Regelung verbessert werden. Zwei Verfahren werden nun vorgestellt.

Beim ersten Verfahren wird immer das zuerst eintretende Kriterium berücksichtigt. Der Druckabbau erfolgt je nachdem, ob eine entsprechende Beschleunigungs- oder Schlupfschwelle erreicht wird, der anschließende Druckaufbau orientiert sich ebenfalls am erstmaligen Erreichen der entsprechenden Schwellen.

Beim zweiten Verfahren werden Schlupf und Radbeschleunigung gewichtet addiert und die Regelvorgänge durch zwei geeignete Schwellen gesteuert. Dabei wird wie bei der Regelung nach Schlupf vorgegangen, d.h. zwischen den beiden Schwellen wird der Druck konstant gehalten, bei Verlassen dieses Bereiches wird Druck auf- bzw. abgebaut.

2.3.2 Allgemeine Anforderungen an ein ABS

Ein ABS soll beim Bremsen die physikalisch mögliche Verzögerung voll nutzen und gleichzeitig die Beherrschbarkeit durch den Fahrer gewährleisten. Diese Anforderungen sind teilweise widersprüchlich.

Die physikalisch mögliche Verzögerung wird voll genutzt, wenn alle Räder immer an ihrem Haftmaximum abgebremst werden. Da sich das Haftmaximum je nach Fahrsituation und Untergrund für jedes Rad plötzlich ändern kann, würde ein in dieser Hinsicht ideales ABS radselektiv sprunghafte Druckänderungen durchführen, was zu plötzlichen starken Drehmomenten um die Fahrzeughochachse und damit Fahrtrichtungsänderungen führen kann.

Ebenso würde ein derartiges ABS während einer Kurvenfahrt alle Räder am Haftmaximum halten. Das würde bei einem üblichen, untersteuernd ausgelegten Fahrzeug bei Bremsung im Kurvengrenzbereich bedeuten, dass nur an den Hinterrädern gebremst wird, da die Vorderräder bereits ihr Haftmaximum erreicht haben. Dadurch würde sich das Lenkverhalten zu Neutrallenken bis Übersteuern ändern bei gleichzeitig nur geringer Verzögerung.

Plötzliche bzw. starke Veränderungen des Lenkverhaltens stehen jedoch im Widerspruch zur Beherrschbarkeit eines Fahrzeugs, d.h. voraussehbar und kontrollierbarem Lenkverhalten. In einem beherrschbaren Fahrzeug werden nur kleine und langsame Lenkkorrekturen erforderlich. Daneben wird vom Fahrer bei Bremsbetätigung immer eine gewisse Verzögerung erwartet, auch wenn sich der Kurvenradius etwas vergrößert. Deshalb sollten in der beschriebenen Situation des Bremsens im Kurvengrenzbereich die Vorderräder bewusst überbremst werden.

Ein fahrbares ABS regelt damit gegebenenfalls gezielt gerade nicht das Haftmaximum ein. Im Zweifelsfall wird eine verstärkte Untersteuerneigung als wesentlich unkritischer angesehen als verstärktes Übersteuern, so dass zeitweise Vorderräder überbremst bzw. Hinterräder unterbremst werden können.

2.3.3 Bewertungsmöglichkeiten

Eine Bewertung eines ABS ist aufwendig, da alle möglichen Fahrsituationen getestet werden müssen und unter Gewichtung der Einzelergebnisse ein Gesamturteil gebildet werden muss. Die Vielzahl der möglichen Testbedingungen, z.B. verschiedene homogene Reibwerte, seitenweise unterschiedliche Reibwerte, Reibwertsprünge, statische Kurvenfahrt, dynamische Lenkvorgänge, verschiedene Fahrgeschwindigkeiten und Pedalantritts-Geschwindigkeiten, verschiedene Beladungszustände, Hangneigung usw. erfordern umfangreiche Testreihen. Die anschließende Auswertung ist ebenfalls nicht trivial, insbesondere bezüglich der Beherrschbarkeit des Fahrzeugs ist es nicht einfach, sinnvolle Bewertungsmaßstäbe zu finden.

Derart umfangreiche Untersuchungen sind zur Beurteilung eines ABS-Grundalgorithmus nicht erforderlich. Das Gesamt-ABS enthält Programmteile, die in bestimmten Situationen entsprechende Reaktionen auslösen, wobei diese Programmteile hauptsächlich der Beherrschbarkeit des Fahrzeugs dienen.

Üblich ist z.B. eine Giermomentenabschwächung (GMA), die die Druckdifferenzen zwischen den Vorderrädern überwacht und sicherstellt, dass nicht zu plötzliche oder zu starke Drehmomente auf Lenkung und Fahrzeug wirken. Ebenso wird für Kurvenfahrt gezielt der Sollschlupf in der Art verändert, dass ein eher untersteuerndes Fahrverhalten erreicht wird. Derartige Programmteile beeinflussen zwar maßgeblich das Fahrverhalten, doch hängt deren Funktion kaum vom Bremsaktuator oder ABS-Grundalgorithmus ab, sondern von der Qualität der auf die Spezialfälle zugeschnittenen Erkennungsmechanismen und dem erwünschten Kompromiss aus Bremsweg, Beherrschbarkeit und Komfort. Entsprechende Situationen lassen daher keine Aussage über die prinzipielle Leistungsfähigkeit der Bremsanlage zu und werden daher nicht vermessen.

Zur Bewertung wird in dieser Arbeit die Verzögerung bzw. der Bremsweg auf homogenem Untergrund herangezogen; hierin spiegelt sich die Leistungsfähigkeit des Grundalgorithmus. Bei den Messungen ist zu beachten, dass schon geringste Abweichungen in den Testbedingungen die Vergleichbarkeit beeinträchtigen. Für genaueste Messungen sollte das Fahrzeug an einer Schiene geführt werden, um wiederholbar in der selben Spur zu fahren. Ebenso sind identische Pedalbetätigungsgeschwindigkeit und identische Geschwindigkeit und Ort bei Bremsbeginn zur genauen Vergleichbarkeit notwendig. Zusätzlich darf sich die Teststrecke nicht ändern, was z.B. beim wiederholten Befahren einer Schneedecke zwangsläufig geschieht. Da all das im Rahmen dieser Arbeit nicht sicher zu gewährleisten ist, sollten kleinere Unterschiede zwischen verschiedenen Messungen (Kap. 5) nicht überinterpretiert werden.

Im Gegensatz zur Bewertung erfolgt die Entwicklung und Abstimmung des ABS nicht durch Bremswegmessungen, sondern indem die Soll-Druckvorgaben an Hand der sich daraufhin einstellenden Radreaktionen und Ist-Druckverläufe bewertet werden. Damit können einzelne Fehlfunktionen beleuchtet werden, die das Gesamtergebnis im Einzelfall eventuell kaum beeinträchtigen, aber Hinweise auf Schwächen des Algorithmus geben.

3 Regelalgorithmen für ein EMB-Fahrzeug

3.1 Die Geschwindigkeitsschätzung

Um eine Regelung des Bremsschlupfes zu ermöglichen, muss neben den gemessenen Radgeschwindigkeiten auch ein Geschwindigkeitssollwert bekannt sein. Dieser ist zunächst unbekannt, da es im Fahrzeug keinen Sensor gibt, der ihn direkt messen kann. Er muss näherungsweise aus den vier Radgeschwindigkeiten ermittelt werden, die gebildete Größe wird Referenzgeschwindigkeit genannt. Sie soll während einer Bremsung die Radgeschwindigkeit bei Verzögerung am Haftmaximum vorgeben, sie liegt damit idealer Weise so weit unterhalb der tatsächlichen Fahrzeuggeschwindigkeit, wie es dem Schlupf im Haftmaximum der μ -Schlupf-Kurve entspricht. Manchmal wird unter Referenzgeschwindigkeit auch die synthetische Nachbildung der tatsächlichen Schwerpunktgeschwindigkeit verstanden. Das soll hier nicht der Fall sein.

Die Bildung der Referenzgeschwindigkeit ist Thema vieler anderer Diplom- und Doktorarbeiten, es sind verschiedenste Ansätze und ihre Kombinationen auf Basis von Fuzzyalgorithmen, modellgestützten Ansätzen oder einfacheren Radauswahlverfahren bekannt. Deren Weiterverfolgung ist nicht Ziel dieser Arbeit. Es wird eine einfache, für den Einsatzzweck hinreichende Referenzbildung gewählt, auf deren Grundlage die später beschriebenen Schlupfregelalgorithmen aufgebaut sind.

Der Algorithmus zur Bildung der Referenzgeschwindigkeit ist im nachfolgenden Flussdiagramm (Abb. 3.1.a) dargestellt. Zuerst wird die Vergleichbarkeit der Raddrehzahlen gesichert, indem sie um Geschwindigkeitsdifferenzen, die sich auf Grund von Kurvenfahrten einstellen, korrigiert werden. Die Kurvenfahrt wird an Hand von Lenkwinkelsensor, Giergeschwindigkeitssensor und Querbeschleunigungssensor detektiert.

Während einer Bremsung folgt die Referenzgeschwindigkeit dem schnellstdrehenden Rad, da davon ausgegangen wird, dass während einer ABS-Bremsung kein Rad nennenswert unterbremst ist. Um ein ungerechtfertigtes Anheben der Referenzgeschwindigkeit durch Unebenheiten des Untergrundes oder Fahrwerksschwingungen zu verhindern, wird ein Anheben erst zugelassen, wenn die anhebende Radgeschwindigkeit 0,05 s über der Referenzgeschwindigkeit liegt; bis dahin wird die Referenzgeschwindigkeit konstant gehalten. Diese Wartezeit ist im Flussdiagramm nicht dargestellt.

Zusätzlich dürfen plausible Geschwindigkeitsgradienten nicht überschritten werden: Die maximal mögliche Verzögerung wird aus dem geschätzten Reibwert des Untergrunds abgeleitet. Liegt vor Eintritt in die ABS-Regelung noch kein Schätzwert vor, ist dieser Wert auf -14 m/s^2 voreingestellt. Die der Referenzgeschwindigkeit im Bremsfall erlaubte maximale Beschleunigung ist mit knapp 3 m/s^2 fest eingestellt. Sie dient als Absicherung, wenn bei Gefälle trotz Bremsung eine positive Fahrzeugbeschleunigung auftritt oder als Korrektur, falls die Referenz unter ungünstigen Umständen etwas zu tief abgesunken ist.

* Daneben gibt es theoretische Überlegungen, die von der Kenntnis der Fahrzeuggeschwindigkeit ausgehen, um auf deren Basis spezielle, z.B. adaptive [Y198], Regelalgorithmen zu entwickeln. Solche Annahmen erlauben interessante Lösungsansätze, sind aus heutiger Sicht aber praxisfern.

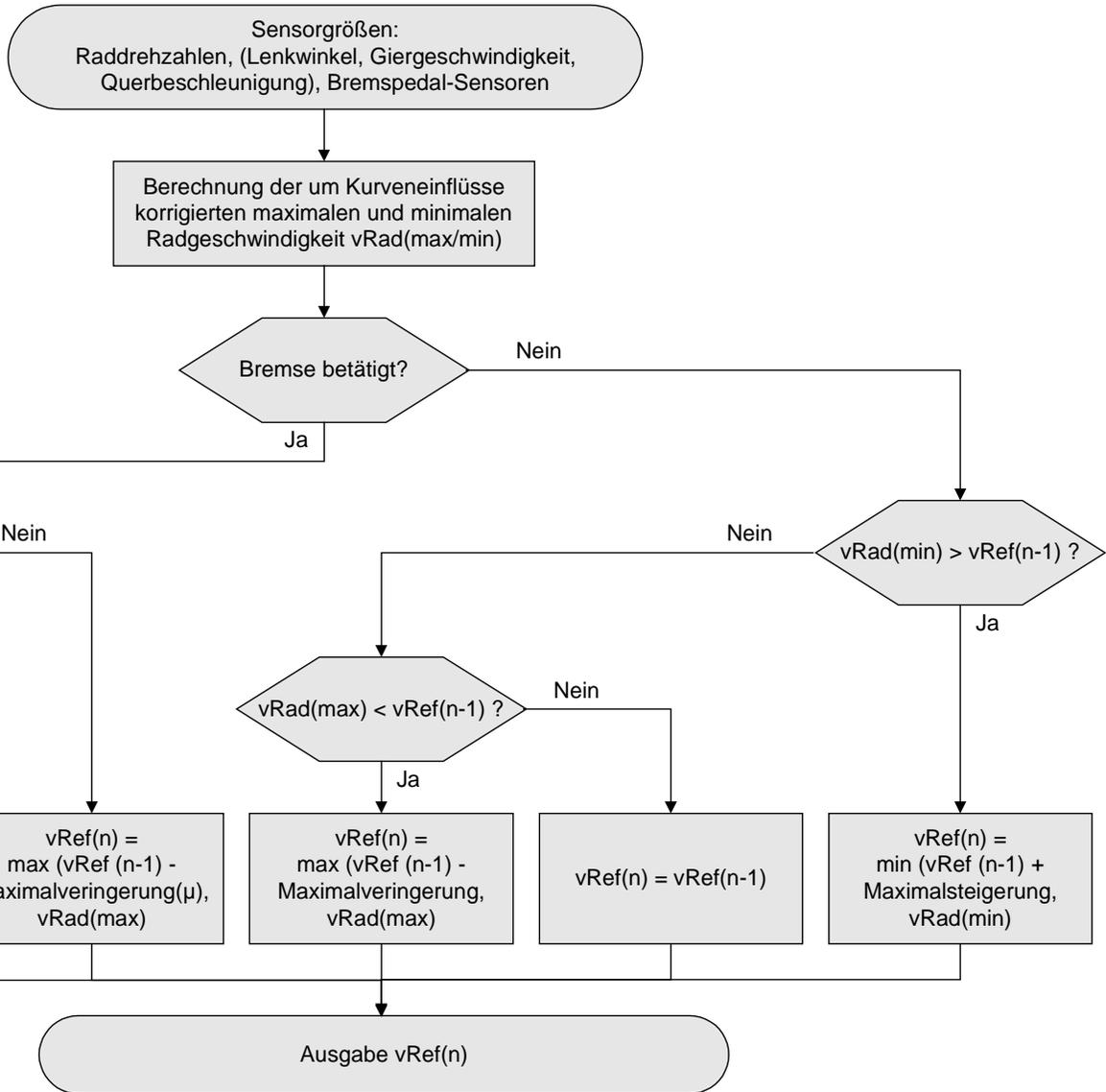


Abb. 3.1.a Flussdiagramm der Geschwindigkeitsschätzung

Im ungebremsten Fall ist die Referenzgeschwindigkeit die Geschwindigkeit des freidrehenden Rads. Dreht sich das langsamste Rad hier schneller als es der Referenzgeschwindigkeit entspricht, so wird die Referenzgeschwindigkeit mit dieser Radgeschwindigkeit angehoben. Dies erfolgt höchstens mit der maximal plausiblen Beschleunigung. Für ein Serienautomobil mit Einachsantrieb beträgt dieser Wert ca. 7 m/s^2 .

Das Absenken der Referenzgeschwindigkeit im ungebremsten Fall erfolgt entsprechend, wenn das schnellstdrehende Rad langsamer als die Referenzgeschwindigkeit ist. Hier darf die maximale Verzögerung der Referenzgeschwindigkeit -14 m/s^2 nicht unterschreiten.

Die Beschränkung des Referenzgeschwindigkeitsgradienten im ungebremsten Fall ist für ein Fahrzeug mit frei drehenden, d.h. nicht angetriebenen Rädern, prinzipiell nicht nötig. Aber eine Beschränkung verringert den Einfluss von Störungen in der Raddrehzahlmessung.

3.2 Der Zustandsautomat als Expertensystem

3.2.1 Beschreibung eines verwirklichteten Zustandsautomaten

Zunächst wurde versucht, ein bereits vorhandenes einfaches ABS gemäß einem Zustandsautomaten als 'Expertensystem' weiterzuentwickeln. Darunter wird ein System verstanden, das bei bestimmten Ereignissen oder unter bestimmten Bedingungen vorgegebene Aktionen auslöst oder Algorithmen anwendet. Diese brauchen nicht aus Berechnungen hergeleitet zu sein, sondern dürfen auch auf dem Erfahrungsschatz eines "Experten" basieren.

Das untersuchte ABS als Zustandsautomat orientiert sich am Radschlupf. Bei Überschreiten einer vordefinierten Radschlupfschwelle erfolgt eine Speicherung des gemessenen Bremsdrucks als Arbeitspunkt. Dieser Bremsdruck ist ein gutes Maß für den zum Bremsen am Haftmaximum notwendigen Bremsdruck.

In der anschließenden Druckabbauphase wird der Druck an Hand einer schlupfabhängigen Kennlinie abgebaut. Üblicher Weise, d.h. bei Schlupf von 10-15 %, liegen die Druckabbauten bei ca. 20% vom Startwert. Das Kennfeld sieht Abbauten vor, die mit anwachsendem Radschlupf zunehmend größer werden, als sie unter Annahme einer realistischen μ -Schlupf-Kurve eigentlich notwendig sein sollten, um das Rad zu stabilisieren. Dadurch ergibt sich eine sichere Radwiederbeschleunigung, die eine gewisse Robustheit gegenüber Fehlern bei der Schätzung des Arbeitspunktes gewährleistet.

Bei sich vermindern dem Schlupf erfolgt Druckaufbau, wobei der Aufbaugradient begrenzt ist. Zunächst wird der Druck schnell gesteigert. Im Bereich des vermuteten Arbeitspunktes wird der Druckaufbau verlangsamt, wodurch sich eine relativ lange Zeit mit annähernd optimal gebremstem Rad ergibt. Stellt sich wider Erwarten kein erneuter Radgeschwindigkeitseinbruch ein, wird der Druck wieder schneller angehoben, bis maximal die Druckvorgabe des Fahrers erreicht ist. Dabei wird entweder ein neuer Arbeitspunkt gefunden oder aber, falls kein erneuter Radgeschwindigkeitseinbruch auftritt, die ABS-Regelung beendet. Das ABS ist so eingestellt, dass die Regelfrequenz ca. 2-4 Hz beträgt und damit unterhalb möglicher Fahrwerksresonanzen mit ca. 10 Hz (Kap. 2.1.3) liegt.

Die Parameter zur Reglereinstellung sind die schlupfabhängige Abbaukennlinie, die Aufbaugeschwindigkeitskennlinie und der Schlupfwert, bei dessen Überschreiten die Bestimmung des Arbeitspunktes und der Beginn der Regelung erfolgt.

In der Praxis zeigt dieser Regelansatz manchmal sehr gute Ergebnisse, oft aber inakzeptables Fehlverhalten. Das zeitweilig hervorragende Verhalten liegt darin begründet, dass als Folge bestimmter Ereignisse wie "Schlupfschwelle überschritten" oder "Rad beschleunigt wieder" ein festes Programm abläuft. Es wird damit letztlich versucht, das weitere Radverhalten aus gewissen Einzelereignissen vorherzusagen, die dazu aber nicht immer ausreichen. Unter glücklichen Umständen ist damit sehr frühzeitig eine sinnvolle Solldruckvorgabe zu erzielen. Das wirkt sich bei der verwendeten elektromechanischen Bremse vorteilhaft aus, insbesondere da das Stellglied im Vergleich zu einer Hydraulik langsamer reagiert.

3.2.2 Erweiterungsmöglichkeiten des Zustandsautomaten

Die Problematik des beschriebenen Zustandsautomaten liegt darin, dass Fehler bei der Beurteilung von Einzelereignissen spät oder überhaupt nicht erkannt und korrigiert werden. Es seien zwei Beispiele genannt: Die Bestimmung des Arbeitspunktes erfolgt völlig falsch, wenn bei Belagwechsel Asphalt zu Eis noch derjenige Druck als Arbeitspunkt eingespeichert wird, der zuvor auf Asphalt eingebracht werden konnte. Auch der Druckwiederaufbau kann falsch erfolgen. Wenn das Rad sehr schnell wiederbeschleunigt, z.B. nach einem durch ein Schlagloch verursachten Radgeschwindigkeitseinbruch, erfolgt der Druckaufbau zu langsam. Auf Eisflächen hingegen kann die Radwiederbeschleunigung so langsam verlaufen, dass der Druckaufbau durch die fest eingestellte Aufbaukennlinie relativ schneller stattfindet und so der Bremsschlupf wieder vergrößert wird, bevor das Rad den stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve erreicht hat.

Um dies zu umgehen, aber weiterhin sehr früh sinnvolle Solldruckvorgaben zu ermöglichen, wird versucht, durch Zusatzregeln Fehler von Beginn an zu vermeiden oder sie im Nachhinein zu erkennen und zu korrigieren. Die folgenden Beispiele bilden einen kleinen Ausschnitt des Möglichen.

Aus Analysen zurückliegender Regelzyklen kann die Einstellung des Zustandsautomaten "nachjustiert" werden. Da sich die Fahrbahnoberfläche und damit die Gültigkeit erlernter Korrekturen ändern kann, darf dieses Vorgehen nur zu Feinkorrekturen am Zustandsautomaten verwendet werden, eine generelle Funktionsfähigkeit muss anderweitig sichergestellt sein.

Dazu kommen Ergänzungsregeln unter Nutzung noch nicht verwendeter aktueller Messwerte in Frage. Das sind die Radbeschleunigung, die sonst nur bei Nulldurchgang zum Start der Druckaufbauphase verwendet wird, und der Druckmesswert, der bisher nur zur Arbeitspunktbestimmung beim Überschreiten der Schlupfschwelle dient.

Zu diesen Messgrößen werden verschiedene Bedingungen formuliert, um Korrekturen an den Kennlinien bzw. dem Arbeitspunkt vorzunehmen. So wird der Druckaufbau bei niedrig vermutetem Reibwert nicht schon beim ersten Rückgang des Bremsschlupfs gestartet, sondern erst, wenn das Rad sich fast wieder im stabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve befindet, oder wenn hohe Radwiederbeschleunigungen auftreten. So werden zu frühe Drucksteigerungen vermieden.

Gegebenenfalls wird der Druckaufbau aber auch beschleunigt: Wenn bei deutlich höheren Drücken als berechnet bereits eine Radwiederbeschleunigung einsetzt, wird der Solldruck angehoben.

Der Arbeitspunkt wird nach unten korrigiert, wenn die Radwiederbeschleunigung erst bei sehr weit unter dem Arbeitspunkt liegenden Drücken einsetzt.

Mit zunehmender Regelanzahl gestaltet sich das Einbringen neuer Zusatzbedingungen schwieriger und es kommt zu nicht vorhersehbaren Interaktionen der Regeln untereinander, insbesondere wenn plötzlich ein anderes Radverhalten erzielt werden soll, als bei der ursprünglichen Formulierung der Regeln zugrundegelegt war. Eine solche gewünschte Änderung kann z.B. eine Sollschlupfänderung durch einen Fahr-dynamikregler sein.

Die mit dem Zustandsautomaten gefundenen Regeln wurden zur Steigerung der Übersichtlichkeit und Einstellbarkeit mit einem Fuzzy-Fachmann in Form eines Fuzzy-

Reglers umgesetzt [MER98]. Es konnten befriedigende Regel-Ergebnisse erzielt werden, die vergleichbar mit denen eines um Zusatzregeln erweiterten Zustandsautomaten waren.

Die grundsätzlichen Probleme hinsichtlich Übersichtlichkeit, Analysierbarkeit, Erweiterbarkeit und Flexibilität bei Regelzieländerungen bleiben jedoch bestehen, da kein analytisch geschlossener, untersuchbarer Regelansatz vorliegt. Durch die Vielzahl der Regeln und ihre möglichen Interaktionen ist nicht abzusehen, ob alle Sonderfälle abgedeckt werden und welche Reaktionen ungünstigstenfalls zu erwarten sind. Daher wird der Ansatz des Zustandsautomaten als ungeeignet eingestuft und nicht weiter verfolgt.

Für einen leistungsfähigen, analysierbaren und flexiblen Radschlupfregler folgt, dass der Grund-Algorithmus möglichst einfach und robust sein sollte, z.B. indem kontinuierlich alle verfügbaren Messwerte eingerechnet werden, ohne dafür Sonderregeln zu benötigen. Eventuelle Zusatzregeln und Erkennungsmechanismen sollten höchstens zu Feinkorrekturen verwendet werden, nicht jedoch zur Funktionsfähigkeit oder Stabilität notwendig sein.

3.3 Regelung im stabilen Ast der μ -Schlupf-Kurve

3.3.1 Identifikation des Haftmaximums aus dem Reifenverhalten im stabilen Bereich

In diesem Kapitel wird untersucht, ob es möglich ist, einen Radschlupfregler zu realisieren, der während der ABS-Regelung das Haftmaximum des Reifens nicht überschreitet.

Aus den Sensorgrößen Raddrehzahl und Bremsdruck kann ein konstant genau am Haftmaximum gebremstes Rad nicht identifiziert werden. In diesem Zustand kommt es weder zu Radverzögerungen, die jenseits der möglichen Fahrzeugverzögerung liegen, noch zu signifikanten Drehzahlunterschieden der Räder untereinander. Es ist nur zu erkennen, dass noch nicht im instabilen Ast, d.h. jenseits des Haftmaximums, der μ -Schlupf-Kurve gebremst wird (μ -Schlupf-Kurve siehe z.B. Abb. 2.1.1.e). Wie weit der momentane Betriebspunkt vom instabilen Ast der μ -Schlupf-Kurve entfernt ist und ob noch eine Druckerhöhung zum Erreichen des Haftmaximums nötig ist, ist nicht zu beurteilen.

Soll das Haftmaximum des Rades während einer ABS-Bremung nicht überschritten werden, muss der Abstand des momentanen Betriebspunktes vom Haftmaximum abgeschätzt werden. Das ist durch Identifikation der momentanen Steigung der μ -Schlupf-Kurve denkbar, da deren Steigung kurz vor dem Haftmaximum deutlich abnimmt. Eine zugehörige Regelung wird dann darauf abzielen, das Rad in einem Radschlupfbereich mit geringer positiver Reststeigung der μ -Schlupf-Kurve zu halten, um nahe dem Haftmaximum zu arbeiten.

Grundsätzlich kann die lokale Steigung einer Kurve nicht aus der Kenntnis eines einzigen Punktes der Kurve bestimmt werden. Das Rad ist daher in verschiedenen Schlupfzuständen zu erfassen; d.h. der Bremsdruck muss moduliert werden. Die untersuchte Modulationsfrequenz wird mit 5 Hz unterhalb möglicher Fahrwerksresonanzen gewählt, auf höhere bzw. tiefere Frequenzen wird später eingegangen.

Für 5 Hz sprechen folgende Überlegungen: Die Bremsdruckanpassung von niedrigem auf höheren Reibwert soll in höchstens 700 ms erfolgen, um zu lange unterbremste Phasen zu vermeiden (Anforderung der Fahrzeughersteller). Für die eigentliche Drucksteigerung werden 200-300 ms als sinnvoll erachtet. Der Aktuator könnte diese Drucksteigerung zwar auch in ca. 150 ms erzielen, allerdings ermöglicht eine reduzierte Motordrehzahl ein schnelleres Umkehrverhalten des Aktuators und verringert damit die zu erwartenden Radgeschwindigkeitseinbrüche. Das Einregeln des neuen Arbeitspunktes wird so erleichtert. Für die Druckmodulationen zur Detektion der Kennliniensteigung verbleiben damit 400-500 ms. Wenn man sich innerhalb dieser Zeit zum Erkennen einer Reibwertänderung auf wenigstens zwei Modulationszyklen stützen will, so ergibt sich mindestens die gewählte Modulationsfrequenz von 5 Hz.

Zunächst wird die Amplitude der Raddrehzahlreaktion auf verschiedene Bremsmomentamplituden in verschiedenen Punkten der μ -Schlupf-Kurve gesucht. Unter dem Begriff Amplitude im Zusammenhang mit der Radgeschwindigkeit wird die halbe Differenz zwischen aufeinanderfolgenden Maximal- und Minimalwerten verstanden. Die zu Grunde liegende Differentialgleichung erster Ordnung lautet:

$$\dot{\omega}_{Rad}(t) = \frac{1}{\Theta_{Rad}} \cdot (M_{Brems}(t) + M_{Grund}(\omega)) \quad \text{Gl. 3.3.1.a}$$

Das von der Bremse verursachte Moment $M_{Bremse}(t)$ beinhaltet das aufgeprägte Signal, eine Sinusfunktion der Frequenz 5 Hz. Der Term $M_{Grund}(\omega)$, der das von der Reifenreibung verursachte Moment beschreibt, führt zu folgender Situation: Wird $M_{Grund}(\omega)$ als linear in ω angenommen, so ist mit keiner hinreichenden Beschreibung des Reifenverhaltens zu rechnen, insbesondere Radblockieren kann nicht realistisch dargestellt werden. Doch schon die ebenfalls stark vereinfachende Annahme einer quadratischen Abhängigkeit von $M_{Grund}(\omega)$ von ω hat keine allgemeine analytische Lösung mehr. Es kommen entweder analytische Näherungsverfahren wie die sukzessive Approximation nach Picard ([BRO89]) oder eine numerische Simulation in Frage. Es wird der zweite Lösungsweg gewählt, da dabei eine umfangreiche und realitätsnahe Beschreibung des Reifenverhaltens eingesetzt werden kann, die über eine quadratische Näherung hinaus geht ('Magic Tyre Formula', [PAC87]).

Die Simulationen werden für eine Fahrgeschwindigkeit von 60 km/h durchgeführt unter der Annahme von Hochreibwert (z.B. trockenem Asphalt) und einem Haftmaximum bei 7% Schlupf. Variiert wird die Druckamplitude und der Druckmittelwert. Gesucht wird nach einer Einstellung, die es ermöglicht, die Steigung der μ -Schlupf-Kurve so sicher zu detektieren, dass im Mittel mindestens 90% des am Haftmaximum möglichen Druckes eingestellt werden können, um eine Konkurrenzfähigkeit mit bekannten Bremsanlagen erwarten zu lassen.

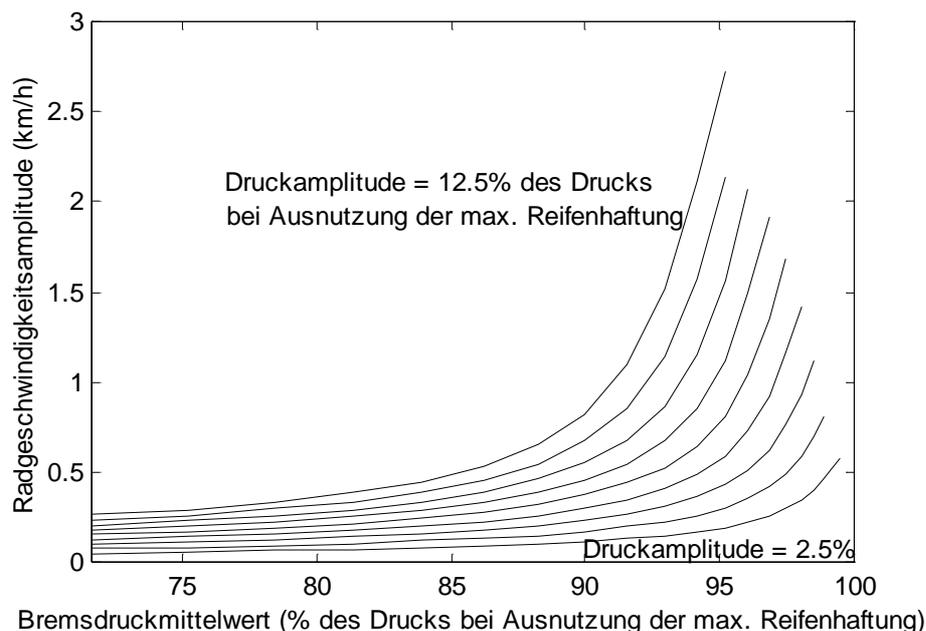


Abb. 3.3.1.a Simulierte Radgeschwindigkeitsamplituden bei aufgeprägten 5 Hz-Bremsdrucksignalen, deren Amplituden in 1,25%-Schritten von 2,5 % bis 12,5 % des am Reifenhaftmaximum möglichen Drucks variieren

In Abb. 3.3.1.a sind Kurven für verschieden große Druckamplituden dargestellt, wobei die Amplitude in 1,25%-Schritten von 2,5% bis 12,5% des Blockierdruckes variiert ist, die Kurven enden rechts an der Stelle, an der es zu einem Blockieren des Rades kommt. Der starke Anstieg der Kurven kurz vor Erreichen der Instabilität rührt daher, dass das Rad zumindest zeitweise bis in Bereiche der μ -Schlupf-Kurve vordringt, in denen die Kurvensteigung sehr gering oder schon leicht negativ ist und die

eingebrachten Bremsmomente immer mehr in eine ungehinderte Radverzögerung umgesetzt werden, bis schließlich das Haftmaximum dauerhaft überschritten wird.

Überlagerte Verwindungsvorgänge in Reifen und Radaufhängung (Kap. 2.1.3., Die Aussagekraft von Raddrehzahlmessungen) sind nicht berücksichtigt. Zum Einen sind die Anregungen sehr viel geringer als z.B. beim untersuchten harten Anbremsen. Zum Anderen führen die Verwindungsvorgänge, die im Fahrwerk stattfinden, zu einem im Wesentlichen systematischen Fehler, der zwar das gemessene absolute Niveau der Raddrehzahlamplituden verschiebt, nicht jedoch die entscheidende Amplitudenänderung verfälscht, solange keine Resonanzeffekte angeregt werden.

Es gibt auch Vorschläge, gerade Resonanzeffekte z.B. der Torsionsschwingung im Reifen zur Identifikation des Haftmaximums heranzuziehen [SUG98]. Dazu soll dem Bremsdruck ein Signal aufgeprägt werden, das die Resonanzfrequenz des Systems aus Felge und am Untergrund haftendem Reifengürtel trifft. Wird das Resonanzsystem Felge-Reifengürtel verstimmt, so ist das an einer zurückgehenden Radgeschwindigkeitsamplitude zu erkennen. Genau das geschieht im Bereich des Haftmaximums. Die vom Reifengürtel auf den Untergrund übertragene Kraft ändert sich nicht mehr in Abhängigkeit von dessen Gleitgeschwindigkeit. Die Resonanzeffekt geht zurück und das Haftmaximum ist identifiziert.

Das Verfahren kann nicht angewendet werden. Zum Einen liegt die notwendige Modulationsfrequenz typisch bei 40 Hz und kann von den Aktuatoren nicht mit nennenswerter Amplitude eingestellt werden. Zum Anderen ändern sich die Resonanzeigenschaften (Frequenz und Breite des Resonanzbereichs) in Abhängigkeit von Felgenträgheitsmoment, Reifentyp, Luftdruck, Zuladung und Profiltiefe. Diese notwendigen Informationen stehen jedoch innerhalb eines Radschlupfreglers nicht zur Verfügung.

3.3.2 Versuchsergebnisse

Es wird ein Praxistest mit 10%iger Bremsdruckamplitude durchgeführt. Diese Einstellung wird gewählt, weil sie theoretisch sowohl ein relativ hohes mittleres Druckniveau von etwa 97% des Blockierdruckes ohne Radblockieren zulässt als auch die Veränderungen der Radgeschwindigkeitsamplitude in Abhängigkeit von der mittleren Ausnutzung der Reifenhaftung nicht zu klein scheinen.

Eine Erhöhung des mittleren Druckes von z.B. 90% auf 95% des Blockierdruckes sollte (Abb. 3.3.1.a) zu einer Veränderung der Radgeschwindigkeitsamplitude um knapp 1 km/h führen. Diese Veränderung liegt im Normalfall über dem Signalrauschen. Eine Fourieranalyse der Radgeschwindigkeiten gebremster Räder (ohne aufmodulierte Druckschwankungen und noch nicht in ABS-Regelung) zeigt im Bereich um 5 Hz typisch eine Radamplitude von 0.25 km/h. Diese Störungen schwanken stark je nach Untergrund, Reifen- und Bremsenzustand, als auch statistisch mit jeder Einzelbremsung.

Die folgenden Kurven (Abb. 3.3.2.a,b) zeigen die entsprechenden Messergebnisse. Es sind jeweils drei Versuchsläufe A, B und C dargestellt. Alle Versuche sind auf dem gleichen Asphalt-Untergrund gefahren, die eingestellten Bremsmomentverläufe liegen bei allen Versuchen gleich, Versuch B wurde allerdings wegen Radblockierens abgebrochen.

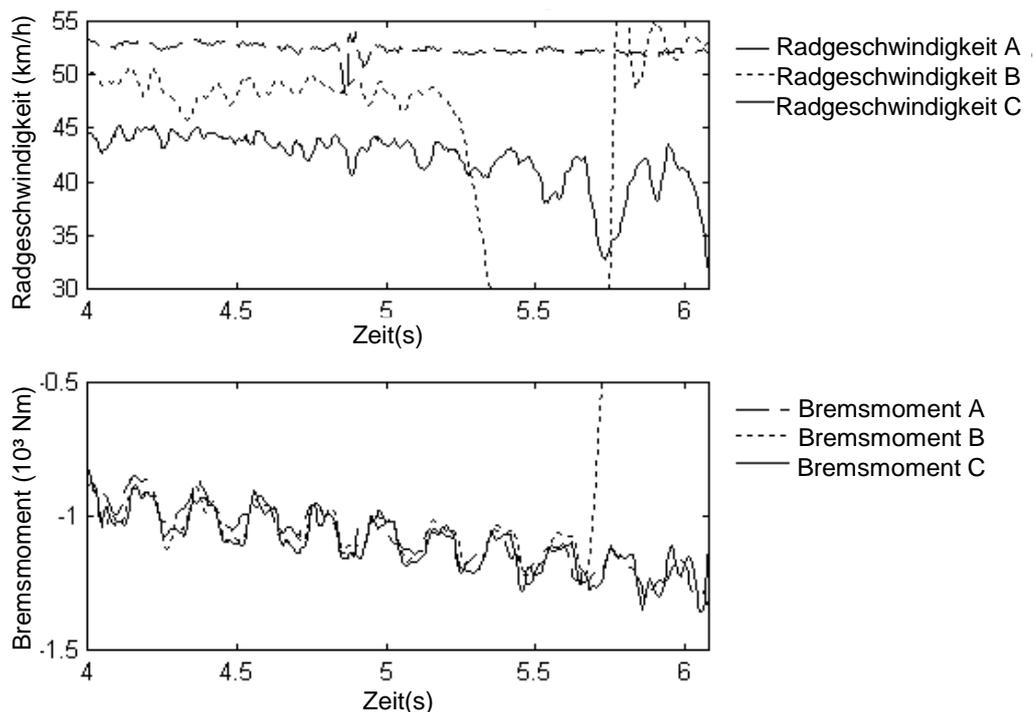


Abb. 3.3.2.a Radgeschwindigkeitsamplituden bei Aufmodulation eines 5-Hz-Signals auf ein linear anwachsendes Bremsmoment

Abb. 3.3.2.b Linear anwachsendes Bremsmoment mit aufgeprägtem 5-Hz Signal

Bei den Radgeschwindigkeiten (Abb. 3.3.2.a) ist nur auf die Amplituden zu achten. Ihr Absolutniveau variiert etwas, da es sehr schwierig ist, die Fahrzeuggeschwindigkeit durch gleichzeitiges Gasgeben für jede Messung auf identischem Niveau zu halten.

Die Bremsmomente (Abb. 3.3.2.b) zeigen, dass die Aktuatoren den erwünschten Verlauf mit auf die lineare Bremsmomentsteigerung aufmoduliertem Sinus etwas deformiert haben.

Bei Versuch A stellt sich die erwartete Modulation der Raddrehzahl (in Abb. 3.3.2.a) nicht in erwartetem Umfang ein, zum Zeitpunkt 4.8 s ist eine Störung durch eine Unebenheit des Untergrundes zu erkennen. Es wird vermutet, dass das Rad auf einer griffigeren Spur als bei Versuch B und C lief.

Bei Versuch B kann ein Zusammenhang der Radgeschwindigkeit mit dem Bremsmoment bestenfalls vermutet werden, vor allem ist jedoch eine Anregung der 10 Hz Fahrwerkseigenfrequenz zu erkennen. Kurz nach 5 s kommt es zum Blockieren des Rades und der Versuch wird abgebrochen, Ursache dürfte eine weniger griffige Stelle des Untergrundes sein. Das Überschreiten des Haftmaximums wäre aus dem vorausgehenden Radverhalten nicht zuverlässig voraussagbar gewesen.

Bei Versuch C ist mit anwachsendem mittlerem Bremsmoment und damit zunehmender Reibwertausnutzung die erwartete Zunahme der Radgeschwindigkeitsamplitude zu erkennen. Allerdings ist der Zusammenhang nicht klar genug, um im Zweifelsfall aus höchstens zwei Modulationszyklen Schlüsse über die momentane Reibwertausnutzung ziehen zu können.

In etwa 2/3 der weiteren Versuche ergab sich ein bedingt aussagekräftiges Radverhalten vergleichbar Versuch C, ansonsten kam es zu Ergebnissen vergleichbar Versuchslauf A oder B. Für ein ABS ist das erzielte Radverhalten damit nicht sicher und schnell genug auswertbar. Der Ansatz, mittels aufgeprägter Bremsdruckschwankungen im stabilen Reifenbereich ohne Überschreiten des Haftmaximums ein ABS darzustellen, wird verworfen.

Bei der Ursachensuche für das Nichtfunktionieren ist man ohne erheblichen experimentellen Aufwand auf Vermutungen angewiesen, da es nicht ohne weiteres möglich ist, eine Bremsung bezüglich Ort und Geschwindigkeit exakt zu wiederholen, oder Zeitpunkte während der Bremsung mit Stellen des Untergrundes zu identifizieren und diesen anschließend näher zu untersuchen.

Zur Überprüfung der Vermutung, dass geringfügige Inhomogenitäten des Untergrundes den Raddrehzahlverlauf stark beeinflussen können, wird in der Simulation die Radreaktion auf homogenem Untergrund verglichen mit den Raddrehzahlverläufen, die sich einstellen, wenn der Untergrund Stellen aufweist, die um nur 5% über bzw. unter dem sonstigen Reibwert liegen.

Diese Stellen werden in den Zeiten angenommen, in denen der Bremsdruck 95% seines lokalen Maximums überschritten hat. Bei 60 km/h entspricht das einer Störstellenlänge von 30 cm. Es zeigt sich, dass selbst eine kurzfristige Anhebung des Reibwertes um 5% ausreicht, um die Raddrehzahlamplitude um etwa ein Drittel zu reduzieren, während 5% niedrigere Reibwerte die Amplitude ungefähr verdoppelt. Der Einfluss solcher kurzer Störstellen auf die Radgeschwindigkeit ist größer als die Unterschiede, die sich einstellen, wenn die mittlere Reibwertausnutzung über den gesamten dargestellten Bereich, d.h. zwischen 85% und 95%, variiert (Abb. 3.3.2.c,d).

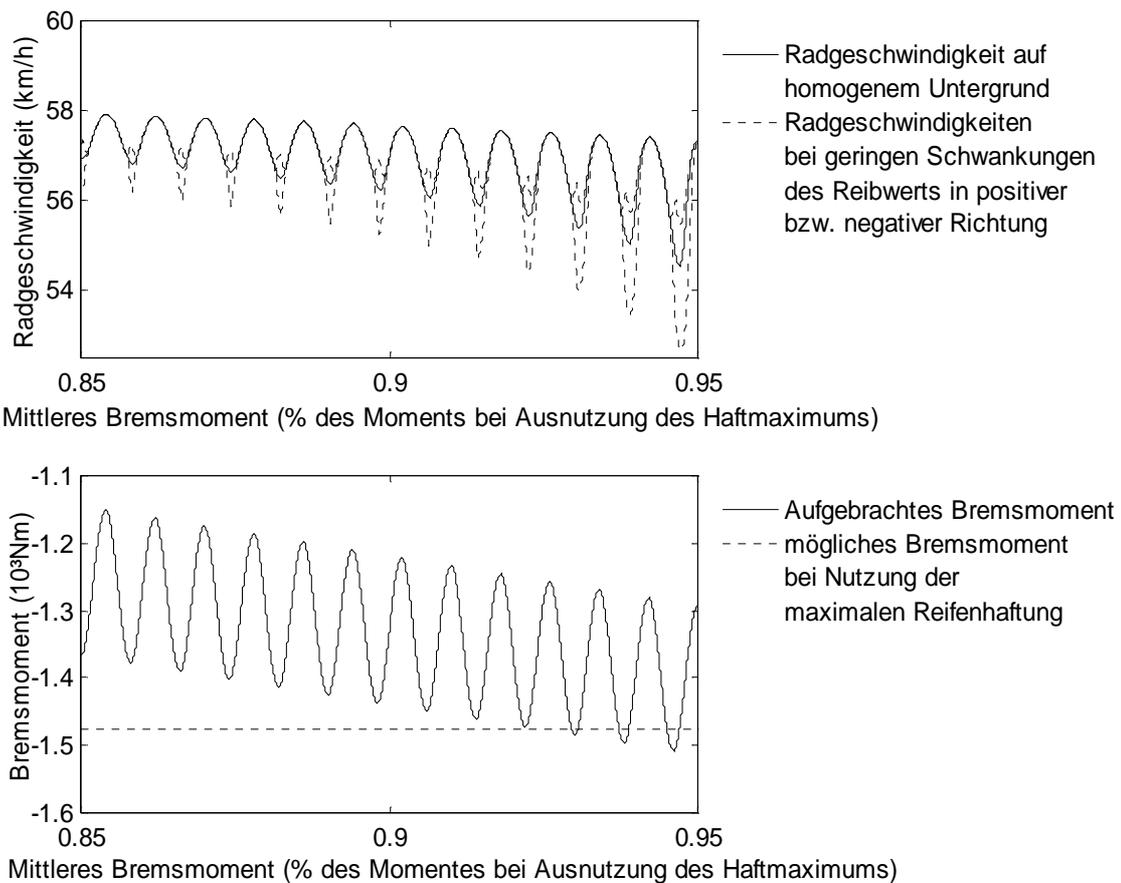


Abb. 3.3.2.c Simulierte Radgeschwindigkeitsamplituden bei Aufmodulation eines 5-Hz-Signals auf ein linear anwachsendes Bremsmoment

Abb. 3.3.2.c Simuliertes linear anwachsendes Bremsmoment mit aufgeprägtem 5-Hz-Signal

Ein Versuch bei höheren Frequenzen als 5 Hz erscheint nicht sinnvoll. Mit zunehmender Frequenz der Bremsdruckmodulationen muss die Amplitude des Bremsmoments zur Aufrechterhaltung vergleichbarer Radgeschwindigkeitsamplituden gesteigert werden. Der Einfluss der Steigung der μ -Schlupf-Kurve auf die Raddrehzahlamplitude wird dennoch immer kleiner, weil dann die gleichgebliebenen Schwankungen des Momentes durch den Untergrund für immer kleinere Zeiten auf die Radträgheit wirken. Die Radträgheit integriert die auftretenden Drehmomente zur Raddrehzahl auf, die Integration wirkt dabei als Tiefpass.

Bei Betrieb unter 5 Hz muss in jedem Regelzyklus erkannt werden, ob das Haftmaximum genutzt wird, um zu lange unterbremste Phasen zu verhindern. Als sicher erkennbar können Raddrehzahlbrüche von wenigen km/h betrachtet werden, was bedeutet, dass das Haftmaximum in jedem Falle kurzfristig eindeutig überschritten werden muss.

Da das Überschreiten des Haftmaximums zu Einbußen bei Bremsweg und Seitenführungskraft führt, ist es sinnvoll, zwischen solchen Reibwert-Identifizierungsphasen möglichst lange knapp unter dem identifizierten Haftmaximum zu bremsen. Die Regelfrequenz sollte deshalb so niedrig wie möglich gehalten werden, mit der Einschränkung dass die erwünschten Erkennungszeiten für eine

Reibwerterhöhung eingehalten werden können. Allgemein verkürzt sich die tolerierbare Erkennungszeit, je niedriger die momentanen Bremsdrücke sind, da dann die potenzielle Unterschreitung des optimalen Bremsdrucks und damit eventuelle Verzögerungseinbußen am größten sind. D.h. die Regelfrequenz darf leicht reibwertabhängig sein mit höheren Frequenzen auf niedrigen Reibwerten.

Zusammenfassend lässt sich aus diesem Kapitel folgern, dass das Rad ca. zwei mal pro Sekunde in überhöhten Schlupf getrieben werden muss. Das entspricht auch dem Vorgehen bekannter ABS-Algorithmen für konventionelle Bremsen.

3.4 Regelung im instabilen Ast der μ -Schlupf-Kurve

3.4.1 Darstellung des Gesamtsystems als Übertragungsfunktion

Die Regelung im instabilen Ast der μ -Schlupf-Kurve wird untersucht, da das Rad für Fahrdynamikeingriffe in diesem Bereich geregelt werden soll. Aber auch während einer ABS-Regelung gelangt das Rad (Kap. 3.3.) zeitweise in diesen Bereich, so dass später (Kap. 3.5.) aus den Ergebnissen auch Ansätze für ein ABS abgeleitet werden können.

Zur theoretischen Untersuchung wird, wie schon im vorhergehenden Kapitel, ein Einradmodell statt eines Gesamtfahrzeugmodells herangezogen. Die Teile dieser Struktur, d.h. das Rad, der Bremsaktuator, die Kommunikations- und Rechenzeiten und der eingesetzte Regler, werden jeweils als Übertragungsfunktion dargestellt, d.h. nach Laplace-Transformation (Gl. 3.4.1.a) aus dem Zeitbereich in den Bildbereich.

$$f(t) \circ \rightarrow \bullet F(s) := \int_{t=0}^{\infty} f(t) \cdot e^{-s \cdot t} dt \quad ; \quad s \in \mathcal{C} \quad \text{Gl. 3.4.1.a}$$

Durch dieses in der Regelungstechnik übliche Verfahren ergibt sich für lineare, zeitinvariante Systeme eine einfache, algebraische Behandelbarkeit von Differenzialgleichungssystemen [REU89]. Insbesondere das Integrieren und Differenzieren im Zeitbereich stellt sich im Bildbereich durch Dividieren durch s und Multiplizieren mit s dar. Die Lage etwaiger Polstellen der Übertragungsfunktionen wird immer angegeben, da sie (in Kap. 3.4.2) zu Stabilitätsuntersuchungen benötigt wird.

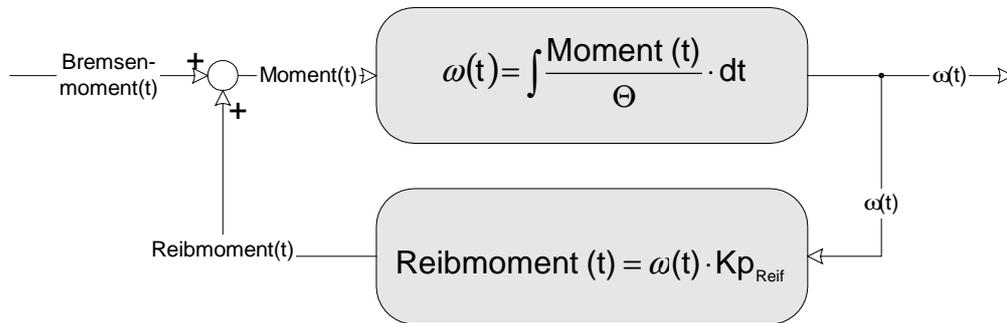
3.4.1.1 Die Übertragungsfunktion des Reifens

Das nicht angetriebene Rad besitzt ein Rotationsträgheitsmoment, das ein einwirkendes Drehmoment zu einer Drehzahl aufintegriert. Dieses Drehmoment ist die Summe des eingestellten Bremsmomentes und des durch die Reibung des Reifens verursachten Moments (Abb. 3.4.1.1.a).

Die Reifenkennlinie wird linearisiert, d.h. das Moment aus der Reifenreibung wird um den Arbeitspunkt als lineare Funktion der Raddrehzahl genähert, der Proportionalitätsfaktor ist $K_{p_{Reif}}$ und wird im Folgenden mit Steigung der Reifenkennlinie bezeichnet. Im zu untersuchenden Anwendungsfall, d.h. bei Regelung jenseits des Haftmaximums, ändert sich die Steigung der Reifenkennlinie in Abhängigkeit vom Schlupf nur noch langsam. Dies gilt verstärkt innerhalb des während der Regelung zusätzlich eingeschränkten Radgeschwindigkeits- und damit auch Schlupf-Arbeitsbereichs und rechtfertigt den linearisierten Ansatz für die Reifenkennlinie. Der für die Regelung ungünstigste relevante $K_{p_{Reif}}$ -Wert wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels abgeschätzt werden.

Der zur Reifenbeschreibung eigentlich notwendige konstante Anteil des linearisierten Ansatzes, der das Reifenmoment im Arbeitspunkt angeben sollte, wird nicht berücksichtigt. Er spielt für die Stabilitäts-Untersuchung des Systems keine Rolle, da der Konstantenteil so wirkt wie eine konstante Störgröße ohne dynamisches Verhalten. Bei linearen Systemen wird dadurch das Stabilitätsverhalten nicht beeinflusst: Konstante Störgrößen können bei stabilen Regelsystemen zwar zu einer bleibenden Regelabweichung führen, das Systemverhalten um diesen verschobenen Arbeitspunkt bleibt aber unverändert. Auf bleibende Regelabweichungen wird später eingegangen.

Reifenformulierung im Zeitbereich



Reifenformulierung im Bildbereich

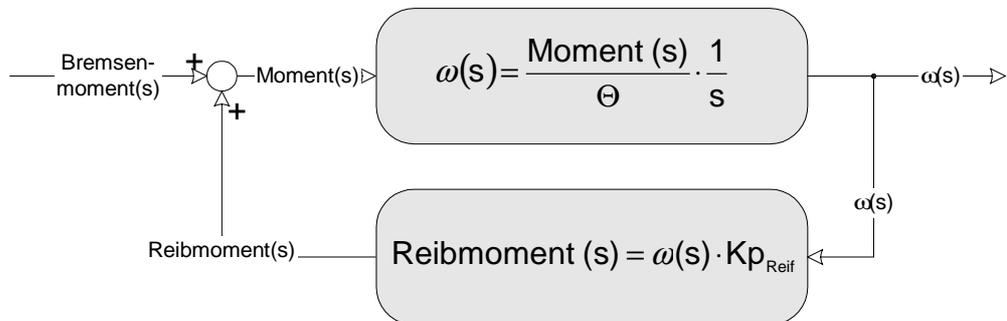


Abb. 3.4.1.1.a Reifenformulierungen

Wird Vorwärtszweig und Rückkopplung im Bildbereich zur Reifen-Übertragungsfunktion $F_{\text{Reif}}(s)$ zusammengefasst und $K_{i_{\text{Reif}}} := \Theta^{-1}$ eingesetzt, so ergibt sich:

$$F_{\text{Reif}}(s) = \frac{K_{i_{\text{Reif}}}}{s - K_{i_{\text{Reif}}} \cdot K_{p_{\text{Reif}}}} \quad \text{Gl. 3.4.1.1.b}$$

$$K_{p_{\text{Reif}}} > 0 \Rightarrow \text{Polstelle positiv}$$

$$K_{p_{\text{Reif}}} = 0 \Rightarrow \text{Polstelle im Ursprung (auf imaginärer Achse)}$$

$$K_{p_{\text{Reif}}} < 0 \Rightarrow \text{Polstelle negativ}$$

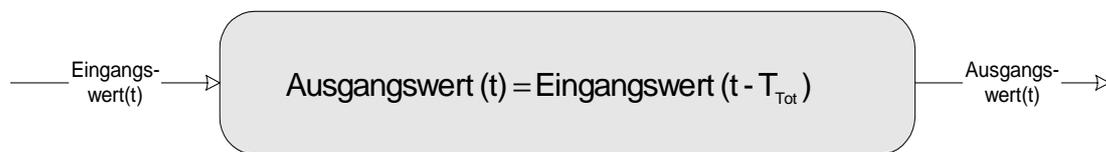
Die Lage der durch das Reifenverhalten verursachten Polstellen hängt von dem Vorzeichen von $K_{p_{\text{Reif}}}$ ab. Die nachfolgenden Bezeichnungen positiv und negativ beziehen sich auf den Realteil der Polstelle. Positive Polstellen führen leicht zur Instabilität des Gesamtsystems, da sie Störungen verstärken. Ihnen muss aktiv entgegengewirkt werden.

Wegen Verwechslungsgefahr sei darauf hingewiesen dass im instabilen, abfallenden Bereich der μ -Schlupf-Kurve Kp_{Reif} nicht negativ sondern positiv ist, da Kp_{Reif} die Ableitung des Reifendrehmoments nach der Raddrehzahl und nicht nach dem Schlupf ist.

3.4.1.2 Die Übertragungsfunktion des Stellglieds

Das Stellglied besteht aus Aktuator mit Aktuatorregelung sowie Totzeiten, die durch die elektrische Kommunikation über den Bremsbus und durch die eigentlichen Rechenzeiten der Prozessoren bedingt sind. Durch Zusammenfassung zu einer einzigen Totzeit T_{tot} ergeben sich folgende Darstellungen (Abb. 3.4.1.2.a):

Totzeitformulierung im Zeitbereich



Totzeitformulierung im Bildbereich

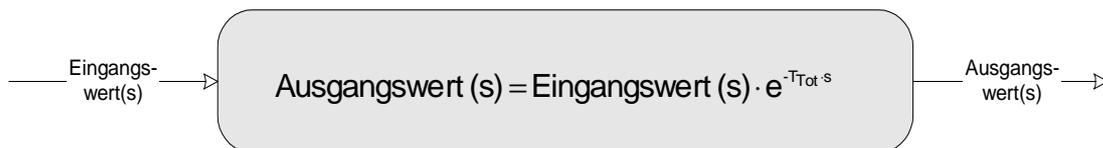


Abb. 3.4.1.2.a Totzeitformulierungen

Eine genaue Aktuatorformulierung sollte die mechanischen und elektrischen Eigenschaften von Stellmotor und Bremssattel sowie den unterlagerten Druckregler in allen Einzelheiten darstellen. Der Aktuator ist kein lineares Glied, da z.B. seine maximalen Motorströme und Zuspännkräfte beschränkt sind. Bei präziser Formulierung wäre das Bremsenmodell für die meisten Analysemethoden nicht zugänglich. Daher wird eine vereinfachende Beschreibung gewählt.

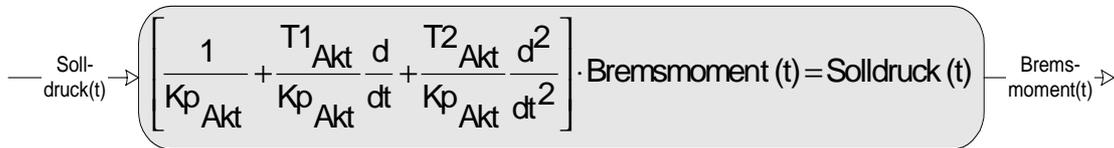
Das Aktuatorverhalten lässt sich durch die Wahl eines Verzögerungsgliedes 2. Ordnung, kurz PT2-Glied genannt, als Ersatzsystem nähern (Abb. 3.4.1.2.b). Die Ordnung muss zwei betragen, da zwei Energiespeicher im System vorhanden sind: die in dem gespannten Bremssattel und in der Bewegung der Antriebsteile gespeicherten Energien.

Das wohl geläufigste Beispiel für ein entsprechendes System 2. Ordnung ist eine Masse, die über ein Feder-Dämpfer-System an einem verschiebbaren Punkt befestigt ist. Dieses System zeigt ein Verhalten analog dem des Aktuators: Sollwertänderungen entsprechen der Verschiebung des Aufhängungspunktes, Istwertänderungen entsprechen Positionsänderungen der Masse.

Die Entsprechungen zum Aktuator im Feder-Masse-Bild sind wie folgt: Kp_{Akt} bedeutete nicht mehr die Umrechnung von Solldruck in Sollmoment sondern die "Umrechnung"

Sollposition in Sollposition, d.h. Kp_{Akt} wäre gleich Eins. $T1_{Akt}$ würde das Verhältnis der Dämpfung zur Federkonstanten angeben, $T2_{Akt}$ das Verhältnis der Masse zur Federkonstanten.

Aktuatorformulierung im Zeitbereich



Aktuatorformulierung im Bildbereich

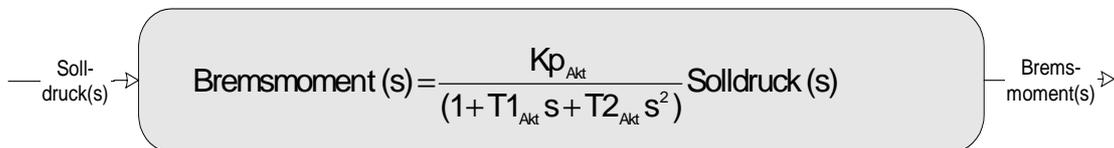


Abb. 3.4.1.2.b Aktuatorformulierungen

Fasst man das Aktuatorverhalten und das Totzeitverhalten zu der Übertragungsfunktion $F_{Stell}(s)$ des Stellgliedes zusammen, so ergibt sich Gl. 3.4.1.2.a:

$$F_{Stell}(s) = \frac{Kp_{Akt}}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot e^{-T_{Tot} \cdot s} \quad \text{Gl. 3.4.1.2.a}$$

Geeignete Zeitkonstanten $T1_{Akt}$ und $T2_{Akt}$ werden durch Anpassen der Modellreaktion mittels "least squares fit" an das gemessene Aktuatorverhalten bestimmt. In der nachfolgenden Darstellung sind eine Drucksollvorgabe mit gemessener Druckantwort zu sehen, sowie zwei Druckantworten, wie sie obiges Modell der Regelstrecke liefern kann, wenn die Totzeit berücksichtigt bzw. vernachlässigt wird. Für den ersten Fall ist die Totzeit T_{Tot} durch bekannte Rechen- und Kommunikationszeiten mit 25 ms vorgegeben. $T1_{Akt}$ wird zu (0.95 / 80 sec.) und $T2_{Akt}$ zu (1 / 80 sec.)² bestimmt.

Bei Formulierung unter Vernachlässigung des Totzeitgliedes, d.h. T_{Tot} wird gleich Null gesetzt, ist zum Ausgleich der Aktuator entsprechend "langsamer" beschrieben: $T1_{Akt}$ ist hier gleich (0.9 / 40 sec) und $T2_{Akt}$ gleich (1 / 40 sec.)². Mit dieser Vereinfachung entfällt die e-Funktion, was analytische Betrachtungen erleichtert. Die Formulierung mit Totzeitglied führt allerdings zu einem offensichtlich wesentlich besser die Realität widerspiegelnden Modell (Abb. 3.4.1.2.c).

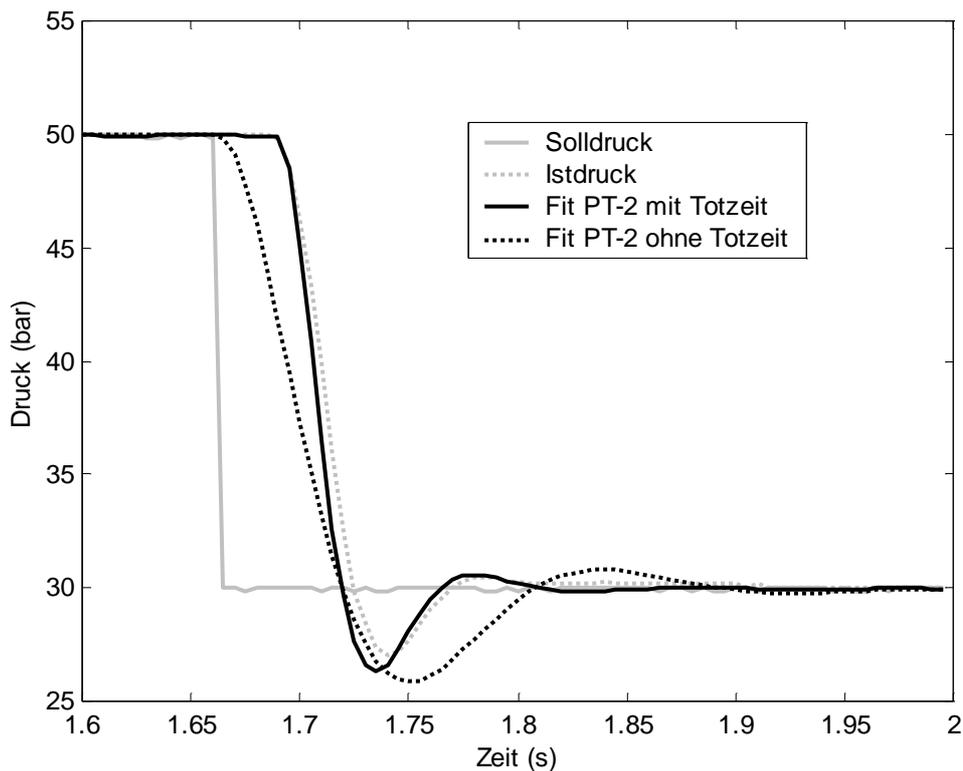


Abb. 3.4.1.2.c Reale und genäherte Sprungantworten des Stellglieds

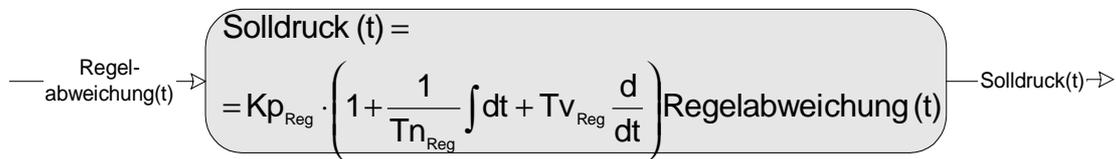
Eine Vergleich der Parameter der beiden Darstellungen im Zeit- und im Bildbereich ergibt, dass bei einem Trägheitsmoment des Aktuators größer Null (was für einen real existierenden Aktuator zwingend der Fall ist) auch $T2_{Akt}$ größer Null sein muss. Die durch das Stellglied verursachten Polstellen haben damit immer negativen Realteil:

$$s(Polstelle)_{1,2} = \frac{-T1_{Akt} \pm \sqrt{T1_{Akt}^2 - 4 \cdot T2_{Akt}}}{2 \cdot T2_{Akt}} \Rightarrow \text{Polstelle negativ Gl. 3.4.1.2.b}$$

3.4.1.3 Die Übertragungsfunktion eines Reglers

Der Regler wird zunächst als PID-Regler angenommen (Abb. 3.4.1.3.a). Später werden auch andere Ansätze untersucht.

Reglerformulierung im Zeitbereich



Reglerformulierung im Bildbereich

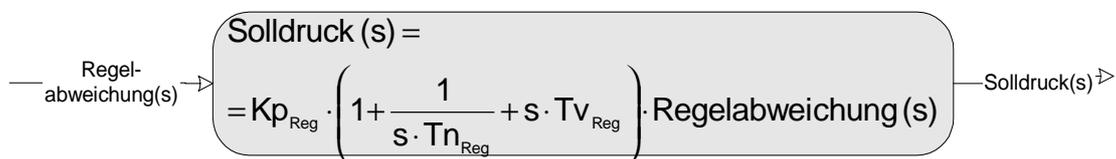


Abb. 3.4.1.3.a Reglerformulierungen

Die Übertragungsfunktion des PID-Reglers $F_{Regpid}(s)$ lautet:

$$F_{Regpid}(s) = Kp_{Reg} \cdot \left(\frac{1}{s \cdot Tn_{Reg}} + 1 + s \cdot Tv_{Reg} \right) \quad \text{Gl. 3.4.1.3.a}$$

Kp_{Reg} , Tn_{Reg} und Tv_{Reg} sind die Parameter zum Einstellen des Proportional-, Integral- und Differenzial-Anteils der Regelung. Die Übertragungsfunktion verursacht einen Pol im Ursprung. Wird der Regler ohne I-Anteil formuliert, wird kein Pol verursacht.

kein I-Anteil bedeutet: kein D-Anteil bedeutet:

$$\frac{1}{s \cdot Tn_{Reg}} := 0 \quad \quad \quad s \cdot Tv_{Reg} := 0 \quad \quad \quad \text{Gl. 3.4.1.3.b}$$

Das Umsetzen der mathematischen Formulierung eines D-Anteils ist in der Praxis nur näherungsweise möglich, weil dazu die Ableitung der Regelabweichung sofort verfügbar sein muss. Messrauschen wirkt sich in der Signableitung jedoch verstärkt aus, so dass eine Filterung notwendig wird. Diese kann durch Ersetzen des D-Anteils $s \cdot Tv_{Reg}$ durch einen DT1-Anteil $s \cdot Tv_{Reg} / (1 + s \cdot T_{Filt})$ berücksichtigt werden (Gl. 3.4.1.3.c), was einer Signalfilterung 1. Ordnung entspricht. Diese Erweiterung wird in numerischen Berechnungen berücksichtigt. Als Filterzeit T_{Filt} werden dabei drei Rechenzyklen, d.h. 15 ms, angenommen, da die Ableitungen der Raddrehzahlwerte frühestens durch Filterung dieser Größenordnung aussagekräftige Werte ergeben. Die damit erhaltene Übertragungsfunktion $F_{Regpid1}(s)$ des Reglers lautet:

$$F_{Reg\ pid1}(s) = Kp_{Reg} \cdot \left(\frac{1}{s \cdot Tn_{Reg}} + 1 + \frac{s \cdot Tv_{Reg}}{1 + s \cdot T_{Filt}} \right) \quad \text{Gl. 3.4.1.3.c}$$

Die durch die Einfügung des Filters hinzukommende Polstelle hat negativen Realteil. Der Regler selbst verursacht folgende Polstellen:

- I-Anteil \Rightarrow Polstelle im Ursprung (d.h. auf imaginärer Achse)
- DT1-Anteil \Rightarrow Polstelle negativ

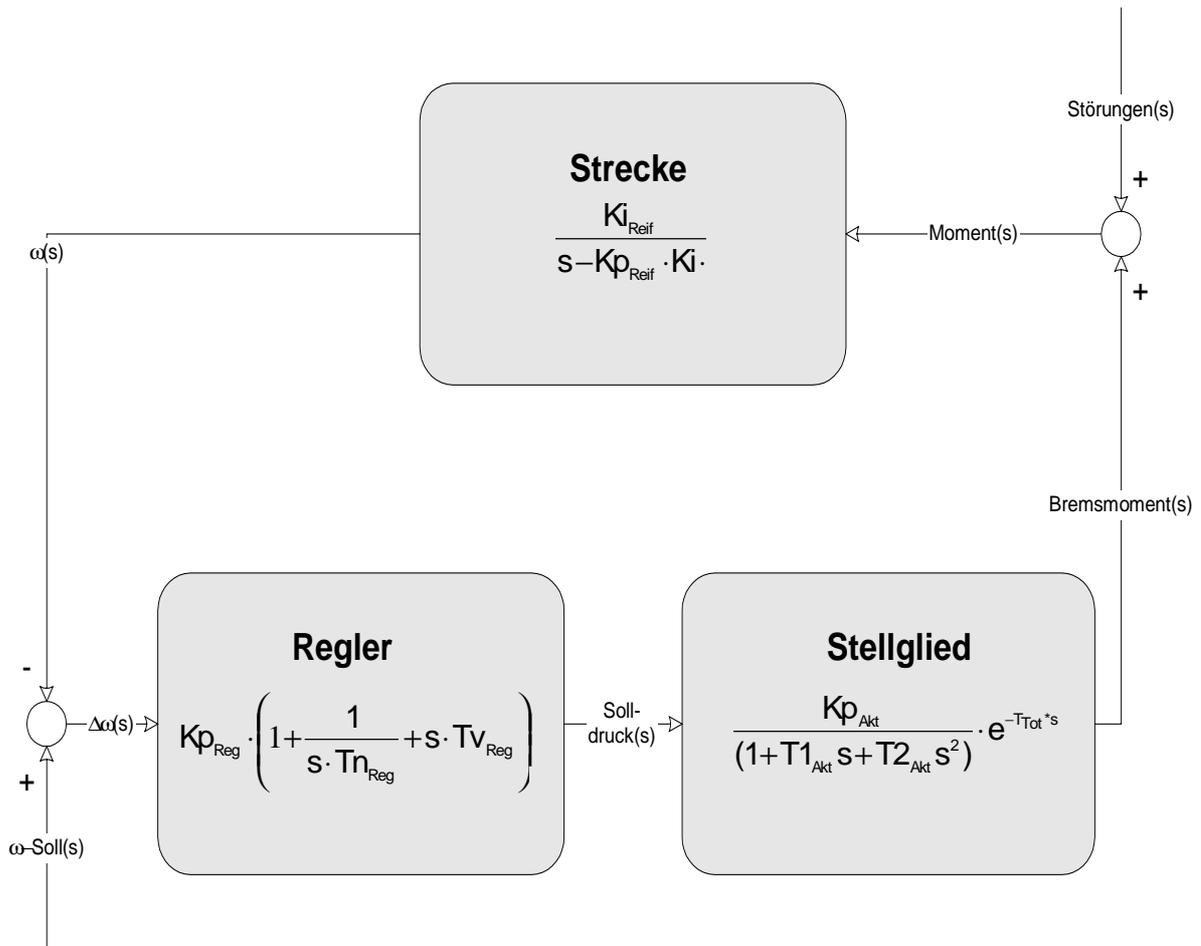


Abb. 3.4.1.3.b Übersicht über das Gesamtsystem mit PID-Regler

Die Gesamtstruktur aus Regelstrecke, Stellglied und Regler ohne Filter wird durch das System in Abb. 3.4.1.3.b abgebildet.

Der gesamte offene Regelkreis, d.h. ohne Beachtung der Rückkopplung des Streckenausganges in den Reglereingang, wird (bei Verwendung eines PID-Reglers ohne Filter) durch die Übertragungsfunktion $F_{o\ pid}(s)$, Gl. 3.4.1.3.d beschrieben:

$$F_{o\ pid}(s) := \frac{Kp_{Akt}}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot \frac{Ki_{Reif}}{s - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif}} \cdot e^{-T_{Tot} \cdot s} \cdot \left[Kp_{Reg} \cdot \left(\frac{1}{s \cdot Tn_{Reg}} + 1 + s \cdot Tv_{Reg} \right) \right] \quad \text{Gl. 3.4.1.3.d}$$

3.4.2 Untersuchung von Proportional-Integral-Differenzial-Reglern

3.4.2.1 Stabilitätsbedingungen

Es gibt mehrere Verfahren, um aus dem Verhalten der Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises auf die Stabilität des geschlossenen Kreises zu schließen. Einen guten Überblick geben [REU89], [FÖL94].

Um Stabilitätsaussagen treffen zu können wird das Nyquistkriterium angewendet, da alle anderen Verfahren auf Systeme ohne Totzeit beschränkt sind [UNB97]. Das Nyquistkriterium betrachtet die Winkeländerung $\Delta\varphi$, mit der die Übertragungsfunktion den ‚Kritischen Punkt‘ (-1, 0·i) umläuft, wenn s den Bereich von 0·i bis $\infty\cdot i$ durchläuft. Die grafische Darstellung nennt man Ortskurven. Das Nyquistkriterium für Stabilität lautet:

$$\Delta\varphi = (2 \cdot n_{pos} + n_{imag}) \cdot \frac{\pi}{2} \quad \text{Gl. 3.4.2.1.a}$$

mit: n_{pos} : Zahl der Polstellen des offenen Kreises mit Realteil > 0
 n_{imag} : Zahl der Polstellen des offenen Kreises auf der imaginären Achse

Die nachfolgenden Kurven (Abb. 3.4.2.1.a,b) zeigen Ortskurven, die für einen reinen Proportionalregler, also ohne I- oder D-Anteil, unter Verwendung des vereinfachten Streckenmodells ohne Totzeit errechnet sind.

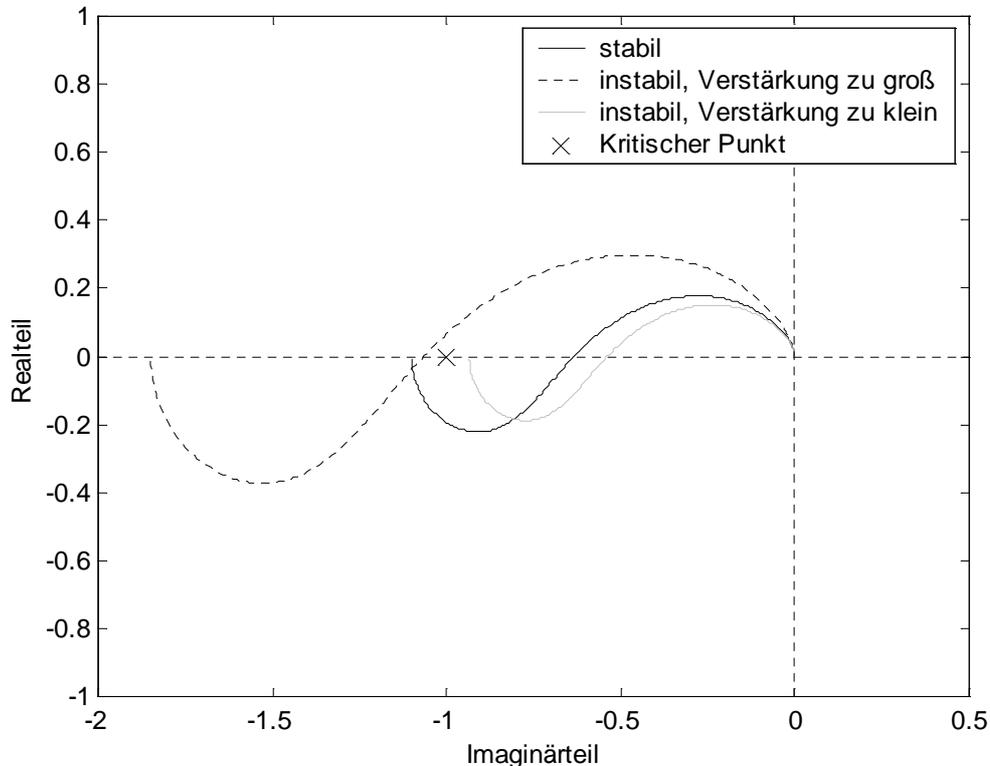


Abb. 3.4.2.1.a Ortskurven bei verschiedenen P-Reglern

Abbildung 3.4.2.1.a zeigt den Verlauf für drei verschiedene Reglerverstärkungen. Der Betriebszustand des Reifen ist im instabilen Bereich der μ -Schlupf-Kurve angenommen, d.h. Kp_{Reif} größer Null. Die erforderliche Winkeländerung $\Delta\varphi$ beträgt damit π , da nur eine positive Polstelle verursacht durch das Radverhalten vorliegt. Alle Kurven in Abb. 3.4.2.1.a beginnen auf der negativen reellen Achse und enden im Ursprung. Die gestrichelte Kurve bei zu großer Reglerverstärkung zeigt eine Winkeländerung von $-\pi$, d.h. ein Betrachter, der vom Kritischen Punkt aus den Verlauf der Kurve beobachtet muss sich dabei um eine halbe Umdrehung im Uhrzeigersinn drehen. Die graue Kurve bei zu kleiner Verstärkung zeigt eine Winkeländerung von Null. Nur für die schwarze, durchgezogene Kurve ist die Verstärkung geeignet gewählt, die Winkeländerung beträgt π .

In Abbildung 3.4.2.1.b sind drei Ortskurven bei stabil eingestellten P-Reglern dargestellt, und zwar für verschiedene Werte von Kp_{Reif} : einmal negativ, einmal Null, einmal positiv. Alle Kurven enden im Ursprung. Im Falle des negativen Reifenpols, d.h. Kp_{Reif} negativ, hat die Übertragungsfunktion keine Polstellen, es ergibt sich eine erforderliche Winkeländerung von Null, was von der grauen Kurve erfüllt wird. Für Kp_{Reif} gleich Null verursacht das Radverhalten einen Pol im Ursprung, die erforderliche Winkeländerung beträgt $\pi/2$; dies wird von der gestrichelten Kurve erfüllt. Für positives Kp_{Reif} ergibt sich ein positiver Pol, die erforderliche Winkeländerung beträgt π , das Nyquistkriterium wird von der schwarzen durchgezogenen Kurve erfüllt.

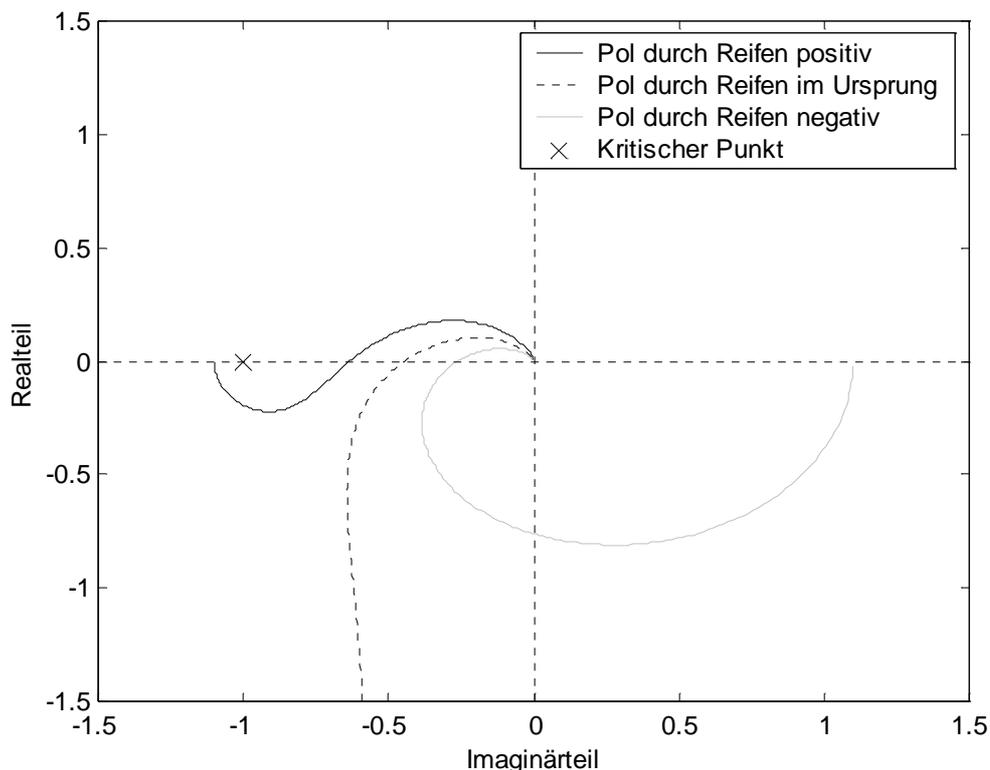


Abb. 3.4.2.1.b Ortskurven bei unterschiedlichem Reifenverhalten bei stabil eingestellten P-Reglern

Für den Fall, dass der Reifen keine Haftwertüberhöhung zeigt, d.h. $Kp_{Reif} \leq 0$, ergibt sich aus dem Verlauf der Ortskurve (Abb. 3.4.2.1.b) kaum ein Stabilitätsproblem. Es müsste für Kp_{Reg} , das multiplikativ in die Kurven eingeht, der Betrag extrem groß und/oder mit falschem (positiven) Vorzeichen gewählt werden, um das Nyquistkriterium nicht zu erfüllen. Dieser Fall wird daher nicht näher untersucht.

Anders bei positivem Kp_{Reif} (Abb. 3.4.2.1.a,b). Hier muss das Rad aktiv stabilisiert werden. Es wird sich zeigen, dass der Verstärkungsfaktor des Reglers richtig gewählt werden muss, um über die Erfüllung des Nyquistkriteriums hinaus, das nur eine Mindestanforderung zur prinzipiellen Funktionsfähigkeit darstellt, ein befriedigendes Regelverhalten zu erzielen.

Allgemein muss für alle realistischen Übertragungsfunktionen die Ortskurve im Ursprung enden, da unendlich hohe Frequenzen nicht übertragen werden können. Die Lage des Endpunktes der Ortskurve liegt damit fest immer genau rechts des Kritischen Punkts. An Hand des Nyquistkriteriums kann daher ohne weitere Berechnungen nur aus der Anzahl der Polstellen n_{pos} und n_{imag} angegeben werden, in welcher Richtung vom Kritischen Punkt aus der Startwert der Ortskurve, d.h. für s gleich Null, liegen muss, um Stabilität nicht von vorne herein auszuschließen. Die nachfolgende Tabelle (Tab. 3.4.2.1.a) gibt eine Übersicht hierüber.

Die Kenntnis der Richtung, in der der Startwert der Ortskurve liegen muss, kann dazu verwendet werden, den zu untersuchenden Wertebereich einzuschränken (Spalte "Limes-Bedingung erfüllt, wenn:"), was vor allem bei numerischen Untersuchungen hilfreich ist.

Regler	Pole durch Regler	Pole durch Reifen	$\Delta\varphi$ Nyquist	Limes $F(0(s))$ $s \rightarrow 0i$	Limes –Bedingung erfüllt wenn:
PIDT1	Ursprung + negativ	Positiv	$3/2 \pi$	senkrecht über $(-1,0i)$	Kp_{Reg}/Tn_{Reg} < 0
		Ursprung	π	In negativ reeller Richtung von $(-1,0i)$	
		negativ	$1/2 \pi$	senkrecht unter $(-1,0i)$	
PI,PID	Ursprung	positiv	$3/2 \pi$	senkrecht über $(-1,0i)$	
		Ursprung	π	In negativ reeller Richtung von $(-1,0i)$	
		negativ	$1/2 \pi$	senkrecht unter $(-1,0i)$	
PDT1	negativ	Positiv	π	In negativ reeller Richtung von $(-1,0i)$	$Kp_{Reg} <$ Kp_{Reif}/Kp_{Akt}
		Ursprung	$1/2 \pi$	senkrecht unter $(-1,0i)$	
		negativ	0	In positiv reeller Richtung von $(-1,0i)$	
P,PD	keiner	positiv	π	In negativ reeller Richtung von $(-1,0i)$	
		Ursprung	$1/2 \pi$	senkrecht unter $(-1,0i)$	
		negativ	0	In positiv reeller Richtung von $(-1,0i)$	

Tab. 3.4.2.1.a Übersichtstabelle über Regler, Polstellen, Nyquistbedingung und Startpunkt der Ortskurve

3.4.2.2 P-Regelung

Für eine erste analytische Untersuchung der Strecke wird mit der Formulierung ohne Totzeit und einem reinen Proportionalregler begonnen. Die Ergebnisse werden dazu verwendet, einen numerischen Algorithmus zu überprüfen. Zudem werden die Schritte im einzelnen dargelegt, da sich der Algorithmus, der später für die komplizierteren Fälle mit Totzeit, Filterung, P- und D-Anteil eingesetzt wird, an diese Vorgehensweise anlehnt. Die analytisch untersuchte Übertragungsfunktion $F_{0p}(s, T_{Tot}=0)$ lautet:

$$\begin{aligned}
 F_{0p}(s, T_{Tot}=0) &:= \\
 &= \frac{Kp_{Akt}}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot \frac{Ki_{Reif}}{s - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif}} \cdot Kp_{Reg} = && \text{Gl.3.4.2.2.a} \\
 &= \frac{Kp_{Akt} \cdot Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reg}}{-Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} + (1 - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T1_{Akt}) \cdot s + (T1_{Akt} - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T2_{Akt}) \cdot s^2 + T2_{Akt} \cdot s^3}
 \end{aligned}$$

Um zu bestimmen, unter welcher Winkeländerung $\Delta\varphi$ die Ortskurve den Kritischen Punkt umläuft, werden die Schnittpunkte (oder Berührungspunkte) der Ortskurve mit der reellen Achse gesucht, d.h. die Stellen an denen der Imaginärteil der Ortskurve verschwindet.

Dazu wird der Bruch mit dem Konjugiert-Komplexen des Nenners erweitert und anschließend der Imaginärteil des so entstandenen Zählers auf Nullstellen untersucht (Gl. 3.4.2.2b). Der Nenner verursacht an den Nullstellen des Zählers keinen Pol: s besteht nur aus einem positiven Imaginärteil, $s = i\omega$, $\omega \in \mathbb{R}_0^+$, an den Polstellen der Übertragungsfunktion hat s jedoch mit einer Ausnahme einen Realteil ungleich Null: Nur für $Kp_{Reif} = 0$ liegt eine Polstelle bei $0 + 0 \cdot i$. Da die nachfolgend gefundene Lösung für $Kp_{Reif} = 0$ nicht zu $s_{\text{Schnittpunkt}} = 0 + 0 \cdot i$ führt, ist auch in diesem Fall eine Polstelle ausgeschlossen.

$$\begin{aligned}
 0 &= Kp_{Akt} \cdot Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reg} \cdot \left[-(1 - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T1_{Akt}) \cdot s - T2_{Akt} \cdot s^3 \right] && \text{Gl. 3.4.2.2.b} \\
 &\text{mit } s, Kp_{Akt}, Ki_{Reif}, Kp_{Reg} \neq 0
 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow s_{\text{Schnittpunkt}} = \sqrt{\frac{Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T1_{Akt} - 1}{T2_{Akt}}} \quad \text{Gl. 3.4.2.2.c}$$

Für $Kp_{Reif} \geq 1 / (Ki_{Reif} \cdot T1_{Akt})$ gibt es keinen Schnittpunkt mit der reellen Achse, da sich für $s_{\text{Schnittpunkt}}$ aus Gleichung 3.4.2.2.c dann eine reelle Zahl ergibt, andererseits alle durchlaufenen s -Werte rein imaginär sind oder Null, was allerdings der Startpunkt der Ortskurve ist und keine Schnittstelle. Ohne Nulldurchgänge kann der Imaginärteil der Ortskurve sein Vorzeichen über den gesamten Frequenzbereich hin nicht wechseln. Es genügt also zur Vorzeichenbetrachtung z.B. den Fall $s \rightarrow \infty$ zu untersuchen. Da nur das Vorzeichen des Imaginärteils interessiert, genügt es, nur den Zähler des erweiterten Bruches (wie bei Gl. 3.4.2.2.b gebildet) zu untersuchen, da dessen Nenner positiv ist. Das Vorzeichen des Limes verhält sich wie das Vorzeichen des folgenden Terms:

$$\underbrace{\underbrace{-Kp_{Akt}}_{>0} \cdot \underbrace{Ki_{Reif}}_{>0} \cdot \underbrace{Kp_{Reg}}_{<0} \cdot \underbrace{T2_{Akt}}_{>0} \cdot \underbrace{s^3}_{<0 \cdot i}}_{>0 \cdot i} \quad \text{Gl. 3.4.2.2.d}$$

wobei:

$$Kp_{Reg} < 0 \quad \text{da:} \quad Kp_{Reg} \stackrel{\text{Limesbedingung}}{<} \frac{Kp_{Reif}}{Kp_{Akt}} \quad \text{und}$$

$$\frac{Kp_{Reif}}{Kp_{Akt}} < 0 \quad \text{da:} \quad Kp_{Akt} < 0 \quad \text{und} \quad Kp_{Reif} > 1 / (Ki_{Reif} \cdot T1_{Akt}) > 0$$

Der Imaginärteil der Ortskurve ist für $Kp_{Reif} > 1 / (Ki_{Reif} \cdot T1_{Akt})$ immer positiv, so dass das Nyquistkriterium dann grundsätzlich nicht erfüllt werden kann. Dadurch wird bei gegebenem $T1_{Akt}$ und Ki_{Reif} ein Höchstwert für Kp_{Reif} definiert, oberhalb der ein P-Regler nicht stabil arbeiten kann.

Um zu zeigen, ob bzw. unter welchen weiteren Bedingungen für $0 < Kp_{Reif} \leq 1 / (Ki_{Reif} \cdot T1_{Akt})$ eine stabile Lösung existiert, wird eine Limesbildung durchgeführt für $s \rightarrow 0i$. Das Vorzeichen des Imaginärteils ist dann negativ, da es sich verhält wie das Vorzeichen des folgenden Terms:

$$\underbrace{\underbrace{-Kp_{Aktuator}}_{>0} \cdot \underbrace{Ki_{Reifen}}_{>0} \cdot \underbrace{Kp_{Regler}}_{<0} \cdot \underbrace{T2_{Aktuator}}_{>0} \cdot \underbrace{(1 - Ki_{Reifen} \cdot Kp_{Reifen} \cdot T1_{Aktuator})}_{>0 \cdot i}}_{<0 \cdot i} \quad \text{Gl. 3.4.2.2.e}$$

Das bedeutet, dass die Ortskurve mit negativem Imaginärteil startet. Aus der vorhergehenden Limesbildung ($s \rightarrow \infty$) ist bekannt, dass die Ortskurve mit positivem Imaginärteil endet. Der zweite vorausberechnete gemeinsame Punkt mit der reellen Achse (neben dem Startpunkt) muss ein Schnitt- und kein Berührungspunkt sein. Wenn der Schnittpunkt mit der reellen Achse durch geeignete Reglereinstellung rechts des Kritischen Punktes gelegt werden kann, ist eine stabile Lösung des Regelkreises gefunden. Dazu wird der Wert der Übertragungsfunktion an der Schnittstelle mit der reellen Achse untersucht, und zwar dessen Grenzwert für die Reglereinstellung $Kp_{Reg} \rightarrow Kp_{Reif} / Kp_{Akt}$ (Gl. 3.4.2.2.f).

Diese Reglereinstellung muss zu einer stabilen Reglereinstellung führen, falls eine stabile Lösung existiert. Der Betrag der Reglerverstärkung ist dann kleinstmöglich gewählt, um einen geeigneten Startpunkt der Übertragungsfunktion zu gewährleisten. Wenn diese Reglereinstellung zu einem Wert der Übertragungsfunktion am Schnittpunkt kleiner als Minus Eins führt, also nicht rechts des Kritischen Punktes, dann gilt dies auch für alle betragsmäßig größeren Reglerverstärkungen, da diese multiplikativ in die Übertragungsfunktion eingehen.

$$\begin{aligned}
& \lim_{Kp_{Reg} \rightarrow (Kp_{Reif}/Kp_{Akt})} \left[F_{Op} \left(\sqrt{\frac{Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T1_{Akt} - 1}{T2_{Akt}}}, T_{Tot} = 0 \right) \right] = \\
& = \frac{Kp_{Akt} \cdot Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reg}}{-Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} + (T1_{Akt} - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T2_{Akt}) \cdot s^2} \\
& = \frac{Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif}}{-Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} + \left(\frac{T1_{Akt}}{T2_{Akt}} - Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \right) \cdot (Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T1_{Akt} - 1)} \\
& = \frac{1}{\frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}} - T1_{Akt} \cdot (Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} + \frac{1}{T2_{Akt} \cdot Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif}})}
\end{aligned}$$

Gl. 3.4.2.2.f

Im nächsten Schritt wird mittels der Relation $0 < T1_{Akt}$ und der Bedingung für einen Schnittpunkt mit der reellen Achse, $T1_{Akt} < 1 / (Kp_{Reif} \cdot Ki_{Reif})$, ein Faktor n , $n > 0$, definiert, so dass folgende Gleichung gilt:

$$Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} = \frac{1}{(1+n) \cdot T1_{Akt}}; \quad n \in R^+ \quad \text{Gl. 3.4.2.2.g}$$

Eingesetzt in Gleichung 3.4.2.2.f ergibt sich (Gl. 3.4.2.2.h) :

$$\begin{aligned}
& \lim_{Kp_{Reg} \rightarrow (Kp_{Reif}/Kp_{Akt})} \left[F_{Op} \left(\sqrt{\frac{Ki_{Reif} \cdot Kp_{Reif} \cdot T1_{Akt} - 1}{T2_{Akt}}}, T_{Tot} = 0 \right) \right] = \\
& = \frac{1}{\frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}} - \frac{1}{(1+n)} - (1+n) \cdot \frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}}} = \\
& = \frac{1}{-n \cdot \frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}} - \frac{1}{1+n}} \stackrel{\text{Stabilitätsbedingung}}{>} -1
\end{aligned}$$

Gl. 3.4.2.2.h

Aus der Stabilitätsbedingung kann ein erforderlicher Zusammenhang zwischen n , $T1_{Akt}$ und $T2_{Akt}$ hergeleitet werden, der jedoch bei realistischer Systembeschreibungen durch diese Variablen ohnehin immer erfüllt wird:

$$\frac{1}{-n \cdot \frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}} - \frac{1}{1+n}} \stackrel{\text{Stabilität sbedingung}}{>} -1 \quad \wedge \quad -n \cdot \underbrace{\frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}}}_{<0} - \underbrace{\frac{1}{1+n}}_{<0} < 0$$

$$\Rightarrow n \cdot \frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}} + \frac{1}{1+n} \stackrel{\text{Stabilität sbedingung}}{>} 1 \quad \text{Gl. 3.4.2.2.i}$$

$$\underbrace{\frac{T1_{Akt}^2}{T2_{Akt}}}_{>0} > \underbrace{-\frac{1}{n+n^2}}_{<0}$$

Aus der Forderung, dass der Schnittpunkt der Ortskurve mit der reellen Achse bei geeigneter Reglereinstellung rechts des Kritischen Punktes liegen muss, ist keine weitere Anforderung an das Gesamtsystem ableitbar.

Es stellt sich die Frage nach dem optimalen Wert für Kp_{Reg} eines reinen P-Reglers. Als Beurteilungsmaßstab wird die so genannte ‚Phasenreserve‘ gewählt. Sie bezeichnet den Winkel, der durch folgende drei Punkte eingeschlossen wird: Der Schnittpunkt der Ortskurve mit dem Einheitskreis um den Ursprung, der Ursprung (0,0) sowie der Kritische Punkt (-1,0). Dabei gilt allgemein: Je größer dieser Winkel, desto geringer ist die Neigung zu Regelschwingungen. Als Minimum der Phasenreserve sollten ca. 30° (bzw. im Bogenmaß knapp 0.5 rad) nicht unterschritten werden. Für zuverlässiges, robustes Verhalten wird oft sogar eine doppelt so große Phasenreserve empfohlen [REU89].

Es gibt andere Kriterien zur Reglereinstellung, wie z.B. die Zeitdauer bis zum erstmaligen Erreichen des Sollwertes, Zeitintegrale über das Quadrat der Regelabweichung, Überschwingen usw.. Allerdings spielt in dem hier behandelten Anwendungsfall die Regelgenauigkeit eine untergeordnete Rolle, andererseits wird es sich zeigen, dass die Gewährleistung alleine der Stabilität sehr problematisch ist. Daher wird zunächst nur die Phasenreserve betrachtet.

Beim Bestimmen der optimalen Reglereinstellung wird ausgenutzt, dass die Verstärkung Kp_{Reg} multiplikativ in die Übertragungsfunktion eingeht, deren sonstigen Verlauf jedoch nicht beeinflusst. Es genügt also, je nach Kp_{Reif} die Stelle der Ortskurve der Übertragungsfunktion $Fop(s, T_{Tot}=0)$ zu suchen, an der diese einen möglichst großen Winkel mit der reellen Achse einschließt. Anschließend kann die Funktion mittels der Verstärkung Kp_{Reg} so normiert werden, dass ihr Betrag an dieser Stelle gerade Eins beträgt. Voraussetzung ist dabei, dass nach der Umnormierung der Kurve der Startwert links und der Schnittpunkt mit der reellen Achse rechts des Kritischen Punktes verbleibt. Alle für den P-Regler gefundenen Lösungen genügen ohnehin dieser Bedingung, die daher nur zur Überprüfung der Lösungen und nicht zu deren Suche benötigt wird.

Der Winkel, der von der negativ-reellen Halbachse und der Achse Ursprung- $Fop(s)$ eingeschlossen wird, ist im Bereich der negativ-komplexen Halbebene genau dann maximal, wenn das Verhältnis zwischen Realteil und Imaginärteil minimal wird. Aus Gleichung 3.4.2.2.a ergibt sich damit:

$$\min \left\{ \frac{-K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} + (T1_{Akt} - K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T2_{Akt}) \cdot s^2}{[-(1 - K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T1_{Akt}) \cdot s - T2_{Akt} \cdot s^3]i} \right\} \quad \text{Gl. 3.4.2.2.j}$$

Notwendig für ein Minimum ist, dass die Ableitung des obigen Terms verschwindet. Für s_{opt} , d.h. für s an der Stelle der größten Phasenreserve, ergibt sich so (Gl. 3.4.2.2.k):

$$s_{opt\ 1,2,3,4} = \pm \sqrt{\frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot ac}}{2 \cdot a}} \cdot i \quad \text{Gl. 3.4.2.2.k}$$

mit:

$$\begin{aligned} a &= -T2_{Akt} \cdot T1_{Akt} + K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T2_{Akt}^2 \\ b &= (-3 \cdot K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T2_{Akt}) - \\ &\quad - (K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T1_{Akt} - 1) \cdot (K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T2_{Akt} - T1_{Akt}) \\ c &= K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot (1 - K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}} \cdot T1_{Akt}) \end{aligned}$$

Da s_{opt} nur aus einem positiven Imaginärteil besteht, kann das erste Vorzeichen der gesuchten Lösung nur positiv sein:

$$s_{opt\ 1,2} = \sqrt{\frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot ac}}{2 \cdot a}} \cdot i \quad \text{Gl. 3.4.2.2.l}$$

Von den verbleibenden beiden Lösungsmöglichkeiten wird die kleinere imaginäre Zahl gewählt, die größere imaginäre Zahl beschreibt den extremalen Winkel, den die Ortskurve oberhalb der reellen Achse erreicht. Das Ergebnis ist in Abbildung 3.4.2.2.a und b durch die durchgezogenen Kurven (ohne Berücksichtigung eines Totzeitglieds) wiedergegeben. Das Resultat wurde zur Überprüfung eines numerischen Suchverfahrens eingesetzt, mit dem auch die Berücksichtigung des Totzeitverhaltens möglich ist (Abb. 3.4.2.2.a,b). Dieses zweite Verfahren sowie die Gründe für dessen Anwendung werden im Folgenden vorgestellt.

Die Berechnungen erfolgen numerisch, es werden für $K_{p_{Reif}} \in]0, (1 / K_{i_{Reif}} \cdot T1_{Akt}) [$ zunächst die Verläufe der Ortskurven berechnet. $K_{p_{Reg}}$ wird dabei als minus Eins angenommen. Anschließend wird jeweils die Stelle gesucht, bei der der Phasenwinkel maximal ist. Es wird nur in dem Frequenzbereich zwischen der Frequenz, bei der die Ortskurve den ersten Punkt auf der reellen Achse hat (beim P-Regler ab $s = 0$) und dem darauffolgenden Schnittpunkt der Ortskurve mit der reellen Achse gesucht. Anschließend wird die Reglerverstärkung $K_{p_{Reg}}$ so gewählt, dass der Betrag der Übertragungsfunktion bei maximalem Phasenwinkel gleich Eins ist. Die Phasenreserve ist dann gleich dem max. Phasenwinkel, der Regler ist bezüglich der Phasenreserve optimal eingestellt.

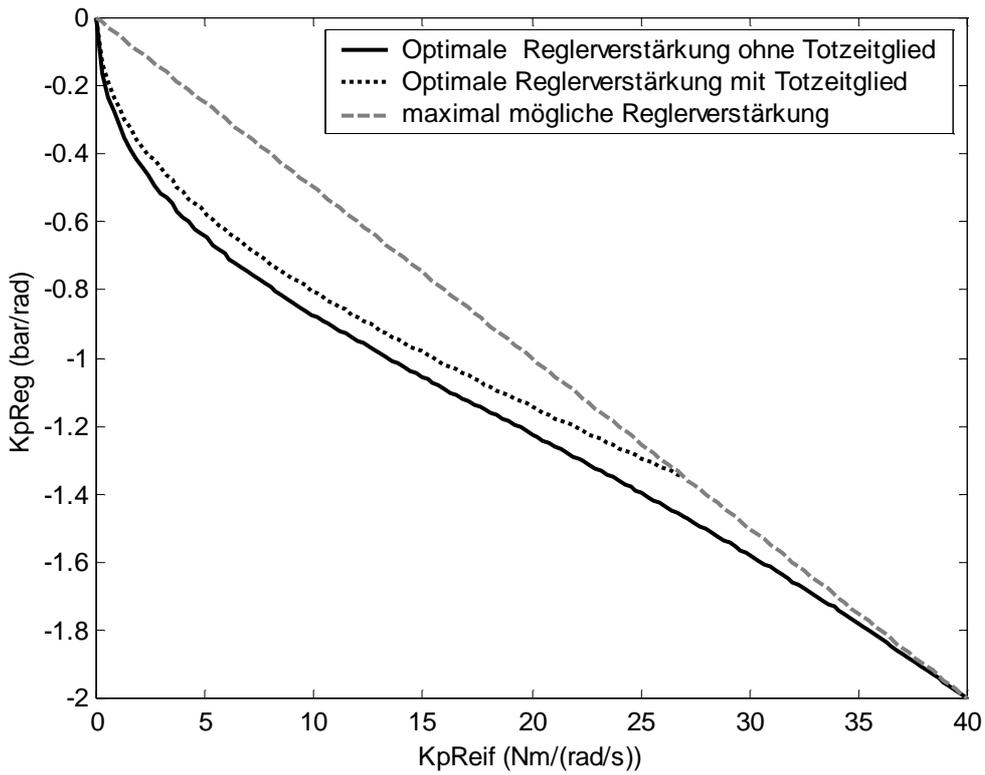


Abb. 3.4.2.2.a optimale P-Regelverstärkungen bei unterschiedlichen Streckenformulierungen (mit und ohne Totzeitverhalten)

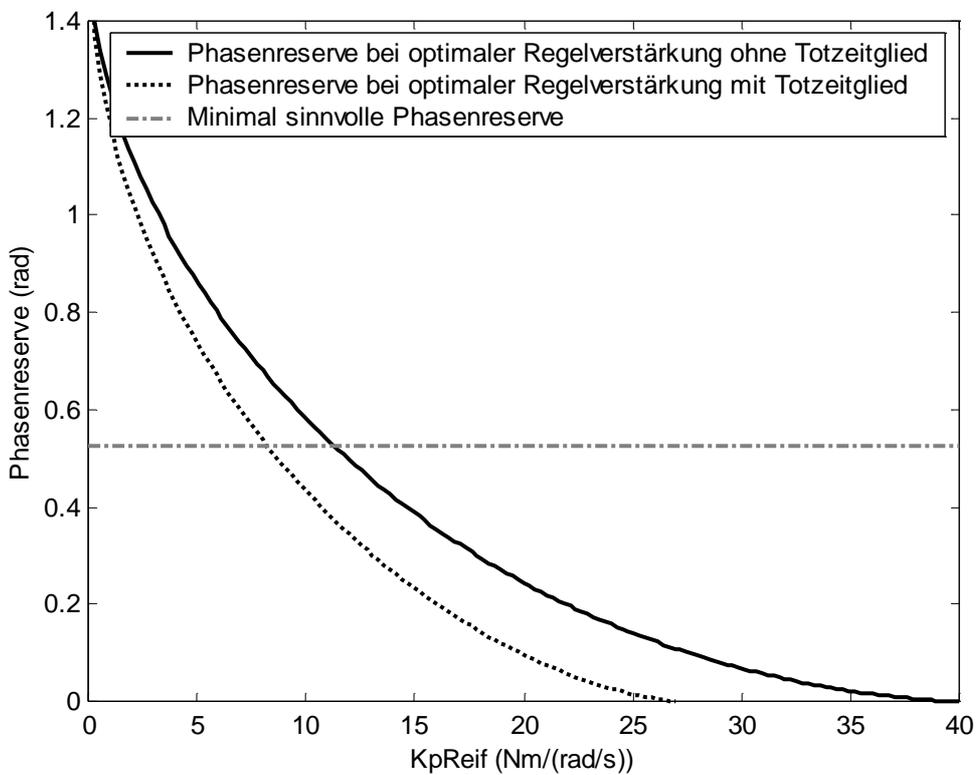


Abb. 3.4.2.2.b Phasenreserve bei P-Regelung und Streckenformulierung mit und ohne Totzeitverhalten

Da die Berücksichtigung der Totzeit für die Phasenreserve die ungünstigeren Ergebnisse liefert, wird mit Berücksichtigung der Totzeit weiter gerechnet, um ungerechtfertigt günstige Voraussagen zu verhindern. Dabei zeigt sich, dass ab einer Reibwertüberhöhung von ca. 8 Nm/(rad/s) mittels P-Regelung die für eine stabile Regelung empfohlene Mindestphasenreserve nicht mehr gewährleistet werden kann. Zur Beurteilung des Ergebnisses muss noch der $K_{p_{Reif}}$ -Wert bestimmt werden, bis zu dem das System arbeitsfähig sein soll.

Die höchste Anforderung wird durch den maximalen $K_{p_{Reif}}$ -Wert gegeben, bei dem die Korrektur instabiler Fahrzustände eine Schlupfregelung jenseits des Haftmaximums erforderlich machen kann. Dahingehend schwierigster Fall ist Asphalt bei 50 km/h und einer 25%-igen Reibwertüberhöhung, dies führt bei dem Testfahrzeug zu einem $K_{p_{Reif}}$ -Wert von knapp 10 Nm/(rad/s) als Mindestanforderung an den Regler. Bei noch niedrigeren Geschwindigkeiten steigt der $K_{p_{Reif}}$ -Wert zwar prinzipiell, d.h. bei gleichbleibendem Fahrbahnbelag, weiter an. Allerdings sind kritische Fahrzustände dann nur auf niedrigeren Reibwerten zu erwarten. Damit ist wiederum die absolute Reibwertüberhöhung entsprechend kleiner, wodurch sich der $K_{p_{Reif}}$ -Wert verringert. Letzterer Effekt überwiegt.

Daneben führt ein blockierendes Rad mit abnehmender Geschwindigkeit und sinkendem Reibwert zu verschwindenden Reifenschäden, so dass dann unabhängig von den soeben angestellten Überlegungen auf eine Blockierverhinderung verzichtet werden kann.

Der P-Regler ist hinsichtlich der Stabilität gerade noch akzeptabel. Eine Vergrößerung der Phasenreserve und damit der Stabilität ist durch Hinzunahme eines D-Anteils zur Regelung zu erwarten, da der D-Anteil theoretisch um $\pi/2$ Phasen früher auf Störungen reagiert als der P-Anteil.

3.4.2.3 PID-Regelung

Wie bereits bei der Beschreibung des Reglers als Übertragungsfunktion (Kap. 3.4.1.) erläutert ist das Umsetzen eines D-Anteils in die Praxis nicht direkt möglich. Deshalb wird der D-Anteil $s \cdot T_{V_{Reg}}$ durch den DT1-Anteil $s \cdot T_{V_{Reg}} / (1 + s \cdot T_{Filt})$ ersetzt, was der Signalfilterung 1. Ordnung entspricht. Die Filterzeit T_{Filt} beträgt 15 ms. Die durch diese Änderung hinzukommende Polstelle hat negativen Realteil und ändert daher an den Stabilitätsbedingungen nichts.

Zusätzlich wird ein I-Anteil mit betrachtet. Der I-Anteil reagiert gegenüber dem P-Anteil um $\pi/2$ phasenverzögert auf Störungen und wirkt hinsichtlich der Phasenreseve nachteilig. Seine Aufgabe besteht in der Kompensation einer ansonsten bleibenden Regelabweichung, die im vorliegenden Fall hauptsächlich vom Konstantanteil des vom Reifen übertragenen Drehmomentes verursacht würde.

Die zur Berechnung verwendete Übertragungsfunktion $F_{0pidt1}(s)$ lautet:

$$F_{0pidt1}(s) := \frac{K_{p_{Akt}}}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot \frac{K_{i_{Reif}}}{s - K_{i_{Reif}} \cdot K_{p_{Reif}}} \cdot e^{-T_{Tot} \cdot s} \cdot \left[K_{p_{Reg}} \cdot \left(\frac{1}{s \cdot T_{n_{Reg}}} + 1 + \frac{s \cdot T_{V_{Reg}}}{1 + s \cdot T_{Filt}} \right) \right] \quad \text{Gl. 3.4.2.3.a}$$

Es wird wieder der "kritische" Fall positiver Werte von $K_{p_{Reif}}$ untersucht. Für verschiedene Kombinationen aus $T_{V_{Reg}}$, $1/T_{n_{Reg}}$ und der Reibwertüberhöhung $K_{p_{Reif}}$

wird ähnlich der numerischen Vorgehensweise beim reinen P-Regler nach der größten möglichen Phasenreserve gesucht. Eine analytische Untersuchung von $F_{\text{OpidT}}(s)$ (Gl. 3.4.2.3.a) wird vor allem durch die Exponentialfunktion und die hohe Ordnung in s behindert. Zudem ist es schwierig, alle Anforderungen lückenlos in analytischen Gleichungen auszudrücken, insbesondere wenn das Zwischenergebnis, d.h. die erzielbaren Ortskurven und die mit ihnen eventuell einher gehenden Probleme, nicht bildlich vorliegen. Bei numerischen Suchmethoden sind die bildliche Darstellung der Ortskurven und das Einbringen von Zusatzbedingungen meist relativ einfach möglich.

Beispiele für Schwierigkeiten gibt Abbildung 3.4.2.3.a. Es sind Ortskurven für fest gewählten positiven $K_{p_{\text{Reif}}}$ -Wert, I- und P-Anteil abgebildet. Die Kurven unterscheiden sich nur durch den D-Anteil, der von Kurve 1 bis 10 anwächst. $K_{p_{\text{Reg}}}$ ist noch nicht optimal gewählt, durch seine Optimierung würde sich die Gestalt der Kurven nicht ändern, nur deren Amplitude. Daher ist der Kritischen Punkt nicht eingezeichnet, eine qualitative Untersuchung der Kurvenverläufe ist jedoch uneingeschränkt möglich.

In Kurve 1 (Abb. 3.4.2.3.a) ist der D-Anteil noch zu gering, die Kurve verläuft in der negativ-komplexen Halbebene niemals von links nach rechts, eine positive Phasenreserve ist auch durch Anpassung der Gesamt-Reglerverstärkung nicht erreichbar. Kurve 2 und 3 lassen erwarten, dass die für sie berechneten Phasenreserven auch in der Praxis realisiert werden können (ungeachtet der Frage, ob diese Phasenreserven den Anforderungen genügen). Anders bei Kurve 4. Hier ist der Amplitudenbereich, in dem die maximale Phasenreserve annähernd erhalten bleibt, sehr viel enger, die Kurve hat die Gestalt einer engen Tasche. Schon geringste Veränderungen des Gesamtsystems, wie z.B. durch Erwärmung veränderliche Reibwerte der Bremsbeläge, können es unmöglich machen, die theoretisch mögliche Phasenreserve durch eine genau passende Reglereinstellung auch tatsächlich zu erzielen.

In Kurve 5 und 6 bildet sich eine "Schlaufe" aus. Die Stelle, an der der Winkel zwischen negativer reeller Achse und Funktionswert in der Schlaufe maximal ist, bildet auch theoretisch schon nicht mehr die Phasenreserve, da diese von den anderen Funktionswerte mit gleicher Amplitude, aber geringerem Winkel zwischen negativer reeller Achse und Funktionswert gegeben ist. Die Schlaufe wird gewissermaßen "abgedeckt".

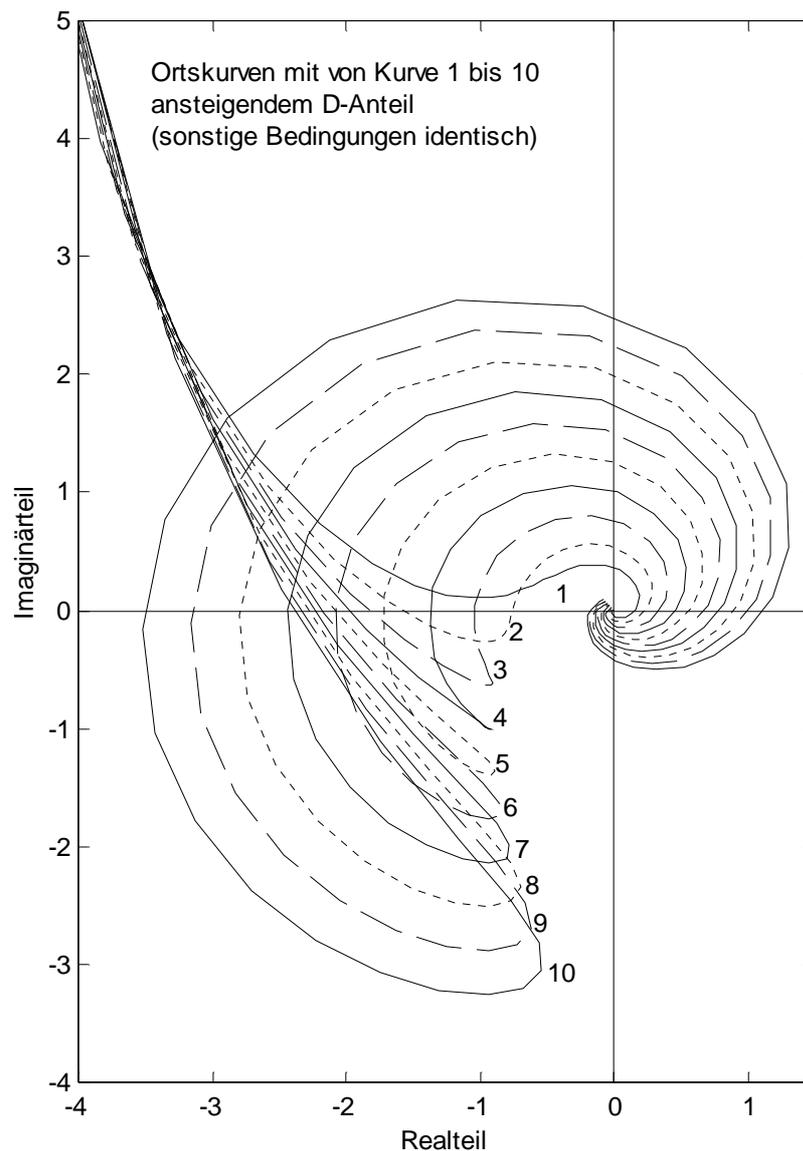


Abb. 3.4.2.3.a Ortskurven bei variierendem D-Anteil (P- und I-Anteil sowie positiver $K_{p_{\text{Reif}}}$ -Wert fest gewählt)

Alle weiteren Kurven (7 bis 10) haben ihren ersten Schnittpunkt mit der negativen reellen Achse rechts von ihrem zweiten Schnittpunkt; d.h. die Kurven verlaufen in der falschen Richtung. Ein Algorithmus, der nur nach einem Maximalwinkel sucht, ohne die genannten Probleme zu berücksichtigen, würde zu falschen Ergebnissen führen.

Es ist zumindest eine zusätzliche Suchbedingung über das Winkelmaximum hinaus notwendig, sie lautet wie folgt: Der erste gemeinsame Punkt der Übertragungsfunktion mit der reellen Achse muss mindestens 1,5-mal soweit links auf dieser liegen wie der zweite gemeinsame Punkt. Ansonsten setzt der Algorithmus die Phasenreserve gleich Null, um die Kurven damit als ungeeignet zu kennzeichnen.

Explizit ausgeschlossen sind durch diese Bedingung scheinbare Lösungen, die die falsche Durchlaufrichtung unterhalb der reellen Achse aufweisen. Daneben ergibt sich

bei dem untersuchten System auch der Ausschluss von Lösungen mit übertrieben hohen D-Anteilen. Diese Kurven zeigen entweder eine ausreichende Phasenreserve, allerdings nur in einem sehr engen Amplitudenbereich, der in der Praxis nicht genau getroffen werden könnte, oder sie bilden eine "Schleife" aus, d.h. die notwendige Phasenreserve wird auch theoretisch nicht erreicht. Ebenso werden alle Kurven, die einen zu geringen D-Anteil haben, ausgeschlossen.

In den folgenden Darstellungen (Abb. 3.4.2.3.b,c) werden zur Steigerung der Übersichtlichkeit nur positive Werte der Phasenreserve gezeigt, negative Werte sind gleich Null gesetzt. Der einhergehende Informationsverlust betrifft nur die nicht interessierenden instabilen Reglereinstellungen. Da nur drei Dimensionen sinnvoll dargestellt werden können, eigentlich jedoch eine fünfdimensionale Auftragung benötigt würde (drei Dimensionen für die drei Reglerparameter P-, I- und D-Anteil und jeweils eine weitere für $K_{p_{Reif}}$ und die Phasenreserve) werden jeweils zwei Parameter entweder konstant gesetzt, oder sie gehorchen einer bestimmten dann jeweils angegebenen Bedingung.

Die Kennfelder (Abb. 3.4.2.3.b,c) zeigen die maximal erreichbaren Phasenreserven, wenn der $K_{p_{Reg}}$ -Wert optimal zu den aufgetragenen $K_{p_{Reif}}$ sowie $T_{V_{Reg}}$ -Werten eingestellt ist. Einmal wird der relative I-Anteil $1/T_n$ gleich Null gewählt (Abb. 3.4.2.3.b) und einmal gleich 10 s^{-1} (Abb. 3.4.2.3.c). Es ist zu sehen, dass die Phasenreserve durch den I-Anteil im 2. Kennfeld deutlich zurückgeht.

Daneben ist zu erkennen, dass ein zunehmender (relativer*) D-Anteil $T_{V_{Reg}}$ zunächst die Phasenreserve erhöht. Ab einem gewissen Wert wird die Phasenreserve wieder reduziert, zunächst langsam, dann in einem steilen Abfall. Der steile Abfall der Phasenreserve ab einem bestimmten $T_{V_{Reg}}$ -Wert liegt daran, dass, wenn eine Ortskurve die zwei geforderten Schnittpunkte mit der reellen Achse links und rechts des Kritischen Punktes hat, diese Schnittpunkte mit steigendem $T_{V_{Reg}}$ näher aufeinander zuwandern und schließlich ihre Seite wechseln, d.h. die Ortskurve umläuft den kritischen Punkt dann in falscher Richtung, es ergibt sich Instabilität, wie bei der Diskussion der Abbildung 3.4.2.3.a beschrieben. Durch die im Rechenalgorithmus eingefügte Bedingung des Mindestabstands dieser Schnittpunkte zueinander stellt sich der Rückgang der Phasenreserve etwas abrupter und früher dar, als er streng mathematisch betrachtet erfolgt. Ohne diese Bedingung würde das Kennfeld sein Aussehen und insbesondere seinen Maximalwert für einen bestimmten $K_{p_{Reif}}$ -Wert nur unwesentlich ändern. Der Rückgang der Phasenreserve auf Null würde ohne die Zusatzbedingung bei T_v -Werten erfolgen, die zwischen 0,02 und 0,04 s größer sind als in der Abbildung.

* In den Abbildungen 3.4.2.3.b,c sind $T_{V_{Reg}}$ und $1/T_n$ (definitionsgemäß) Relativwerte gegenüber dem nicht dargestellten $K_{p_{Reg}}$ -Wert, so dass quantitative Abhängigkeiten von absoluten Reglereinstellungen nicht zu erkennen sind. In Abb. 3.4.2.3.f sind die Absolutwerte des D-Anteils aufgetragen.

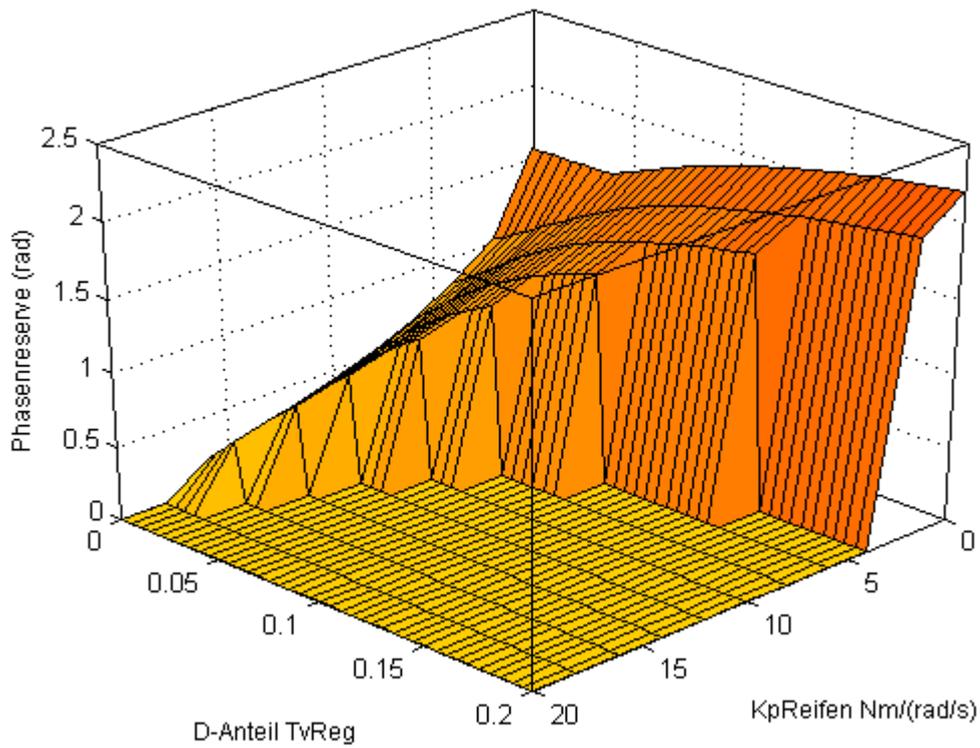


Abb. 3.4.2.3.b Phasenreserve PIDT1-Regler, P-Anteil optimal, relativer I-Anteil $1/T_n = 0$

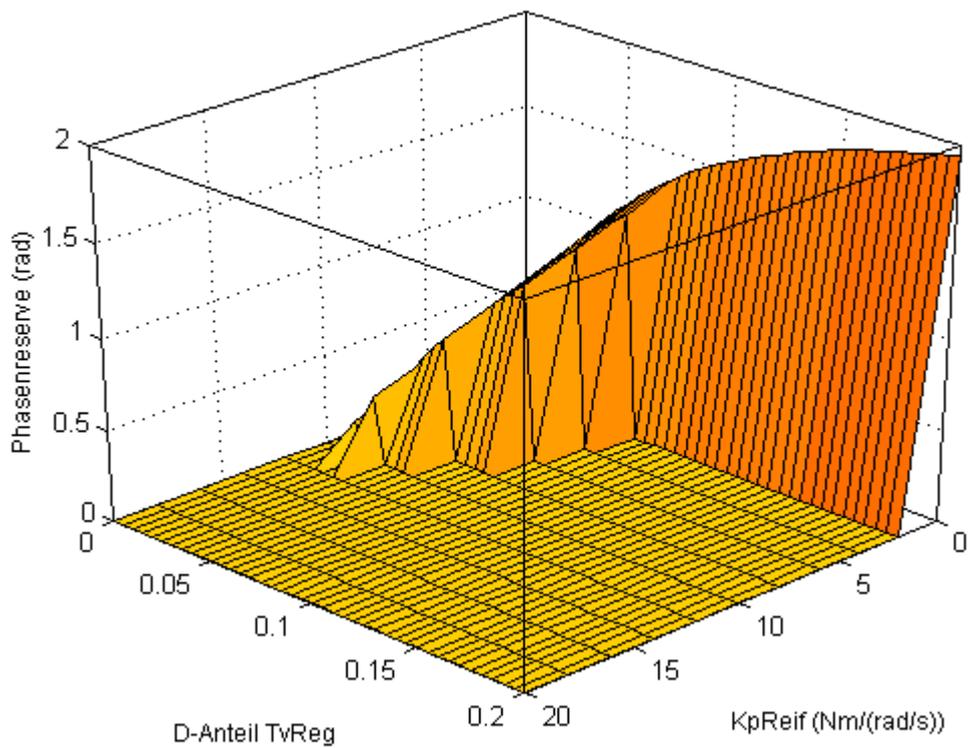


Abb. 3.4.2.3.c Phasenreserve PIDT1-Regler, P-Anteil optimal, relativer I-Anteil $1/T_n = 10$

Das folgende Kennfeld (Abb. 3.4.2.3.d) zeigt die Phasenreserve als Funktion von Kp_{Reif} -Wert und I-Anteil. Es ist der Absolutwert des I-Anteils, also $|(1/Tn_{Reg}) \cdot Kp_{Reg}|$, aufgetragen. Die mögliche Phasenreserve nimmt mit zunehmendem I-Anteil und Kp_{Reif} -Wert ab. Der P- und D-Anteil sind bei den Berechnungen des Kennfeldes (Abb. 3.4.2.3.d) hinsichtlich der Phasenreserve optimal gewählt.

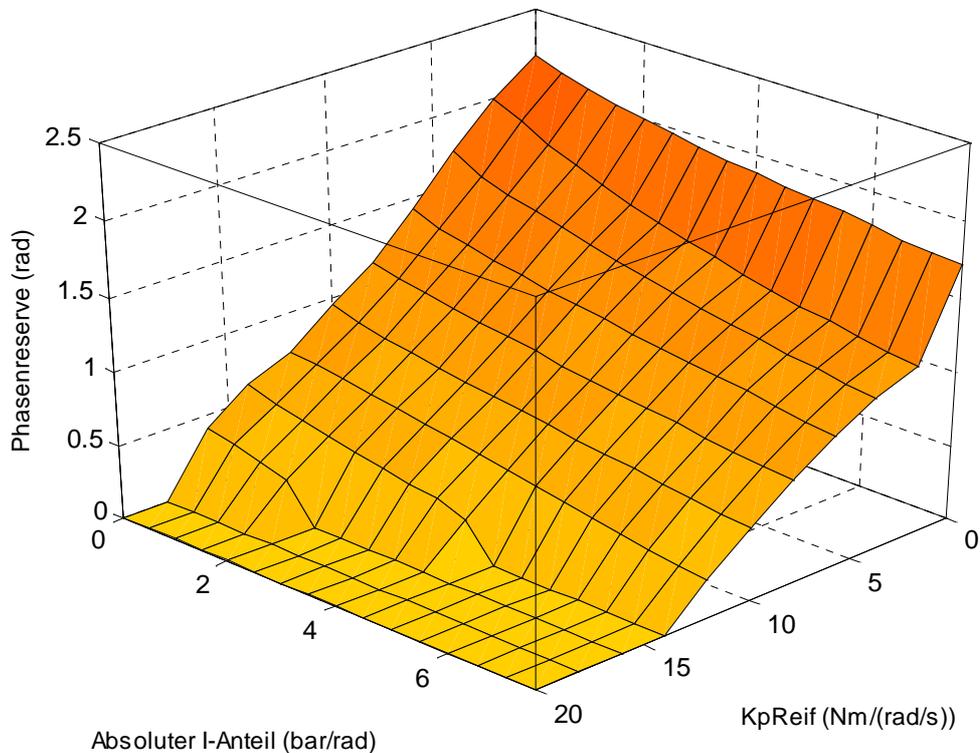


Abb. 3.4.2.3.d Phasenreserve PIDT1-Regler, optimaler P- und D-Anteil

In den Abbildungen 3.4.2.3.e,f und g sind zu drei beispielhaft gewählten I-Werten von 0, -3.5 und -7 bar/rad die zugehörigen optimalen P- und D-Anteile sowie die damit erhaltenen Phasenreserven dargestellt. Es sind nicht die Relativwerte gegenüber Kp_{Reg} aufgetragen, sondern die als D- und I-Anteil zur Wirkung kommenden Werte $(Tv_{Reg} \cdot Kp_{Reg})$ und $(1/Tn_{Reg}) \cdot Kp_{Reg}$.

Der Fall mit I-Anteil gleich Null stellt einen reinen PDT1-Regler dar. Die empfohlene Mindestphasenreserve kann hier bis zu einem Kp_{Reif} -Wert um 14 Nm/(rad/s) eingehalten werden (bei reiner P-Regelung liegt dieser Wert bei 8 Nm/(rad/s)). Ab einem I-Anteil von $(1/Tn_{Reg}) \cdot Kp_{Reg} = -7$ Nm/rad ist bei sonst optimaler Reglereinstellung die Grenze zur Nichterfüllung der Mindestphasenreserve erreicht.

Daneben ist zu sehen, dass sich der Betrag des optimalen D-Anteils im Kp_{Reif} -Bereich von 6 bis 10 Nm/(rad/s) nur um 25 % verringert, während der optimale P-Anteil sich hier um knapp 50% bis 100% erhöht; d.h. eine Anpassung des P-Anteils an die Reifencharakteristik wäre wünschenswert. Eine später (Kap. 3.4.3) gefundene Lösung wird das tun, indem sie die Reifenkennlinie vermisst.

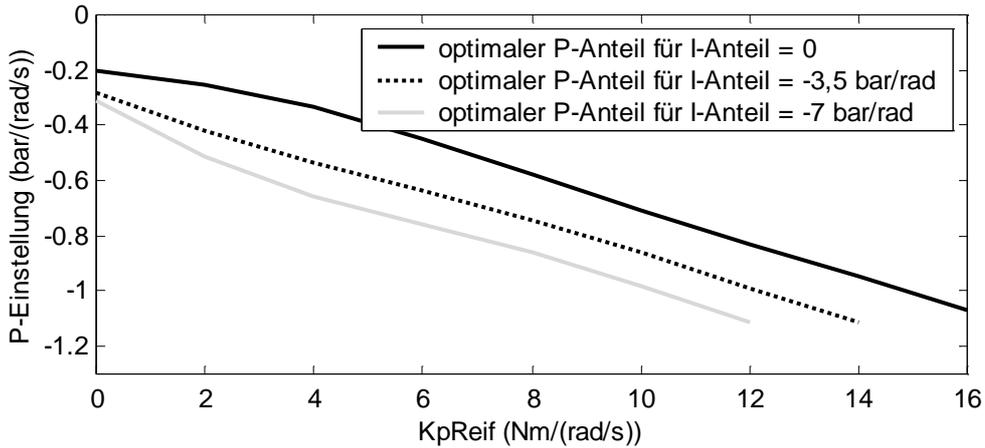


Abb. 3.4.2.3.e P-Anteile eines P(I)DT1-Reglers, optimal bzgl. Phasenreserve berechnet, für verschiedene I-Anteile

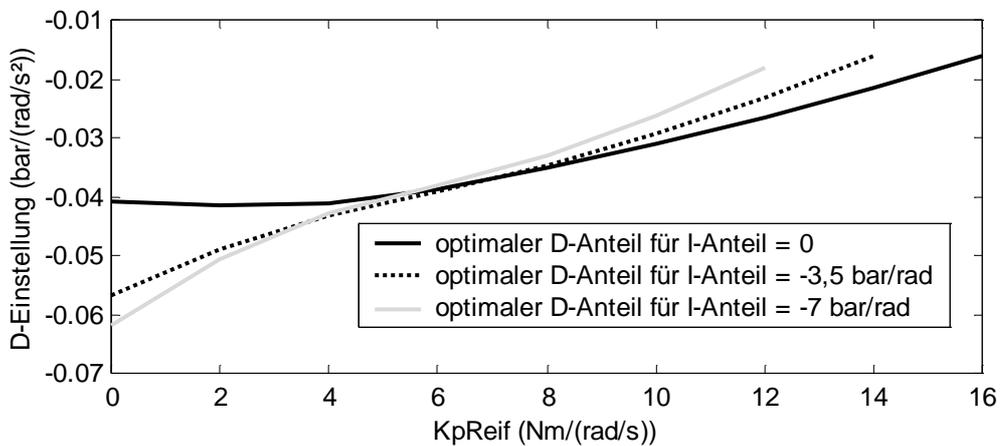


Abb. 3.4.2.3.f D-Anteile eines P(I)DT1-Reglers, optimal bzgl. Phasenreserve berechnet, für verschiedene I-Anteile

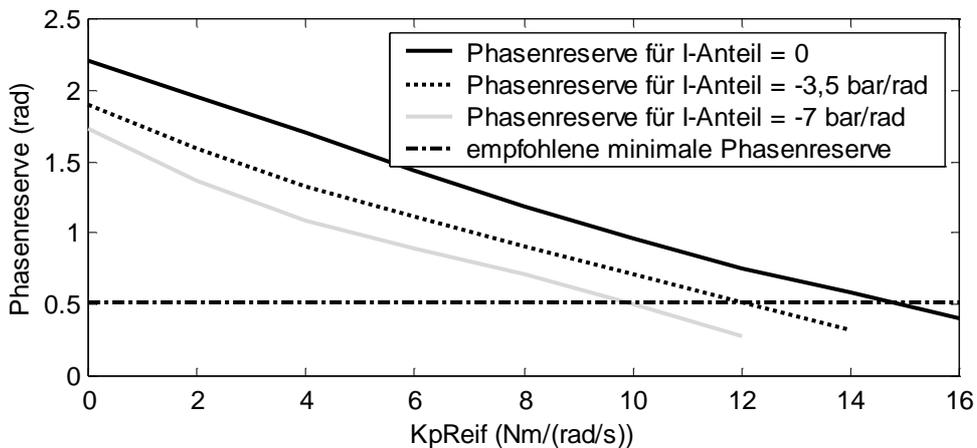


Abb. 3.4.2.3.g Phasenreserve eines P(I)DT1-Reglers, bei bzgl. Phasenreserve optimal gewähltem P- und D-Anteil und verschiedenen I-Anteilen

3.4.3 Ableitung und Überprüfung geeigneter Reglerkonzepte

Aus den am PID-Regler gewonnenen Ergebnissen werden nun Konzepte für geeignetere Regelalgorithmen hergeleitet.

Bisher wurde vor allem die Phasenreserve und damit die Stabilität des Reglers gegen selbst verursachtes Aufschwingen betrachtet. Das Einschwingverhalten sowie stationäre Regelabweichungen wurden nicht berücksichtigt, Überlegungen hierzu folgen nun.

Wird auf einen I-Anteil verzichtet und der PD-Regler z.B. für die höchste dann beherrschbare Reibwertüberhöhung eingestellt, liegt der Wert des P-Anteils bei $-1 \text{ bar}/(\text{rad}/\text{s})$, was bei den verwendeten Raddurchmessern bedeutet, dass je ein km/h Abweichung von der Soll-Radgeschwindigkeit eine Druckänderung um etwa 1 bar erfolgt. Die notwendigen Drücke, um ein Rad im Schlupfbereich jenseits des Haftmaximums zu halten, liegen bei dem Versuchsfahrzeug je nach Untergrund bei ca. 5-75 bar. Damit ergibt sich für einen solchen PD-Regler eine maximale stationäre Radgeschwindigkeitsabweichung von etwa 75 km/h über dem Sollwert. Diese Abweichung ist offensichtlich nicht tolerierbar und muss ausgeglichen werden.

Nach den vorausgegangenen Berechnungen kann ein I-Anteil von bis zu $-7 \text{ bar}/\text{rad}$ als Abhilfe gegen stationäre Regelabweichungen addiert werden (Abb. 3.4.2.3.g). Um die Regelung sinnvoll zu beginnen, muss ein Startwert und Startzeitpunkt zur Berechnung des I-Anteils festgelegt werden. Dabei wird wie folgt vorgegangen:

Zunächst wird die Bremse voll zugespant, um einen Radgeschwindigkeitseinbruch zu erzwingen. Als Initialwert des I-Anteils dient der Istdruck bei Überschreiten einer fest gewählten Schlupfschwelle, die etwa dem Schlupf am Haftmaximum entspricht. Bei Überschreiten dieser Schwelle wird der P- und D-Anteil der Regelung gestartet; der I-Anteil wird noch auf seinem Startwert belassen. Die integrative Weiterberechnung des I-Anteils beginnt, wenn das Rad wieder beschleunigt bzw. die Raddrehzahl unter ihren Sollwert fällt. Dieser etwas spätere Zeitpunkt als der des Radgeschwindigkeitseinbruchs soll verhindern, dass der I-Anteil in der Zeit, in der das Rad noch eine zu hohe Drehzahl aufweist, seinen Wert ändert. Diese Drehzahlabweichung ist anfangs zwingend vorhanden und gibt keinen Hinweis auf einen ungeeigneten Arbeitspunkt. Es zeigt sich, dass das Setzen des Anfangswertes praktisch häufig Schwierigkeiten bereitet.

Abbildung 3.4.3.a gibt einen Fall wieder, in dem der Startwert zu hoch bestimmt wurde und sich anschließend längeres Blockieren des Rades ergibt, bevor eine funktionierende Regelung einsetzt. Die Messung wurde nach 1,7 s manuell abgebrochen. Der I-Anteil betrug $-4 \text{ bar}/\text{rad}$. Bei Versuchen mit größerem I-Anteil stellte sich schnell eine Schwingneigung ein, die Instabilität ankündigt. Das Radblockieren konnte weder verhindert noch auf vertretbare Zeitdauer reduziert werden. Die Radsollgeschwindigkeit in Abbildung 3.4.3.a beträgt 10 km/h ; die dargestellte Referenzgeschwindigkeit ist die geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit, bestimmt aus den Raddrehzahlen der ungebremsten Räder.

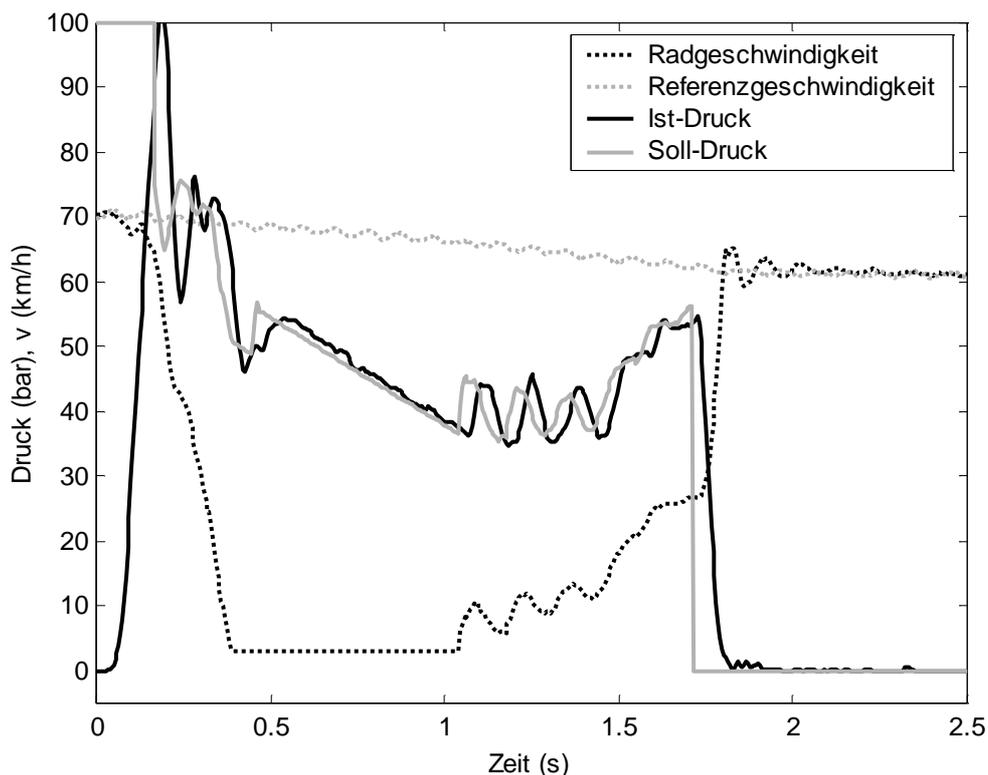


Abb. 3.4.3.a Versuchsergebnisse bei PID-Regelung

Der I-Anteil kann größere Abweichungen grundsätzlich nicht hinreichend schnell beheben, schwierigstenfalls kann ein Reibwertsprung auftreten. Bei z.B. 50 km/h und einem Sollschlupf von 50% liegt die maximale Regelabweichung bei 25 km/h, entsprechend blockiertem oder frei drehendem Rad. Selbst so ein Extremzustand würde bei einem I-Anteil von -7 bar/rad erst nach knapp einer halben Sekunde den Arbeitspunkt um 70 bar korrigieren, wie das z.B. bei einem Belagwechsel Eis zu Asphalt erforderlich ist. Das ist nicht akzeptabel.

Da kleinere stationäre Regelabweichungen, wie sie ein I-Anteil beheben kann, in dem hier diskutierten Anwendungsfall nicht sehr stören, wird in den weiteren Untersuchungen auf den I-Anteil verzichtet, um die Phasenreserve nicht unnötig zu reduzieren. Größere erforderliche Solldruckänderungen müssen anderweitig detektiert und in geeigneter Weise veranlasst werden. Solche Korrekturvorrichtungen werden nun untersucht.

Die erste Korrekturvorrichtung vergleicht das vom Rad auf den Untergrund übertragene Moment mit den Sollvorgaben des Reglers: Genauer wird aus der Radmomentenbilanz, d.h. unter Verwendung von Istdruck und Radbeschleunigung, das auf den Untergrund übertragene Moment berechnet und mit dem Bremsmoment verglichen, das durch den Korrektur- und P-Anteil angefordert wird, also ohne Berücksichtigung des D-Anteils. Bei Abweichungen zwischen diesen Werten erfolgt eine Korrektur. Sie wird durchgeführt, indem über die Momentenabweichung integriert wird. Zusatzbedingung zum Fortführen der Integration ist, dass Erhöhungen des Korrekturdrucks nur oberhalb einer bestimmten positiven Regelabweichung, Erniedrigungen unterhalb einer bestimmten negativen Regelabweichung zugelassen werden. Dadurch soll der Korrekturteil nur bei deutlichen Regelabweichungen nachgeführt werden und ansonsten konstant sein. P- und D-Anteil werden gemäß der vorausgerechneten Werte für den PD-Regler eingestellt.

Es handelt sich damit um eine situationsbedingte und nicht kontinuierliche Schätzung.

Die experimentell mit diesem Verfahren erzielten Ergebnisse fallen manchmal befriedigend (Abb. 3.4.3.g) und manchmal unbefriedigend (Abb. 3.4.3.h) aus. Auf eine Weiterentwicklung wird verzichtet, da sich durch den regelbasierten Ansatz, insbesondere bei Erweiterungen, schnell ein schwer durchschaubares Verhalten ergibt und keine geschlossene Stabilitätsuntersuchung mehr möglich ist. Auf die Versuchsergebnisse und Probleme wird am Ende dieses Kapitels noch einmal eingegangen, wenn ein Vergleich mit einem im Folgenden vorgestellten kontinuierlichen Schätzalgorithmus erfolgt.

Diese zweite, näher untersuchte Möglichkeit, den I-Anteil zu ersetzen, besteht in der Verwendung eines Werts, der der Momentenbilanz des Rads entspricht und kontinuierlich gebildet wird. Die so generierte Sollmoment- und damit Solldruckvorgabe wird zu dem PD-Anteil des Reglerausgangs addiert (Abb. 3.4.3.b).

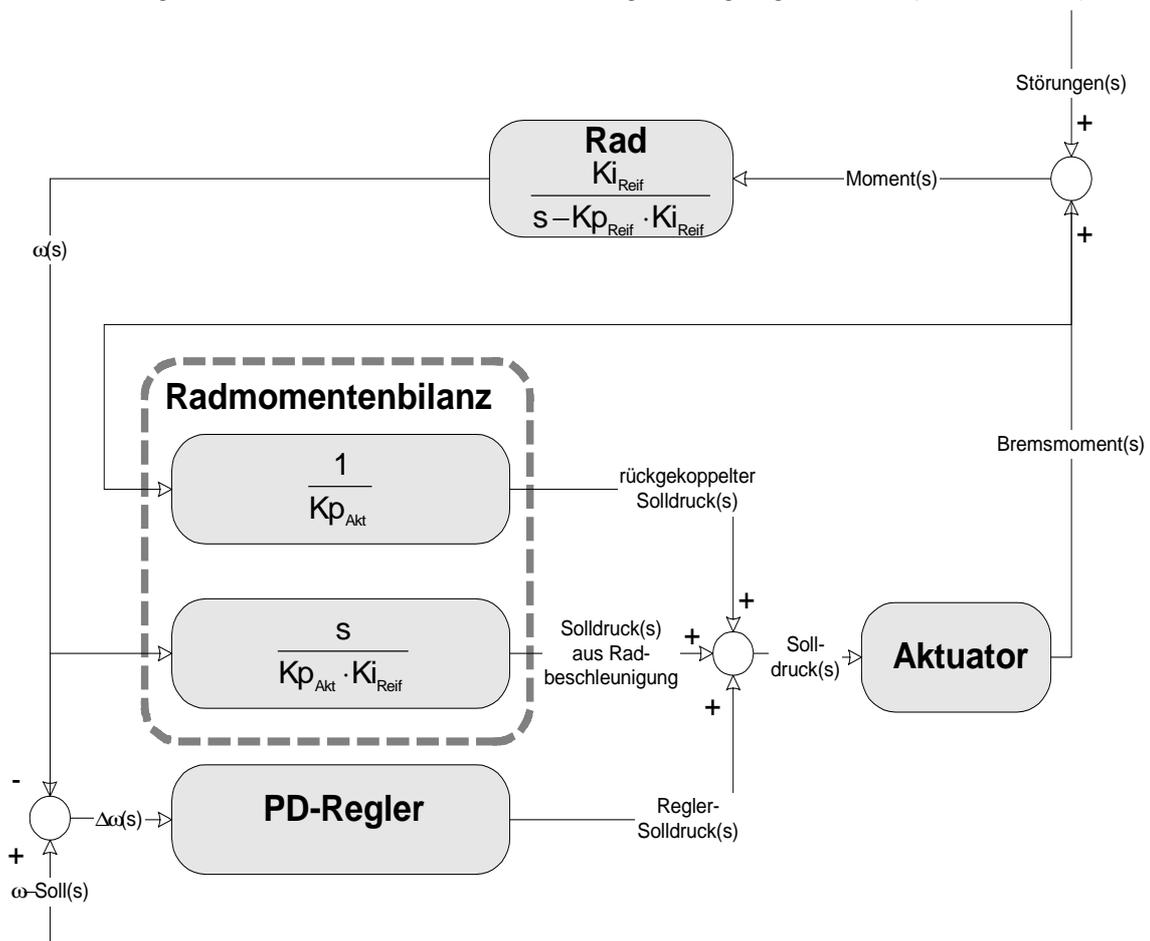
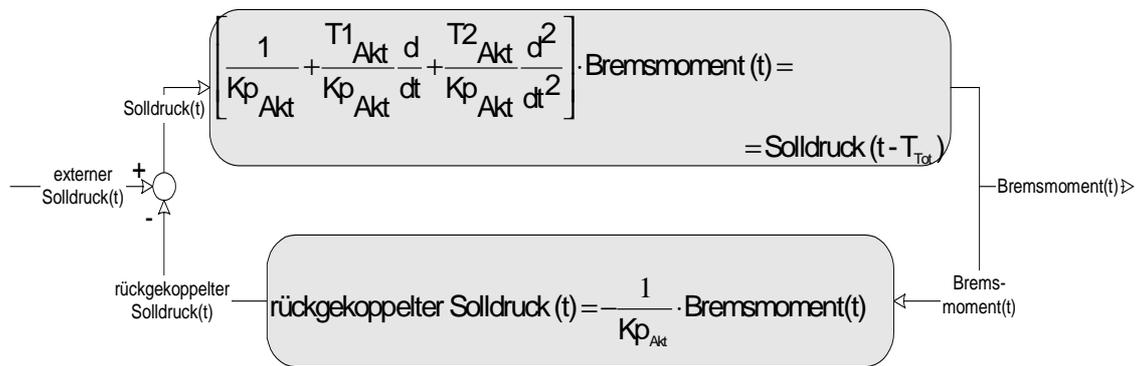


Abb. 3.4.3.b Übersicht über das Gesamtsystem bei kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung aus der Radmomentenbilanz

Zur Untersuchung dieses Ansatzes wird die Berechnung der Radmomentenbilanz zerlegt in eine positive Rückkopplung der AktuatorausgangsgöÙe (Mitkopplung) und in eine Berücksichtigung der Radbeschleunigung. Dies kann durch einen vergrößerten D-Anteil innerhalb des PD-Reglers erfolgen und verändert daher im Gegensatz zur Mitkopplung die Struktur des Regelkreises (verglichen mit dem für einen reinen PD-Regler) nicht grundsätzlich. Die Mitkopplung macht eine Anpassung der Aktuatorbeschreibung erforderlich (Abb. 3.4.3.c).

rückgekoppelte Aktuator- und Totzeitformulierung im Zeitbereich



rückgekoppelte Aktuator- und Totzeitformulierung im Bildbereich

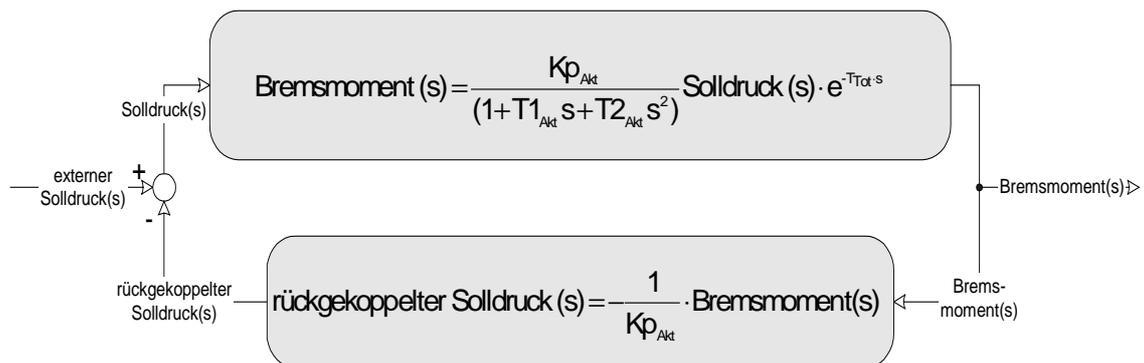


Abb. 3.4.3.c Aktuatorformulierungen mit Rückkopplung

Die bisher verwendete Übertragungsfunktion von Aktuator und Totzeit, $F_{Stell}(s)$, wird ersetzt durch die Übertragungsfunktion mit Rückkopplung, $F_{Stell_rück}(s)$:

$$\begin{aligned}
 F_{Stell_rück}(s) &= \frac{F_{Stell}(s)}{1 - \frac{1}{Kp_{Akt}} \cdot F_{Stell}(s)} = \\
 &= \frac{\left(\frac{Kp_{Akt}}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot e^{-T_{Tot} \cdot s} \right)}{\left(1 - \frac{1}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot e^{-T_{Tot} \cdot s} \right)} \quad \text{Gl. 3.4.3.a}
 \end{aligned}$$

Es interessieren neu hinzukommende Polstellen mit nicht negativem Realteil. Gesucht werden dazu die Nullstellen des Nenners:

$$1 - \frac{1}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \cdot e^{-T_{Tot} \cdot s} = 0 \quad \text{Gl. 3.4.3.b}$$

d.h.:

$$e^{-T_{Tot} \cdot s} = 1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2 \quad \text{Gl. 3.4.3.c}$$

Mit

$$s = Re + i \cdot Im; \quad Re \in R_0^+; \quad Im \in R;$$

wird Gleichung 3.4.3.c in Real- (Gl. 3.4.3.d) und Imaginärteil (Gl. 3.4.3.e) zerlegt:

$$e^{-T_{Tot} \cdot Re} \cdot \cos(-T_{Tot} \cdot Im) = 1 + T1_{Akt} \cdot Re + T2_{Akt} \cdot (Re^2 - Im^2) \quad \text{Gl. 3.4.3.d}$$

$$e^{-T_{Tot} \cdot Re} \cdot \sin(-T_{Tot} \cdot Im) = T1_{Akt} \cdot Im + 2 \cdot T2_{Akt} \cdot Re \cdot Im \quad \text{Gl. 3.4.3.e}$$

Gleichung 3.4.3.e hat unabhängig von Re zumindest eine Lösung, nämlich wenn Im gleich Null ist. Abbildung 3.4.3.d zeigt den linken und den rechten Teil der Gleichung 3.4.3.e für den Fall, dass Re gleich Null ist. Es ergibt sich kein weiterer neuer Schnittpunkt, was aus folgende Gründen auch allgemein für positives Re gilt:

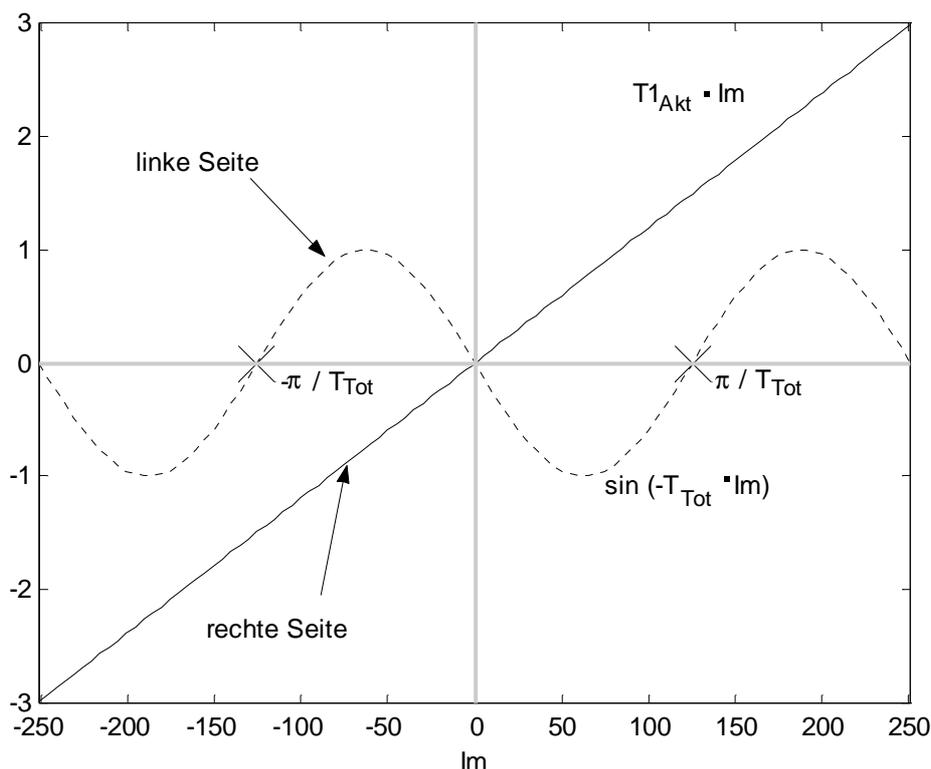


Abb. 3.4.3.d linke und rechte Seite der Gleichung 3.4.3.e für den Fall $Re = 0$

Im Bereich zwischen $-\pi / T_{Tot}$ und π / T_{Tot} -mit Ausnahme des Nullpunktes- haben die beiden Kurven gegensätzliche Vorzeichen. Außerhalb dieses Bereiches ist die Sinuskurve im Betrag auf eine Maximalamplitude von Eins beschränkt, während die Gerade durch ihre Steigung von $T1_{Akt}$ hier bereits auf einen Absolutwert von mindestens $T1_{Akt} \cdot \pi / T_{Tot}$ angewachsen ist, was bei dem verwendeten Aktuator etwa 1,5 ergibt und damit jenseits des Wertebereichs der Sinuskurve liegt. Die

Berücksichtigung eines Wertes von Re größer Null vergrößert die Geradensteigung und verkleinert die Amplitude der Sinuskurve, so dass die eben getroffenen Überlegungen auch für diesen Fall Gültigkeit behalten.

Das damit einzige Ergebnis $Im = 0$ wird in die Gleichung 3.4.3.d eingesetzt:

$$-1 = T1_{Akt} \cdot Re + T2_{Akt} \cdot Re^2 - e^{-T_{Tot} \cdot Re} \quad \text{Gl. 3.4.3.f}$$

Die einzige mögliche Lösung der Gleichung 3.4.3.f mit nicht negativem Re ist $Re = 0$ (negative Polstellen interessieren nicht zur Bestimmung des Nyquist-Winkels). Mit zunehmendem Wert von Re wachsen alle Summanden der rechten Seite an, so dass der rechte Teil der Gleichung dann immer größer minus Eins ist.

Die Ordnung des Pols an der Stelle Null ist Eins, da die Ableitung des Nenners von $F_{Stell_rück}$ an der Stelle $s = 0$ ungleich Null ist:

$$\begin{aligned} \frac{d}{ds} \left(1 - \frac{e^{-T_{Tot}s}}{1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2} \right) &= \\ = - \frac{(1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2) \cdot (-T_{Tot}) \cdot e^{-T_{Tot}s} - e^{-T_{Tot}s} \cdot (T1_{Akt} + 2 \cdot T2_{Akt} \cdot s)}{(1 + T1_{Akt} \cdot s + T2_{Akt} \cdot s^2)^2} &= \text{Gl. 3.4.3.g} \\ \stackrel{s=0}{=} T_{Tot} + T1_{Akt} &\neq 0 \end{aligned}$$

Es gelten damit die selben Stabilitätsbedingungen für den Umlaufwinkel $\Delta\varphi$ Nyquist um den Kritischen Punkt, wie für den PID-Regler. Der bei diesem durch den I-Anteil des Reglers verursachte Pol im Ursprung ist durch den durch die Rückkopplung verursachten Pol im Ursprung ersetzt.

Die Phasenreserve wird numerisch bestimmt, entsprechend dem Vorgehen bei den anderen Regelansätzen (Abb. 3.4.3.e).

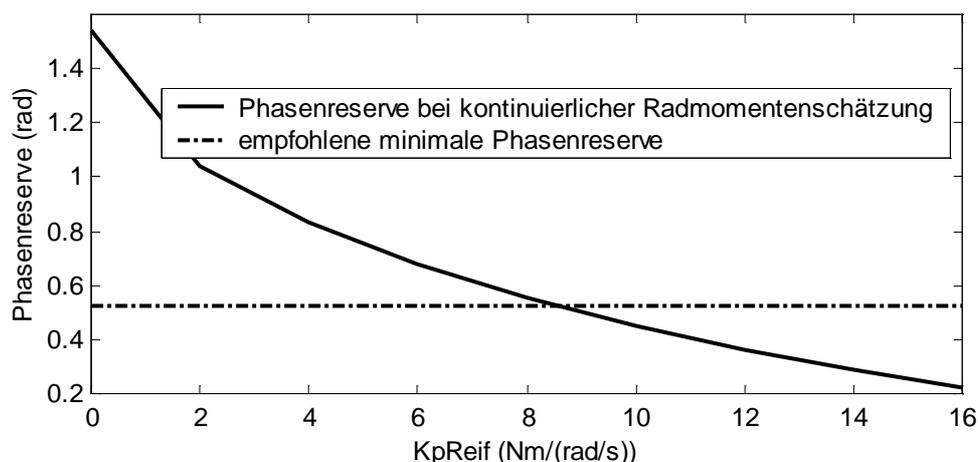


Abb. 3.4.3.e Phasenreserve bei kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung

Die Phasenreserve bei kontinuierlicher Schätzung (Abb. 3.4.3.e) ist bei einem $K_{p_{Reif}}$ -Wert von 10 Nm/(rad/s) ähnlich der eines PID-Reglers mit I-Anteil von -7 bar/rad (Abb. 3.4.2.3.g). Allerdings sinkt die Phasenreserve mit wachsenden $K_{p_{Reif}}$ -Werten langsamer unter den empfohlenen Mindestwert als beim PID-Regler, und sie verschwindet erst deutlich später völlig. Es ist daher auch in Situationen mit höheren $K_{p_{Reif}}$ -Werten noch eine rudimentäre Funktionsfähigkeit zu erwarten.

In Abbildung 3.4.3.f sind die Ortskurven des entsprechenden PID-Reglers und des Reglers mit kontinuierlicher Schätzung dargestellt, wobei sich deutliche Unterschiede ergeben. Die Phasenreserve des PID-Regler reagiert empfindlicher auf eine variierende Gesamtverstärkung, da dessen Kurve eine schmale "Tasche" ausgebildet hat. Es ist daher zu erwarten, dass die theoretisch mögliche Phasenreserve bei kontinuierlicher Schätzung besser in die Praxis umgesetzt werden kann als beim PID-Regler, da eine gewisse Streuung der Gesamtverstärkung durch variierende Reibwerte der Bremsbeläge (Neuteil-Streuung, Fading, Nässe, Alterung...) unvermeidlich ist. Solche Einflüsse können durch Schätzmodelle prinzipiell verkleinert, nicht jedoch völlig kompensiert werden [ARN01].

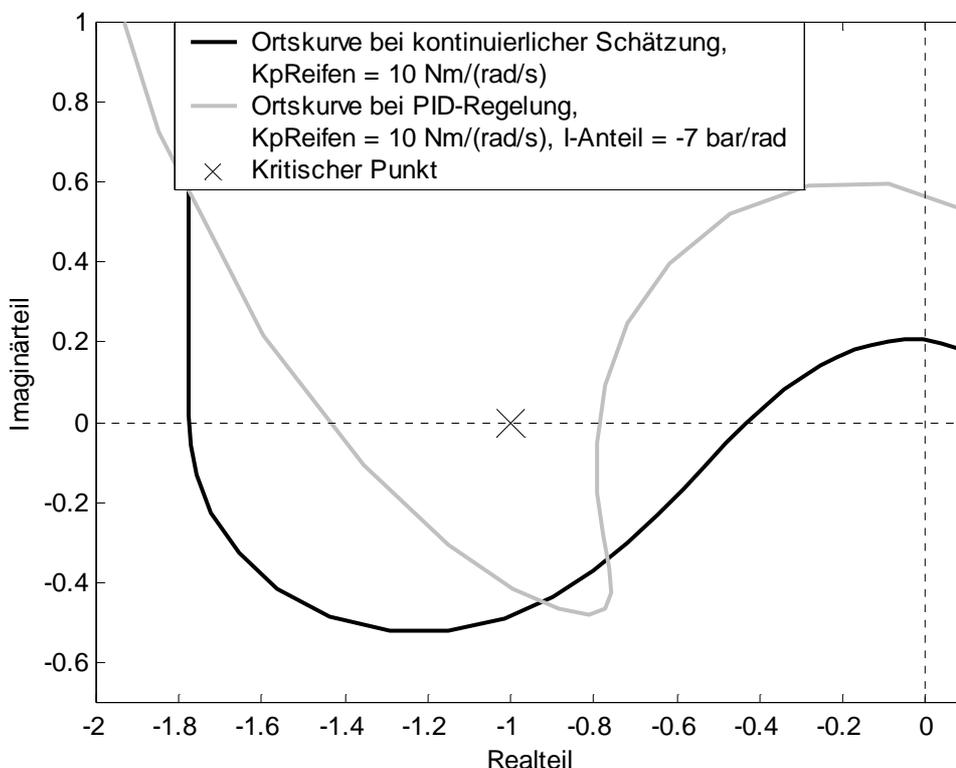


Abb. 3.4.3.f Ortskurven bei kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung und bei PID-Regelung

Prinzipbedingt reagiert der Regler mit kontinuierlicher Schätzung auf Reibwertänderungen abgesehen von Filterzeiten sofort, so dass etwaige Verzögerungen in der Druckanpassung fast ausschließlich durch das Stellglied bedingt sind; d.h. die Aktuatordynamik wird voll ausgenutzt.

Es erfolgten Testfahrten mit der kontinuierlichen Schätzung und mit der am Kapitelanfang vorgestellten situationsbedingt nachgeführten Korrektur. P- und D-Anteil im Fall des situationsbedingt nachgeführten Korrekturwertes werden gemäß den Berechnungen für den PD-Regler eingestellt, beim Regler mit kontinuierlicher Schätzung gemäß den Berechnungen für die kontinuierliche Schätzung.

Der P-Anteil bei kontinuierlicher Schätzung ist kleiner als beim PD-Reglers, da der Einfluss des veränderlichen Reifenmoments bereits in der Momentenbilanz enthalten ist. Die Reifenkennlinie wird gewissermaßen ständig vermessen. Der P-Anteil braucht dadurch nicht die Reifenkennlinie zu kompensieren, sondern ist nur für das Zurückbeschleunigen des Rades auf die Sollradgeschwindigkeit verantwortlich.

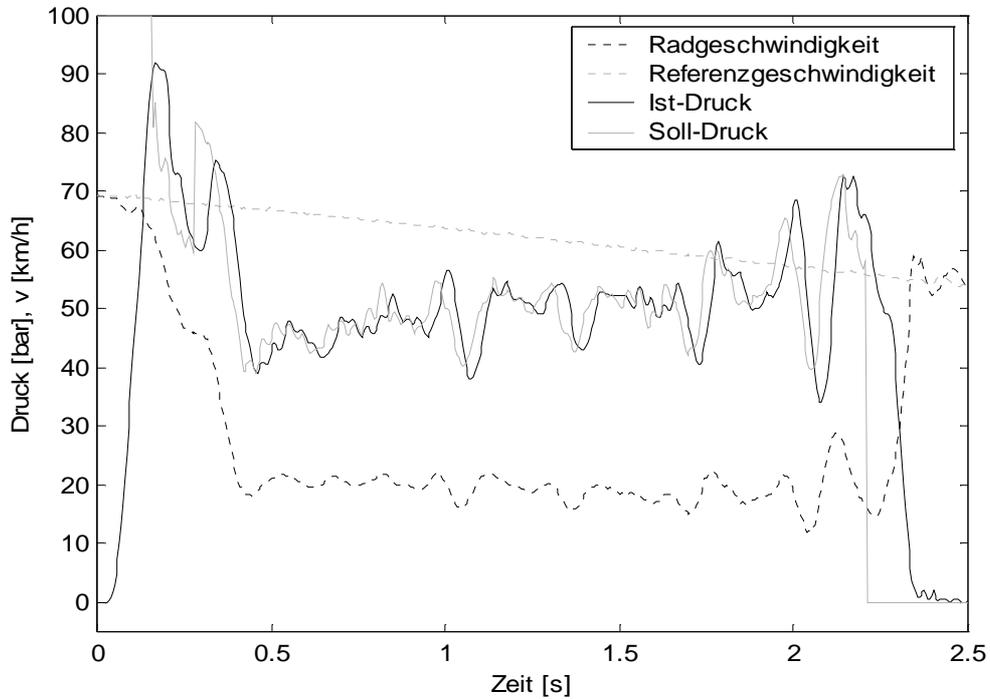


Abb. 3.4.3.g Versuchsergebnis I bei PD-Regelung mit situativ nachgeführter Arbeitspunktschätzung

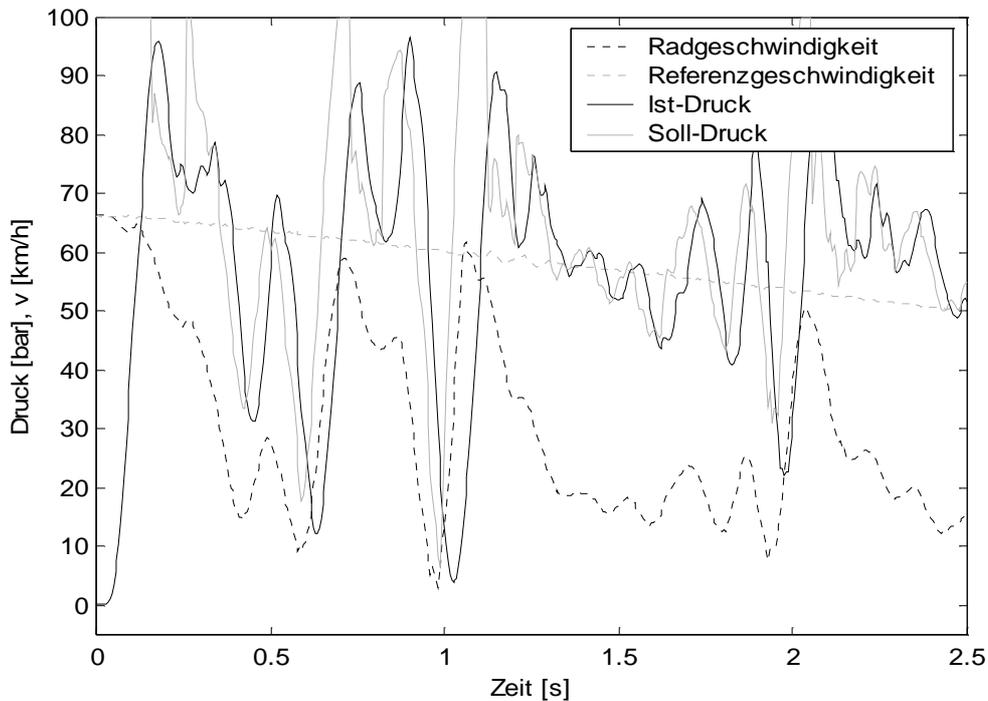


Abb. 3.4.3.h Versuchsergebnis II bei PD-Regelung mit situativ nachgeführter Arbeitspunktschätzung

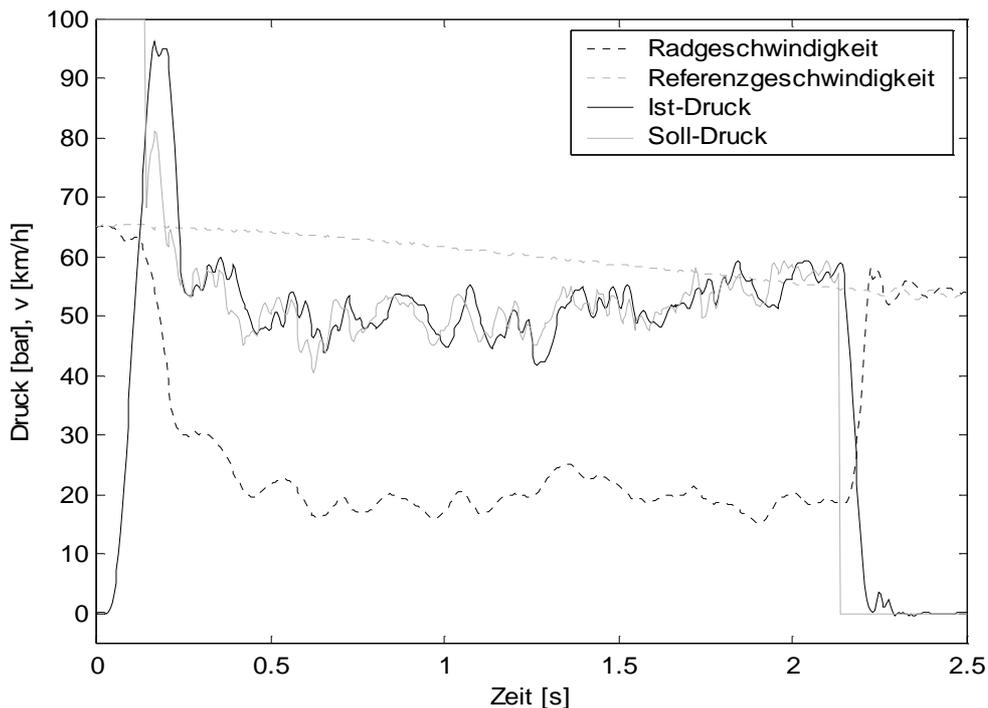


Abb. 3.4.3.i Versuchsergebnis bei PD-Regelung mit kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung

Die Abbildungen 3.4.3.g und h zeigen die experimentellen Ergebnisse der situativen Arbeitspunkt Korrektur, Abbildung 3.4.3.i die der kontinuierlichen Schätzung. Um Reifenschäden durch Blockieren zu vermeiden, wurde die Sollgeschwindigkeit des Rades von 10 km/h, wie sie bei der Untersuchung des PID-Reglers gewählt war, auf 20 km/h angehoben. Wie die Versuchsergebnisse zeigen, wäre dies für den kontinuierlichen Schätzalgorithmus nicht notwendig gewesen; seine Regelabweichungen bleiben wiederholbar unter dieser Grenze.

Die situative Korrektur kann die Sollradgeschwindigkeit oft ähnlich gut einstellen (Abb.3.4.3.g), allerdings kommt es auch zu mangelhaften Versuchsläufen (Abb.3.4.3.h). In der Zeit von 0 bis 1,2 s kommt es hier zu starken Schwingungen, die sich dann kurzfristig beruhigen um anschließend ab 2 s wieder in vollem Umfang vorhanden zu sein. Dies ist darin begründet, dass jenseits der Schwellen, ab denen eine Korrektur des Arbeitspunktes erfolgt, dies schnell geschieht. Es ergibt sich dadurch ein Verhalten ähnlich einem Dreipunktregler, der Aktuator schießt über die Sollvorgabe über und die Schwingungen beruhigen sich nur unzureichend. Selbst wenn dieses Verhalten durch Algorithmusanpassungen zu beheben sein sollte, sind keine Vorteile gegenüber dem kontinuierlichen Verfahren zu erkennen, es erfolgt keine Weiterentwicklung.

Die praktische Erprobung des Reglers mit kontinuierlichem Arbeitspunkt-Schätzalgorithmus wird hingegen als bestanden eingestuft. Auf Grund der günstigen Regeleigenschaften und des vergleichsweise übersichtlichen Algorithmus wird eine abgewandelte Version als Teil einer ABS-Regelung Verwendung finden, wobei es dann nicht mehr das Ziel ist, das Rad im instabilen Zustand zu halten, sondern es zu stabilisieren.

3.5 Momentenbilanzgestützter Ansatz

Der folgende Ansatz für ein ABS (Abb. 3.5.a) beruht auf einem Zustandsautomaten mit zwei Zuständen: Phasen stabilen Radverhaltens werden von Phasen instabilen Radverhaltens unterschieden. Bei instabilem Radverhalten wird eine Abwandlung (A) der im vorausgehenden Kapitel 3.4.3 beschriebenen Regelung im instabilen Ast der μ -Schlupf-Kurve angewandt; bei stabilem Radverhalten wird eine Druckaufbaustrategie (B) durchgeführt. Die Teile A und B des Ablaufdiagramms werden in den beiden Folgekapiteln erklärt.

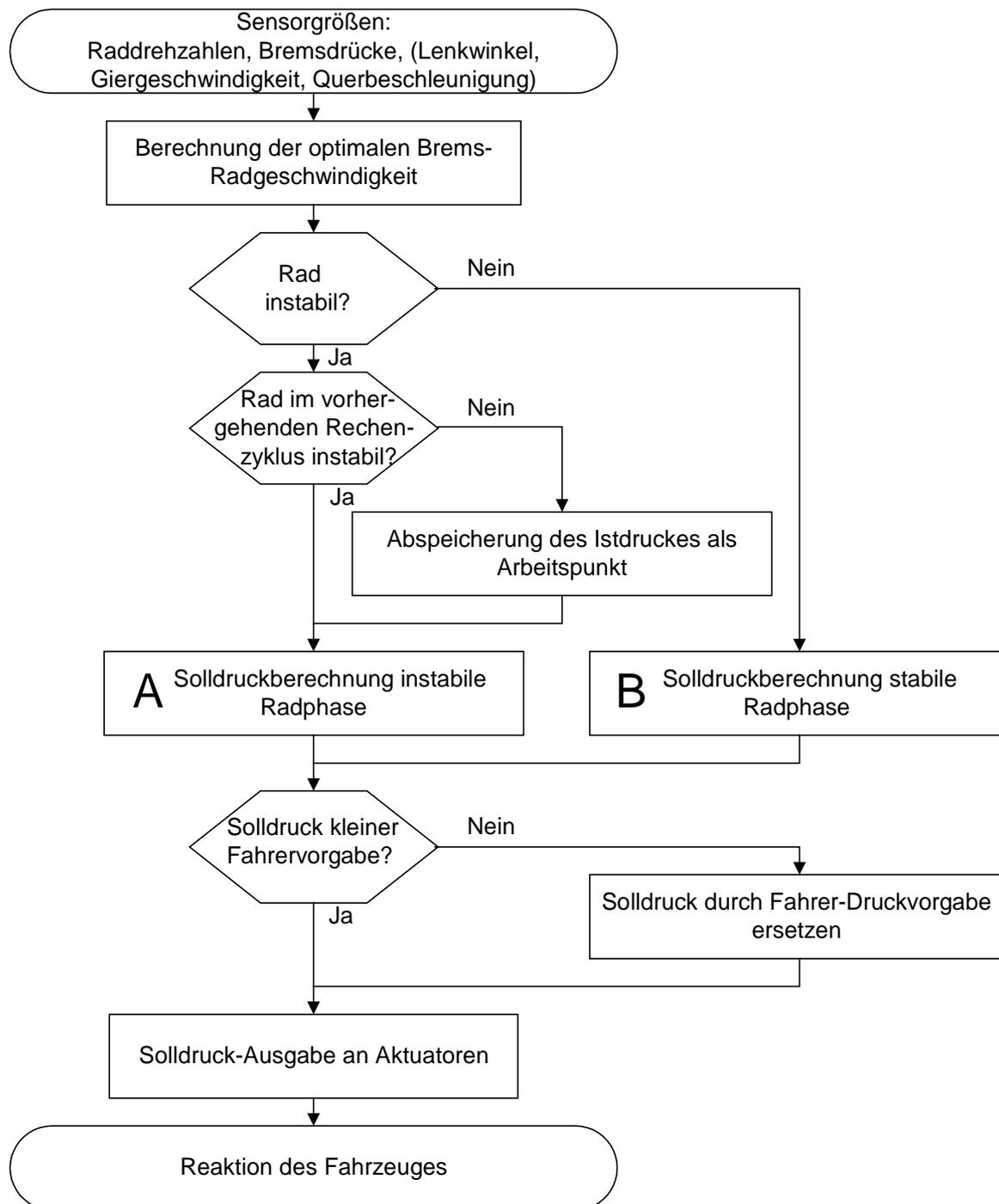


Abb. 3.5.a Ablaufdiagramm der ABS-Regelung auf Momentenbilanz-Basis

3.5.1 Solldruckberechnung während stabiler Radphasen

Die Unterscheidung zwischen den Zuständen stabiles und instabiles Radverhalten erfolgt an Hand einer Schlupfschwelle. Zeigt das Rad noch stabiles Radverhalten, so wird ein stückweise linearer Druckaufbau durchgeführt. Das nachfolgende Ablaufdiagramm (Abb. 3.5.1.a) zeigt detailliert den im vorhergehenden Ablaufdiagramm (Abb. 3.5.a) unter ‚B: Solldruckberechnung stabile Radphase‘ eingeführten Programmteil.

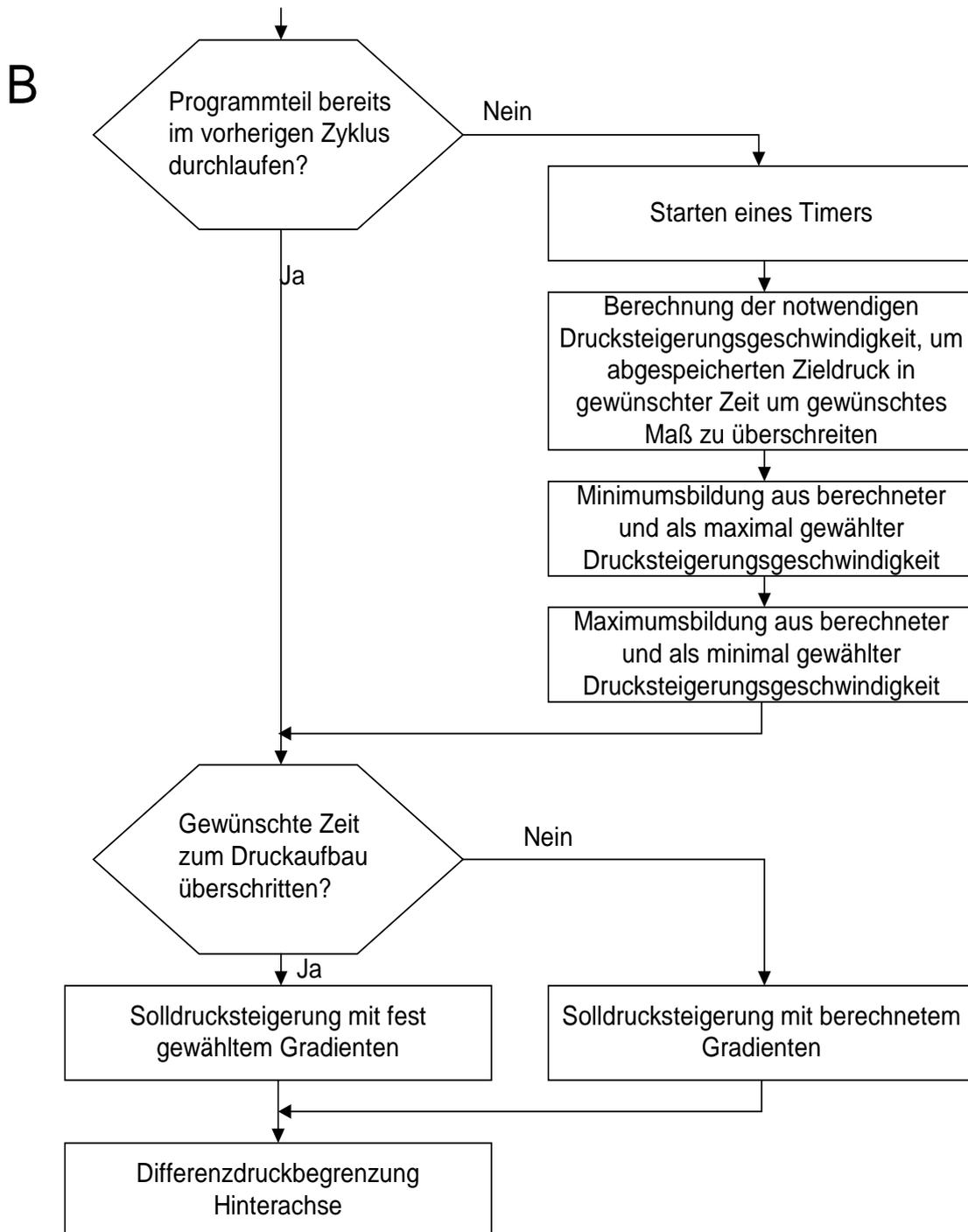


Abb. 3.5.1.a Solldruckberechnung während stabiler Radphasen

Die Drucksteigerungsgeschwindigkeit wird zunächst so gewählt, dass innerhalb einer gewünschten Zeit zum Druckaufbau - typisch 0,4 s - die vermutete Haftgrenze überschritten wird. Die Haftgrenze wird dabei aus dem Druck beim letzten Überschreiten der Schlupfschwelle abgeschätzt. Der Anfangswert des linearen Druckaufbaus ist der letzte Solldruckwert, der während der später beschriebenen instabilen Radphase berechnet wurde. Tritt während der linearen Druckaufbauphase bei der vermuteten Haftgrenze kein erneuter Radgeschwindigkeitseinbruch auf, so wird der Druck schneller mit fest voreingestelltem Gradienten angehoben, bis ein Radgeschwindigkeitseinbruch detektiert wird oder die Fahrervorgabe erreicht ist und das ABS inaktiv wird.

Der erlaubte Gradient im ersten Teil der Druckaufbauphase ist nach oben und unten beschränkt, um zu verhindern, dass eine falsche Abschätzung der Haftgrenze die Regelung unnötig stark beeinflusst. Fehlschätzungen können durch Reibwertsprünge verursacht werden. Es sind dann zu Ende einer stabilen Radphase Bremskräfte als Arbeitspunkt abgespeichert, die nicht mehr den veränderten aktuellen Verhältnissen während der darauffolgenden instabilen Radphase entsprechen. Die in der instabilen Phase berechneten Solldrücke entsprechen im Wesentlichen dem Moment, das bei überhöhtem Bremsschlupf auf den Untergrund übertragen wird. Ist die Differenz zum gespeicherten Arbeitspunkt so groß, dass sie nicht mit der Haftüberhöhung der Reifenkennlinie zu erklären ist, wird von einem ungültigen Schätzwert des Arbeitspunktes ausgegangen und der Druckaufbau erfolgt mittels des vorgegebenen Minimal- bzw. Maximalgradienten.*

Der Druckaufbau könnte durch Berücksichtigung des Radschlupfs situationsgerechter gestaltet werden. Dazu müssen Schlupfänderungen während stabiler Radphasen erkannt werden. Sie betragen nur ca. 1 % Radschlupf, abhängig vom Maß, um das das ABS das Rad maximal unterbremst. Solche geringe Änderungen sind schwierig aufzulösen und erfordern eine hervorragende Referenzgeschwindigkeitsbildung, die eine entsprechend gute Schlechtwegerkennung mit einschließen muss, um Drehzahlschwankungen durch Unebenheiten nicht fälschlich zu berücksichtigen. Beides ist zur Zeit noch nicht verfügbar. Bei deren Vorhandensein erscheint vor allem eine Verlangsamung der Druckaufbaugeschwindigkeit bei Annäherung an die Schlupfschwelle, ab der das Rad als instabil eingestuft wird, sinnvoll. Allerdings wird von dieser Maßnahme keine signifikante Verbesserung der Bremsleistung erwartet.

* Andere Verfahren als ein linearer Druckaufbau wie eine kontinuierliche Änderung des Druckaufbaugradienten (langsamer Druckaufbau am vermuteten Arbeitspunkt und zunehmend schnellerer Druckaufbau bei größer Abweichung von diesem) führen dazu, daß möglichst lange an der Haftgrenze gebremst wird. Das Vorgehen führt jedoch auch dazu, daß, je länger der Solldruck in der Nähe des vermuteten Arbeitspunktes gehalten wird, desto gravierender wirken sich geringe Fehlschätzungen des Arbeitspunktes auf das Regelverhalten aus.

In der Praxis zeigt sich, daß die Bremsleistungsverbesserungen durch entsprechende Gestaltung der Druckaufbauphase gering sind, gleichzeitig aber die Streuung der Bremsleistung und damit die Gefahr einzelner besonders schlechter Bremsungen deutlich zunimmt. Insbesondere bei zu hoch geschätztem Haftmaximum wird das tatsächliche Haftmaximum schnell wieder überschritten, was zu Schwingungen führen kann. Problemloser möglich ist die kontinuierliche Gestaltung des Übergangs vom langsamen Druckaufbau während eines gewöhnlichen Regelzykluses zum steileren Druckaufbau während einer Arbeitspunkt-Suchphase. Dieser Übergangsbereich wird nur bei Reibwertübergängen zu deutlich höherer Haftung hin genutzt und ist im Normalfall wirkungslos. Eine Analyse der Aufbau-gradientengestaltung erfordert sehr viele Testfahrten mit verschiedenen Bereifungen, Untergründen und Fahrsituationen und wird eher als Reglerapplikation denn als Funktionsentwicklung gesehen. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher an der Formulierung mittels zweier unterschiedlicher Gradienten festgehalten, was eine spätere detailliertere Gestaltung nicht ausschließt.

3.5.2 Solldruckberechnung während instabiler Radphasen

Das nachfolgende Ablaufdiagramm (Abb. 3.5.2.a) zeigt detailliert den im Ablaufdiagramm (Abb. 3.5.a) unter ‚A: Solldruckberechnung instabile Radphase‘ eingeführten Programmteil. Das Vorgehen basiert auf der in Kapitel 3.4.3 untersuchten Regelung im instabilen Ast der μ -Schlupf-Kurve mit einer PD-Regelung, bei der an Stelle eines I-Anteils die Momentenbilanz des Rads eingesetzt wird. Allerdings sind Randbedingungen und Zielsetzung nun etwas anders. Regelabweichungen sind nicht mehr vorzeichenunabhängig möglich und das Rad soll nach möglichst kurzer Zeit wieder sicher stabilisiert werden. Das bedeutet, dass zu geringer Druckabbau oder eventuell zu früher bzw. zu starker Druckwiederaufbau möglichst ausgeschlossen sein sollen. Dennoch soll am Ende der Schlupfphase ein nicht zu niedriger Bremsdruck eingestellt sein, um in der anschließenden stabilen Radphase, die mit diesem Druck als Anfangswert startet, unnötige Unterbremsung zu vermeiden.

Um das zu gewährleisten sind Modifikationen am Algorithmus notwendig. Der P-Anteil bleibt unangetastet. Zusätzlich ist ein geringer, fester Druckabbau vorgesehen, um das Rad sicher wieder zu beschleunigen. Probleme erwachsen aus der Berücksichtigung der verrauschten Radbeschleunigung in Momentenbilanz-Anteil und D-Anteil. Die alleinige Anwendung herkömmlicher Filtermethoden hat sich als ungeeignet erwiesen, da eine befriedigende Signalglättung erst mit Filterzeiten erzielt wird, die die erwünschten schnellen Reaktionen unterbinden.

Als Abhilfe wird ausgenutzt, dass im Zweifelsfall etwas größere Druckabbauten in Kauf genommen werden können. Der D-Anteil des Reglers wird daher asymmetrisch ausgelegt, Radverzögerungen werden stärker gewichtet als Radbeschleunigungen. In einer ersten Filterung wird der Mittelwert über vier Abtastzyklen aus der Summe des Momentenbilanz-Anteils und des D-Anteils gebildet. Dies stellt unter anderem sicher, dass Messwerte Verwendung finden, die ein bestimmtes „maximales Alter“ nicht überschreiten. Der Algorithmus benötigt während Schlupfphasen zur Adaption an geänderte Reibwertbedingungen damit höchstens vier Abtastzyklen. Die Weiterverarbeitung wird situationsabhängig wie folgt durchgeführt:

Solange das Rad noch nicht wiederbeschleunigt*, wird als Solldruck das Minimum der letzten vier Filterwerte ausgegeben. Dadurch wird sichergestellt, dass kein zu geringer Druckabbau erfolgt, und dass nur in Ausnahmefällen positive Gradienten in der Druckvorgabe auftreten. Das ist wichtig, da im Aktuator ein unterlagerter Regler mit einem D-Anteil vorhanden ist, der ohne geeignete Signalverarbeitung in ungewollter Weise auf einen ansteigenden Sollwert anspricht.

* Die Unterscheidung zwischen Radverzögerung und Radwiederbeschleunigung bedarf bei niedrigen Radgeschwindigkeiten einer Logik bei der Auswertung des Raddrehzahlsignales. Die Raddrehzahl wird ermittelt durch die induktive Abtastung einzelner Zahnflanken eines sich mit dem Fahrzeuggad mitdrehenden Zahnrades. Bei geringer Geschwindigkeit kommt es dazu, daß keine Zahnflanke innerhalb der Abtastzeit am Sensor vorbeistreicht und somit keine neue Drehzahlinformation vorliegt.

Die Auswertesoftware geht daher wie folgt vor: Wenn in den letzten beiden Abtastschritten einmal eine Erniedrigung der Raddrehzahl detektiert wurde oder zwei mal kein neues Raddrehzahl-signal vorliegt, wird auf das Vorgehen bei Radverzögerung geschaltet. Kommt es bei zwei hintereinanderliegenden Abtastschritten zu keiner Radgeschwindigkeitsabsenkung und zu mindestens einem Radgeschwindigkeitsanstieg wird auf das Vorgehen bei Radbeschleunigung umgeschaltet. Dies führt u.a. dazu, daß, wenn in einem einzelnen Abtastschritt keine Raddrehzahländerung detektiert wird, weiterhin der vorhergehende Zustand angenommen wird.

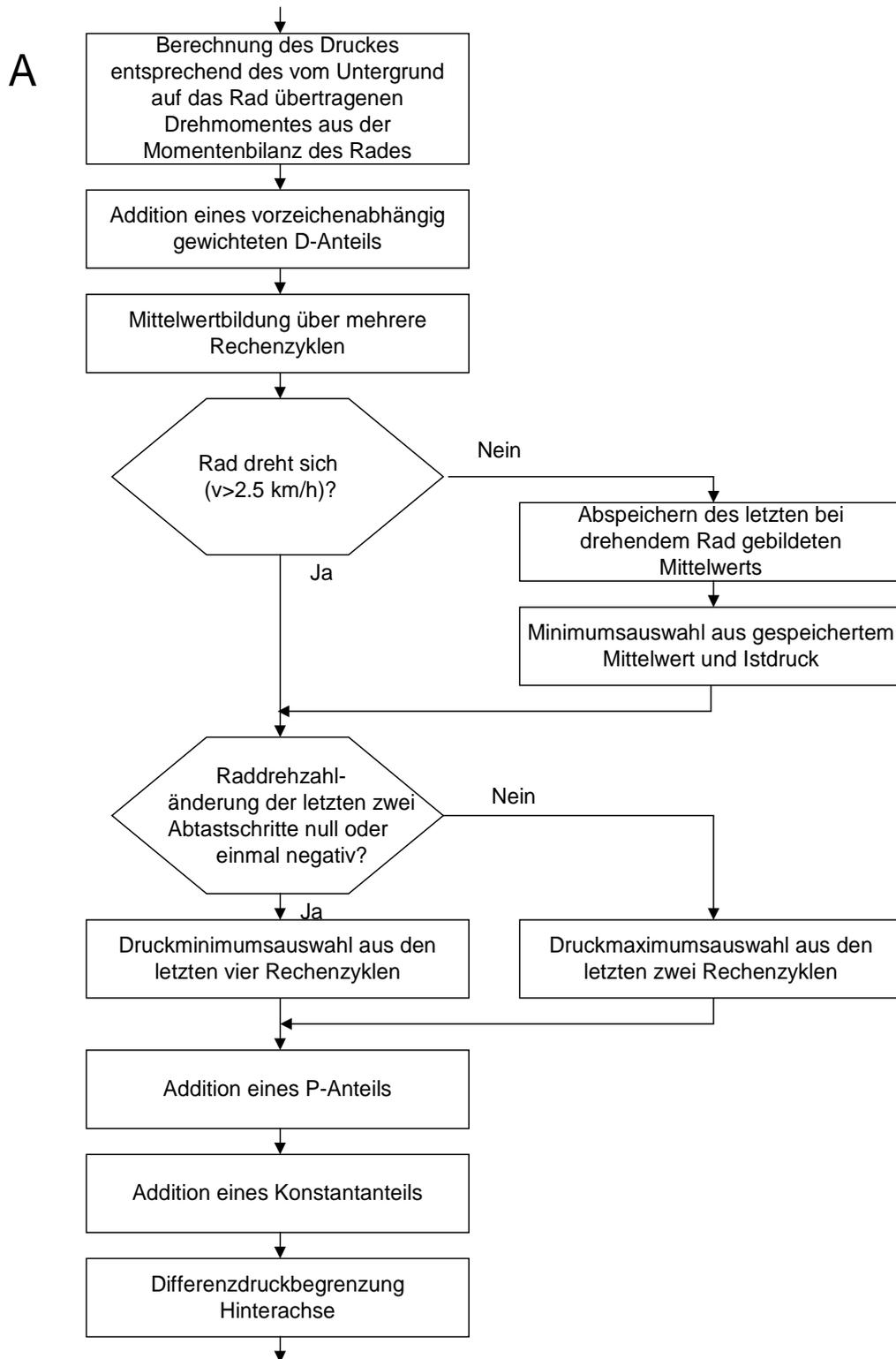


Abb. 3.5.2.a Solldruckberechnung während instabiler Radphasen

Entsprechend wird während der Radwiederbeschleunigung das Maximum des aktuellen und des letzten Mittelwerts ausgegeben. Durch die Maximumsbildung besteht zwar die Gefahr zu starken Druckaufbaues. Dieser Fehler ist jedoch kaum zu beobachten, da das Maximum nur über die letzten zwei Rechenschritte hinweg gebildet wird und der D-Anteil Radbeschleunigungen untergewichtet. Sollte zu viel Druck aufgebaut worden sein und das Rad verzögern, so tritt der Algorithmus in die Druckabbauphase ein.

Bei Radblockieren ist die Bildung einer Momentenbilanz unsinnig, da die Radbeschleunigung dann verschwindet und der Bremsdruck nur noch eine Obergrenze für einen zur ABS-Regelung geeigneten Druck darstellt. Bei Radblockieren wird der letzte aus der Momentenbilanz gebildete Druck abgespeichert und weiter verwendet; bis entweder wieder ein drehendes Rad vorliegt oder der Ist-Druck unter den letzten gespeicherten Druck aus der Momentenbilanz abfällt. Dann wird der abgespeicherte Druck mit dem Istdruck abgesenkt.

Bei Übergang aus der gesteuerten Sollruddruckerhöhung während stabiler Phasen in den momentenbilanzbasierten Algorithmus wird der Startwert des Filters für die Momentenbilanz auf den Istdruck bei Überschreiten der Schlupfschwelle gesetzt. Das ist notwendig, da sonst im Filter Werte gespeichert sind, die noch aus der zurückliegenden Druckerhöhungs- oder gar der ersten Anbremsphase stammen, während der die Reifenhaftung noch nicht voll ausgenutzt wurde.

Zu niedrige Sollruddruckwerte zu Beginn der Druckabbauphase führen dazu, dass der Sollruddruck während der Schlupfphase nach oben korrigiert werden muss und über den D-Anteil des unterlagerten Aktuatorreglers ein Verlangsamen oder Abbrechen des Druckabbaus erfolgt, da der Aktuatorregler nicht entscheiden kann, ob der vorgegebene Druckaufbau ein einmaliger Korrekturschritt ist oder ein im weiteren Verlauf gewünschter Druckaufbaugradienten.

Durch die Art der Initialisierung des Momentenbilanzfilters zu Beginn der Schlupfphase werden anfänglich Sollruddruckwerte vorgegeben, die zu hoch sind, um das Rad stabilisieren zu können. Es kommt trotzdem zu keinen Einbußen in der Abbaudynamik, wenn über einen hinreichend großen Sollruddruck-Abbaugradienten und den D-Anteil des Aktuatorreglers die maximal mögliche Aktuatorbestromung erzielt wird. Insgesamt handelt es sich um eine Anpassung daran, dass der Aktuator kein lineares Stellglied ist, sondern Beschränkungen aufweist, so dass eine um den korrekten Sollwert schwankende Vorgabe nicht zwingend zu einem im Mittel korrekten Istwert führen muss.

Der umgekehrte Übergang vom momentenbilanzbasierten Algorithmus zur gesteuerten Sollruddruckerhöhung beinhaltet ebenfalls eine Schwierigkeit. Der Wechsel von Gleitreibung über das Haftmaximum in den stabilen, leicht unterbremsen Zustand erfolgt schnell. Der Zustand, in dem annähernd das Haftmaximum genutzt wird, liegt oft nur für ein oder zwei Rechenzyklen vor. Da der lineare Druckaufbau bei den letzten Sollruddrücken der instabilen Radphase beginnt, wäre ohne weitere Maßnahmen der korrekte Umschaltzeitpunkt entscheidend, um nicht mit falschen, zu niedrigen Sollruddruckwerten mit dem Druckaufbau zu beginnen. Zum Bestimmen diese Umschaltzeitpunkts wäre eine nahezu völlig exakte Berechnung der Referenzgeschwindigkeit erforderlich, was nicht sichergestellt werden kann.

Um dieses Problem zu umgehen wird eine kurze Überlappung der beiden Regelphasen eingeführt. Es wird etwas zu früh in die lineare Druckaufbauphase umgeschaltet, wobei der Startwert nun eventuell zu niedrig liegt. Parallel zum linearen Druckaufbau wird weiterhin die Sollwertberechnung nach den Regeln der instabilen

Radphase durchgeführt. Führt diese Berechnung innerhalb von 40 ms nach Umschalten auf den linearen Druckaufbau zu höheren Druckwerten als bereits als Startpunkt für den linearen Druckaufbau abgespeichert ist, so wird als Startpunkt des Druckaufbaues der höhere Druckwert verwendet; der Gradient des Druckaufbaues wird dann an den erhöhten Startwert angepasst.

Abbildung 3.5.2.b zeigt einen einzelnen Regelzyklus an einem Vorderrad. Bis zum Zeitpunkt 0.125 s wird der Solldruck linear aufgebaut, der Istdruck folgt zeitverzögert. Da das Rad noch stabil läuft treten keine nennenswerten Radbeschleunigungen auf. Die Kurve "Druck entsprechend der Momentenbilanz", die in der stabilen Radphase noch nicht zur Sollwertbildung herangezogen wird, verläuft abgesehen von ihrem größeren Rauschanteil wie der Istdruck.

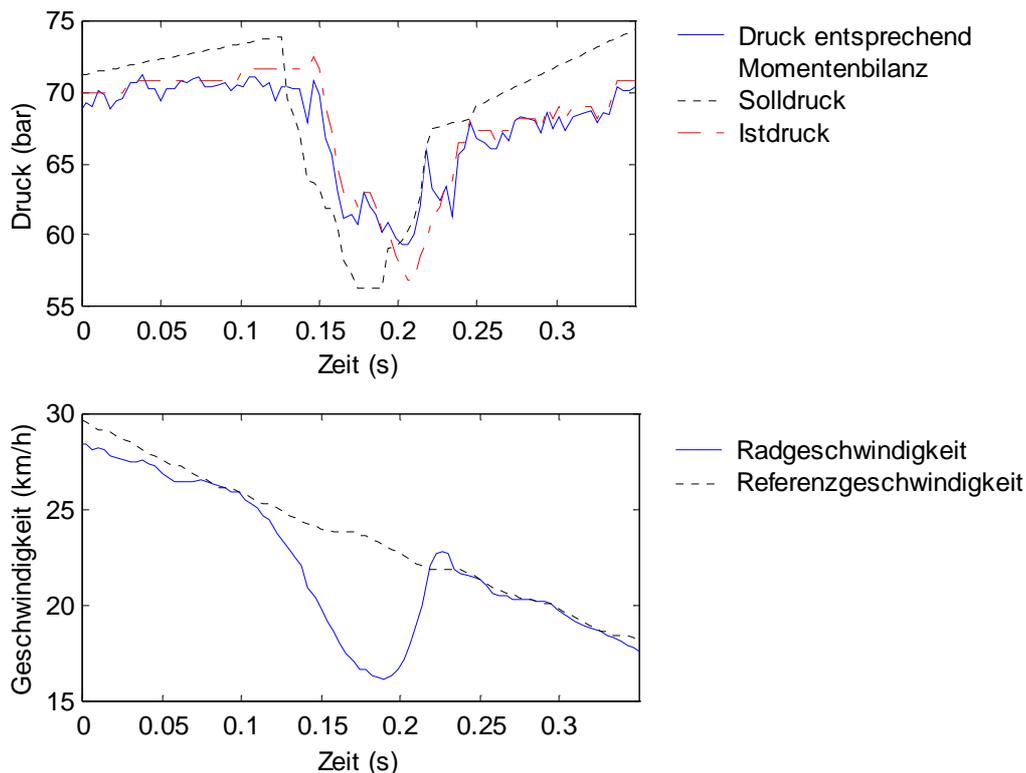


Abbildung 3.5.2.b Regelzyklus an einem Vorderrad

Ab 0.125 s ist die Schlupfschwelle unterschritten und der Regelalgorithmus für instabiles Radverhalten wird angewendet. Der Solldruck startet beim Istdruck plus P-, D- und Konstant-Anteil und geht über zu einem Wert aus gefiltertem Momentenbilanz-Druck plus P-, D- und Konstant-Anteil. Dadurch fällt der Solldruck zwischen 0.125 und 0.175 s stetig bis zum Minimalwert ab. Dieser liegt vor allem auf Grund des P- und des Konstant-Anteils etwas tiefer als der Istdruck, bei dem das Rad wieder zu beschleunigen beginnt.

Das Rad beschleunigt ab 0.185 s wieder, woraufhin die Umschaltung der Filterung erfolgt, was in der Sollwertzunahme von gut 55 bar auf knapp 60 bar zu erkennen ist. Ab 0.22 s wird das Rad wieder als stabil eingestuft, der Solldruck liegt bei 67 bar und es erfolgt bis 0.24 s linearer Druckaufbau. Der Istdruck liegt noch ca. 5 bar unter dem Solldruck, das Rad ist kurzzeitig unterbremst, was zum Überschießen der Radgeschwindigkeit über die Referenzgeschwindigkeit führt. Zum Zeitpunkt 0.24 s ist der Istdruck gleich dem Solldruck. Zufällig gleichzeitig weist der Druck aus der

Momentenbilanz ein lokales Maximum auf, der Startwert des linearen Druckaufbaues und damit der aktuelle Sollwert werden dadurch nach oben korrigiert, anschließend wird der Solldruck weiter linear angehoben.

Das Rad wurde bei einem Druck von etwa 71 bar instabil. Zu Beginn der stabilen Phase, d.h. nach dem ersten kurzen Radüberschwingen über die Referenzgeschwindigkeit, sind bereits wieder 67 bar eingestellt. Damit ergibt sich in diesem Beispiel in der stabilen Radphase eine maximale Unterbremsung von 5 %, im Mittel bis zum neuerlichen Radgeschwindigkeitseinbruch damit von nur 2,5 %. Bremswegeinbußen sind vor allem durch instabile Radphasen bedingt, die jedoch auf Grund der Aktuatorik und zur sicheren Identifizierung der Reibverhältnisse nicht beliebig verkleinert werden können. Es ist hier kein Nachteil gegenüber hydraulischen Bremsanlagen zu erkennen und es sind Bremsleistungen zumindest auf dem Niveau heutiger guter ABS-Anlagen zu erwarten, ein genauer Vergleich erfolgt später.

3.5.3 Weitere Anpassungen

In diesem Kapitel werden die verwendeten Ergänzungen genannt, die zur Funktion des Regelalgorithmus, der in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellt wurde, notwendig sind. Zusätzliche Erweiterungen und Möglichkeiten werden in Kapitel 3.6 angesprochen.

Die Unterscheidung zwischen stabilem und instabilem Radverhalten stützt sich im Wesentlichen auf das Unterschreiten der Referenzgeschwindigkeit, die jedoch immer mit einer Ungenauigkeit behaftet ist. Da ein leicht verspätetes Eingreifen der ABS-Regelung weniger stört als ungerechtfertigte verfrühte Bremsdruckreduzierung wird die zu unterschreitende Radgeschwindigkeitsschwelle etwas unter die Referenzgeschwindigkeit gelegt. Die Absenkung der Schwelle erfolgt um einen Konstantanteil und einen weiteren linear mit der Geschwindigkeit anwachsenden Anteil.

Die Schwelle wird an der Vorderachse tiefer gewählt als an der Hinterachse. Die Hinterräder werden so früher entbremst und Übersteuern oder Schleudern (Kap. 2.1.2) vermieden. Aus dem selben Grund kommt an der Hinterachse eine stärker Druck abbauende Reglereinstellung zum Einsatz. Daneben sorgt eine Differenzdruckbegrenzung zwischen den Hinterrädern dafür, dass nicht beide Hinterräder gleichzeitig überhöhten Bremsschlupf aufweisen, indem sich Druckreduktionen vorbeugend auch am eigentlich nicht betroffenen Rad auswirken (Kap. 3.6).

Die Referenzgeschwindigkeit ändert zu Beginn einer Bremsung ihre Bedeutung von der freidrehenden Radgeschwindigkeit zur optimalen Bremsdrehzahl. Zu Beginn der Bremsung ist nicht bekannt, in welchem (Zwischen-)Zustand sich die Referenzgeschwindigkeit befindet, zusätzlich kommen durch den noch nicht eingeschwungenen Zustand der Fahrwerksteile Störungen der Radgeschwindigkeitsmessung hinzu (Kap. 2.1.3). Daher werden vor Eintritt in die ABS-Regelbremsung die Schlupfschwellen an beiden Achsen tiefer gewählt als während der Regelbremsung; die Schwelle liegt wieder an der Vorderachse tiefer als an der Hinterachse.

Das Ausschalten der Regelung bei niedriger Geschwindigkeit erfolgt über die gewählten Schlupfschwellen: Die berechnete Radgeschwindigkeit wird nur bis zu einer Minimalgeschwindigkeit von ca. 2 km/h abgesenkt; darunter verlieren die Radgeschwindigkeitssensoren ihre Funktionsfähigkeit. Die Ausschaltung erfolgt indirekt, indem die Referenzgeschwindigkeit bis auf die niedrigste berechnete Radgeschwindigkeit absinkt und damit kein Bremsschlupf unter Null mehr berechnet werden kann. Die Schlupfschwellen können nicht mehr überschritten werden.

Diese Ausschaltung bei niedrigen Geschwindigkeiten hat auf die Fahrstabilität und die Bremsleistung keine negativen Auswirkungen. Bei diesen Geschwindigkeiten ist mit keinem instabilen Fahrverhalten mehr zu rechnen, zudem verschwindet der Unterschied zwischen Gleitreibung und Haftreibung mit sinkender Gleitgeschwindigkeit zunehmend.

3.6 Abweichungen von der Regelung auf das Haftmaximum

Aus den vorhergehenden Kapiteln ist bekannt, dass aus Gründen der Fahrstabilität und Beherrschbarkeit des Fahrzeugs der Sollschlupf einer Radschlupfregelung bewusst über oder unter den Werte am Haftmaximum gelegt werden kann.

Höhere Schlupfwerte werden bei ABS-Bremmung während Kurvenfahrt an den Vorderrädern, insbesondere am kurvenäußeren Vorderrad, eingestellt. Das hat zwei Gründe. Erstens verlagern sich bei Verzögerung die Radaufstandskräfte nach vorne, so dass die Vorderachse relativ höhere Kräfte, insbesondere höhere Seitenführungskräfte übertragen kann. Dies ist als Lastwechselreaktion bekannt, d.h. das Fahrzeug übersteuert bei Bremsung oder beim "Gas wegnehmen". Wird vorne ein höherer Bremsschlupf als hinten eingestellt, gegebenenfalls jenseits des Haftmaximums, so sinkt vorne die Seitenführungskraft und das Lenkverhalten des Fahrzeugs bleibt beherrschbar.

Zweitens wird durch Überbremsen der Vorderräder ein gewisser Anteil des Haftvermögens für eine Bremsung nutzbar. Fährt ein Fahrzeug mit maximal möglicher Geschwindigkeit um eine Kurve, so kann ohne sonstige Eingriffe das Haftmaximum aller Reifen erreicht sein. Ein ABS, das nur dieses Haftmaximum einregelt, würde keinerlei Bremsdrücke einstellen, da diese zum Überbremsen führen würden. Das überfordert den Fahrer, der bei Bremsbetätigung immer eine gewisse Minimalverzögerung erwartet, auch wenn sich durch Überbremsen der Kurvenradius etwas vergrößert.

An den Hinterrädern können schon kurze überbremsste Phasen, wie sie durch die normale ABS-Reglerfähigkeit auftreten, Schleudern auslösen, wenn der Reifen gleichzeitig nennenswert Querkräfte übertragen soll. Das ist vor allem in schnell gefahrenen Kurven der Fall oder unter sogenannten μ -split-Bedingungen, d.h. seitenweise unterschiedlichen Fahrbahnreibungswerten. Das hier durch die einseitig größeren Reifenlängskräfte bewirkte Drehmoment auf das Fahrzeug muss dann durch entsprechende Querkräfte kompensiert werden.

Abhilfe wird geschafft, indem das Bremsmoment des stärker gebremsten Rades nur um einen Höchstbetrag vom schwächer gebremsten Rad abweichen darf. Das führt dazu, dass in Kurven das kurvenäußere Hinterrad und auf μ -split das Hinterrad auf der Seite mit der höheren Haftung leicht unterbremst bleiben.

Diese Vorgehensweisen sind in entsprechenden Algorithmen verwirklicht und gewährleisten eine zufriedenstellende Fahrbarkeit der Prototypen. In Serienfahrzeugen ist zudem meist eine Giermomentenabschwächung vorhanden. Sie verhindert, dass Bremsmomentdifferenzen an der Vorderachse so schnell aufgebaut werden, dass das resultierende Drehmoment um die Fahrzeughochachse für den Durchschnittsfahrer zu plötzliche Lenkkorrekturen erforderlich macht. Auf Grund des dahingehend ohnehin unkritischen Verhaltens der Prototypen wurde keine Giermomentenabschwächung verwendet.

Neben den soeben vorgestellten, zur Fahrbarkeit erforderlichen Algorithmen, die in ähnlicher Form auch in Serienfahrzeugen umgesetzt sind, sind mit einer elektromechanischen Bremse auch weitere Funktionen denkbar, die im Wesentlichen auf einer Informationsweiterleitung von der Vorder- zur Hinterachse basieren, insbesondere bei Belagwechseln oder beim Anbremsen. Das ermöglicht es, an der Hinterachse früher zu reagieren und weniger schnelle und damit kleinere und billigere Aktuatoren als an der Vorderachse einzusetzen. Da die zugehörigen Algorithmen sehr ausgereift sein müssen, um keinen Schaden anzurichten –es werden dann ja auch

Fehler weitergereicht- wurden dahingehend nur Vorversuche angestellt, eine ständige Einbindung in die ABS-Software unterbleibt vorerst. Eine mögliche Fehlersituation ist z.B. eine kurzfristige, unnötige Druckabsenkung an einem Vorderrad auf Grund einer Fahrbahnunebenheit, die am seitengleichen Hinterrad ebenfalls zur Druckabsenkung führt, und durch die Differenzdruckbegrenzung auch am gegenüberliegenden Hinterrad.

Gezeigt sind die möglichen Verbesserungen durch Informationsweiterleitung (Abb. 3.6.b) gegenüber der Regelung ohne Informationsweiterleitung (Abb. 3.6.a). Der Maximalschlupf an der Hinterachse beim Belagwechsel Asphalt-Rauheis ist von 20 km/h auf knapp 10 km/h reduziert. Es ist sogar möglich, den Radgeschwindigkeitseinbruch beim Belagwechsel völlig zu unterdrücken, was allerdings kein Vorteil ist, da dann kein Arbeitspunkt für das Hinterrad mehr bestimmt werden kann. (Anmerkung: Die Messungen erfolgten mit einem frühen Prototypenstand, so dass hier ein wesentlich schlechteres Folgeverhalten der Aktuatoren gegeben ist als bei den sonstigen Messungen, wie z.B. in Abb. 3.5.2.b).

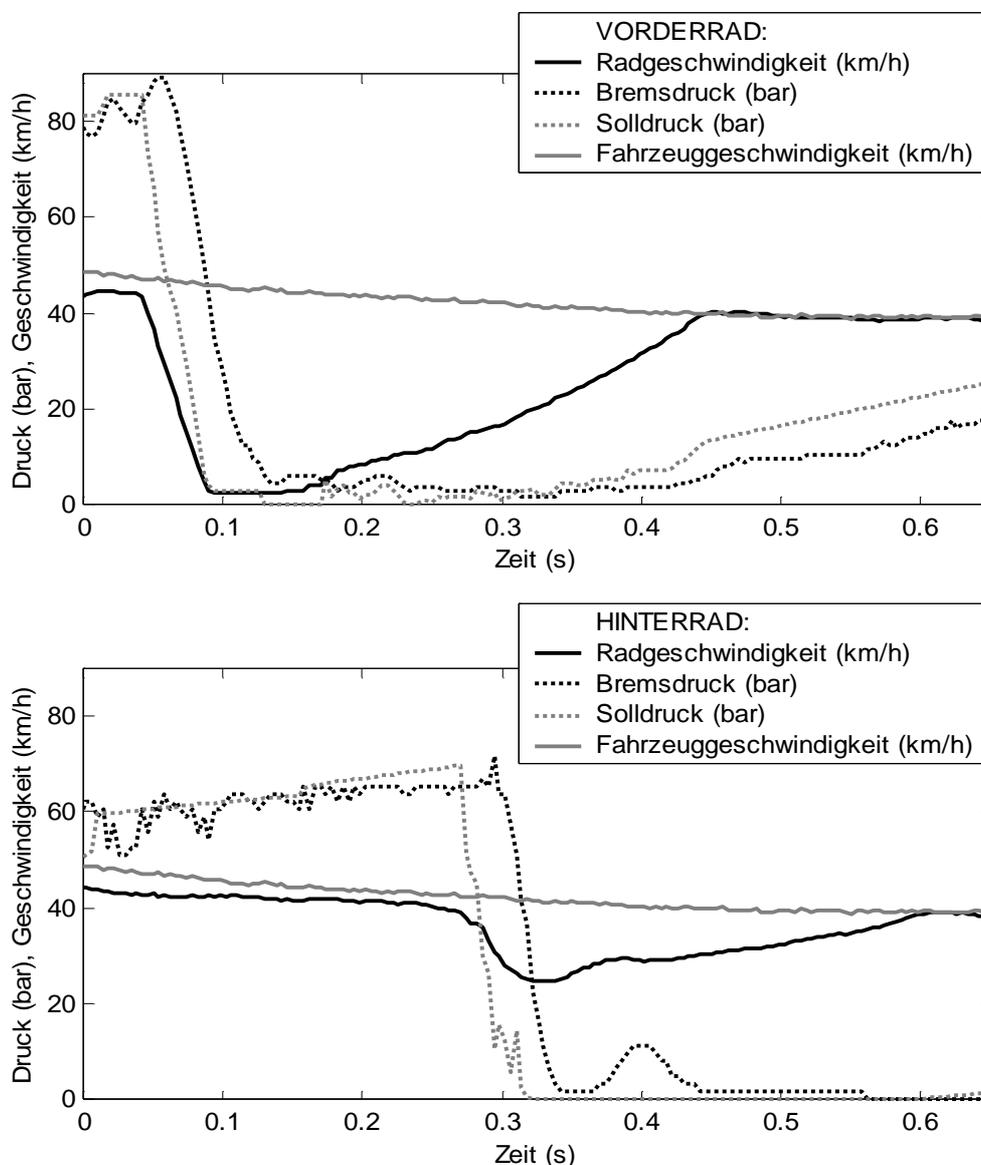


Abb. 3.6.a Sprung Hoch-Niedrigreiwert, ABS-Regelung ohne Informationsaustausch Vorder-Hinterachse

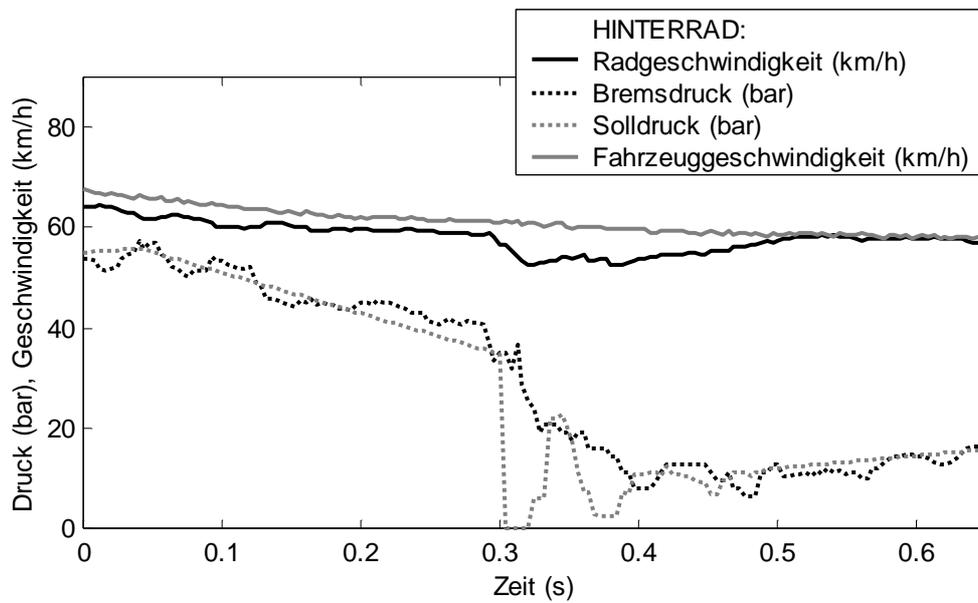
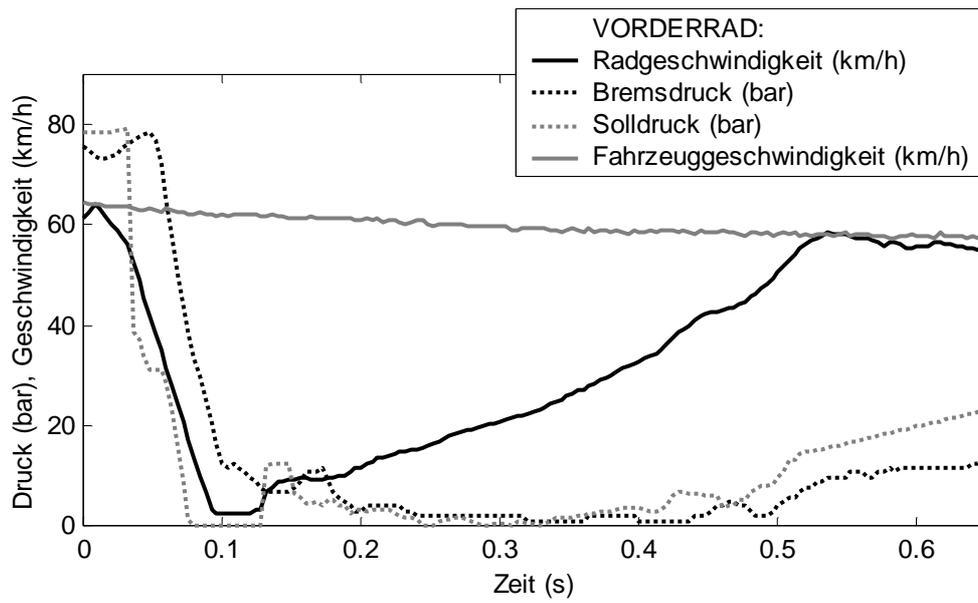


Abbildung 3.6.b Sprung Hoch-Niedrigreiwert, ABS-Regelung mit Informationsaustausch Vorder-Hinterachse

5 Vergleich mit Serienfahrzeug



Abb. 4.a Das Testfahrzeug auf der Teststrecke

Zur Beurteilung der Radschlupfregelung wird die Bremsleistung bei Geradeausfahrt und bei verschiedenen Geschwindigkeiten herangezogen. Getestet wurde auf Asphalt, festgefahrener Schneedecke und Eis. Als Referenz wird ein gleich motorisiertes und bereiftes Fahrzeug mit serienmäßiger Bremsanlage und ausgeschalteter Fahrdynamikregelung verwendet, ein BMW 328i auf Conti Wintercontact TS 790.

Als Messsystem wird jeweils ein Peissler-Messrad an der Anhängerkupplung befestigt. Dieses ist verglichen mit optischen Messsystemen unempfindlicher gegen aufgewirbelten Schnee, allerdings empfindlicher gegen Fahrbahnunebenheiten, so dass die Fahrspuren entsprechend möglichst eben gewählt werden müssen.

Es wurden Tests auf Schnee bei 30 km/h (Tab. 4.a) und 80 km/h (Tab. 4.b) gefahren, auf Asphalt bei 80 km/h (Tab. 4.c) und auf Eis bei 30 km/h (Tab. 4.d) und 60 km/h (Tab. 4.e). Um Einflüsse durch den Fahrer wie Lenkkorrekturen oder Differenzen der Bremsantrittsgeschwindigkeit auszuschließen, wurde nach der Hälfte der Messungen einer Messreihe jeweils ein Fahrerwechsel durchgeführt. Die Fahrspuren wurden eingebremst und anschließend abwechselnd befahren, um auch hinsichtlich der Oberfläche, die sich vor allem im Falle von Schnee und Eis durch das Befahren verändert, Vergleichbarkeit herzustellen.

Trotzdem ist mit einem gewissen Fehler zu rechnen, da schon minimale Abweichungen der Fahrspur oder des Bremsbeginns zu anderen Reibbedingungen und damit auch Bremsleistungen führen. Außer im Falle von Schnee bei 30 km/h (Tab. 4.a) und Eis bei 30 km/h (Tab. 4.d) liegen die Streuungen der Messungen für ein Fahrzeug deutlich höher als der Bremsweg- bzw. Verzögerungsunterschied zwischen

den Fahrzeugen, so dass auf Schnee, Asphalt und Eis zumindest bei höheren Geschwindigkeiten im Rahmen der Messgenauigkeit kein Unterschied nachgewiesen werden kann.

Ein eindeutiger Unterschied zeigt sich auf Schnee und auf Eis bei 30 km/h. Während das EMB-Fahrzeug auf Schnee einen um 10% kürzeren Bremsweg und eine um 10,5% höhere Verzögerung aufweist, besitzt es bei 30 km/h auf Eis einen um 11%, längeren Bremsweg und eine um 8,3% niedrigere Verzögerung.

Als Ursache wird vermutet, dass die gewählten Eingriffsschwellen und Regelparameter beim EMB-Regler auf Niedrigreibwert und bei den niedrigen Geschwindigkeiten höhere Schlupfwerte einregelt, als der Regler der Hydraulikbremse, was auf Schnee die kürzeren Bremswege und auf Eis die längeren Bremswege erklären würde. Das ergibt sich auf Grund der Reibcharakteristik, die bei Eis bei geringerem Schlupf ihr Maximum erreicht und dann prozentual stärker abfällt als bei Schnee (Abb.2.1.1.e). Für eine sichere Klärung des unterschiedlichen Verhaltens wäre es notwendig, zu Vergleichszwecken Messtechnik für die Istdrucke und Raddrehzahlen auch im Referenzfahrzeug einzubauen. Das war jedoch leider nicht möglich, da es sich um ein geliehenes Fahrzeug handelte, das nicht beschädigt werden sollte.

Abschließend kann gesagt werden, dass mit dem jetzigen EMB-Prototypen-System bereits die Bremsleistungen einer modernen hydraulischen Bremsanlage erreicht werden. Damit ist der gewünschte Nachweis erbracht, dass das EMB-System auch hinsichtlich der Radschlupfregelsysteme konkurrenzfähig ist. Auf Grund noch verbleibender Verbesserungsmöglichkeiten an ABS-Algorithmus und Aktuatoren, wie genauere Referenzgeschwindigkeitsbildung, detailliertere Formulierung der Druckaufbaustrategie oder verbessertes Folgeverhalten der Aktuatoren, ist davon auszugehen, dass der heutige Bremsenstandard vom EMB übertroffen werden kann.

Schnee 30 km/h		
	Bremsweg (m)	Verzögerung (m/s²)
EMB-Fahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	11,38 ± 0,61	3,06 ± 0,17
Serienfahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	12,64 ± 1,36	2,77 ± 0,30
⇒ Veränderung EMB gegenüber Serienfahrzeug	⇒ -10,0 %	⇒ +10,5 %

Tab. 4.a Vergleichsmessungen auf Schnee bei 30 km/h

Schnee 80 km/h		
	Bremsweg (m)	Verzögerung (m/s²)
EMB-Fahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	79,82 ± 2,24	3,10 ± 0,09
Serienfahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	79,50 ± 1,61	3,11 ± 0,06
⇒ Veränderung EMB gegenüber Serienfahrzeug	⇒ +0,4 %	⇒ -0,3 %

Tab. 4.b Vergleichsmessungen auf Schnee bei 80 km/h

Asphalt 80 km/h		
	Bremsweg (m)	Verzögerung (m/s²)
EMB-Fahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	30,85 ± 0,61	8,01 ± 0,16
Serienfahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	30,59 ± 0,82	8,08 ± 0,23
⇒ Veränderung EMB gegenüber Serienfahrzeug	⇒ +0,8 %	⇒ -0,9 %

Tab. 4.c Vergleichsmessungen auf Asphalt bei 80 km/h

Eis 30 km/h		
	Bremsweg (m)	Verzögerung (m/s²)
EMB-Fahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	45,70 ± 4,49	0,77 ± 0,08
Serienfahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	41,16 ± 0,63	0,84 ± 0,01
⇒ Veränderung EMB gegenüber Serienfahrzeug	⇒ +11,0 %	⇒ -8,3 %

Tab. 4.d Vergleichsmessungen auf Eis bei 30 km/h

Eis 60 km/h		
	Bremsweg (m)	Verzögerung (m/s²)
EMB-Fahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	131,47 ± 3,02	1,06 ± 0,02
Serienfahrzeug Mittelwert und Standardabweichung	131,14 ± 1,06	1,06 ± 0,04
⇒ Veränderung EMB gegenüber Serienfahrzeug	⇒ +0,3 %	⇒ 0,0 %

Tab. 4.e Vergleichsmessungen auf Eis bei 60 km/h

5 Zusammenfassung

Eine elektromechanische Bremse bietet prinzipbedingte Vorteile im Vergleich zu konventionellen Bremsanlagen, vor allem im Komfort- Sicherheits- und Umweltbereich. Deswegen besteht verstärktes Interesse an derartigen Bremsanlagen. Um Konkurrenzfähigkeit gegen hydraulische Bremsen zu gewährleisten dürfen keine funktionalen Schwächen auftreten, die sich durch das trägere Stellverhalten eines elektromotorischen Antriebs im Vergleich zu hydraulischen Schaltventilen ergeben könnten. Ziel war es daher, die entscheidenden kritischen Situationen zu bestimmen und zeigen, dass in allen Bereichen die Leistungsfähigkeit heutiger Bremssysteme erreicht werden kann.

Zunächst wird ein Überblick über die relevanten Fahrzeugeigenschaften Reifenverhalten, Lenkverhalten und Raddrehzahlmessung gegeben. Vor diesem Hintergrund werden die Auswirkungen des Stellgliedes auf überlagerte Regler wie z.B. ABS oder Fahrdynamikregelung abgeschätzt. Bei der Untersuchung der Unterschiede zwischen hydraulischem und elektromechanischem Stellglied zeigt sich, dass das EMB zwar Vorteile aufweist wie einen gemessenen Bremsdruck und höhere Stellgenauigkeit. Allerdings verfügt es nicht über die hohe Dynamik einer hydraulischen Bremse, insbesondere Änderungen der Stellgeschwindigkeit verlaufen langsamer. Eine Abschätzung ergibt, dass das vor allem für eine Bremsschlupfregelung problematisch sein kann.

Gesucht ist deshalb ein Bremsschlupfregler auf Basis von EMB, der die Leistungsfähigkeit heute am Markt erhältlicher, guter hydraulischer Bremsschlupfregler erzielt. Ausgangspunkt ist dabei ein Testfahrzeug, dessen EMB-Bremssystem den Erfordernissen der Grundbremse ohne Berücksichtigung von Reglereingriffen gerecht wird. Sollte das Ziel mit dieser Bremsanlage nicht erreichbar sein, so sind Zusatzanforderungen zu definieren, die zum Erzielen der Leistungsfähigkeit einer hydraulischen Bremse notwendig sind.

Zunächst werden typische Arbeitsweisen hydraulischer Bremsschlupfregler beschrieben, um dann verschiedene, neue oder abgewandelte Ansätze für EMB zu entwickeln.

Ein regelbasierter Ansatz, auch "Expertensystem" genannt, und ein anderer Ansatz, der das Reibwertmaximum bereits vor dessen Erreichen identifiziert, werden untersucht. Es zeigt sich, dass beide Verfahren nicht in Frage kommen: Das erste führt bei Weiterentwicklung zu einem kaum mehr zu durchschauenden, annähernd nicht analysierbaren Regelwerk, während das zweite grundsätzlich sehr störanfällig ist.

Schließlich wird das System als Übertragungsfunktion beschrieben, um es mit regelungstechnischen Methoden untersuchen zu können. Am Beispiel eines "Standard"-Reglers, einem Proportional-Integral-Differenzialregler, werden die kritischen Eigenschaften des Systems aufgezeigt. Für einen PD-Regler ohne I-Anteil ist es möglich, eine stabile, d.h. nicht zu Regelschwingungen führende, Einstellung zu finden. Um auch bleibende Regelabweichungen auszugleichen, wie sie sich z.B. bei Fahrbahnbelagswechsel ergeben könnten, ist ein I-Anteil notwendig. Wenn dieser groß genug gewählt wird, um theoretisch eine ausreichend schnelle Nachführung des Arbeitspunktes zu bewirken, wird dadurch gleichzeitig die Stabilität der Regelung zerstört.

Durch Modifikationen wird zu einem modellbasierten Ansatz gelangt. Dieser ersetzt den I-Anteil durch kontinuierlich berechnete Solldruckvorgaben, die auf der Drehmomentenbilanz des Rads basieren. Dies führt zu einer regelungstechnisch

stabilen Lösung, die notwendige Arbeitspunktänderungen quasi simultan erkennt. Dynamische Defizite des Stellgliedes gegenüber einer hydraulischen Bremse werden durch einen Informationsvorsprung –die Kenntnis des Istdrucks- ausgeglichen.

Dieser Ansatz ist voll funktionsfähig, er ist prinzipbedingt ausschließlich in den instabilen Phasen, d.h. nach Überschreiten des Haftmaximums des Reifens, anwendbar. Dieser Bereich wird vor allem während Eingriffen durch eine Fahrdynamikregelung genutzt. Ein ABS darf aus Gründen der Fahrstabilität und Bremsleistung nicht fortwährend in diesem Zustand beharren. Der Algorithmus wird für diesen Anwendungsfall so erweitert, daß das Rad sicher stabilisiert werden kann. Dies erfolgt vor allem durch einen asymmetrischen D-Anteil, eine spezielle Filterung und einen additiven konstanten Bremsdruckabbau. In der anschließenden stabilen, nicht überbremsen Phase erfolgt ein zeitgesteuerter Druckaufbau.

Die Bremsleistung des Testfahrzeugs wird abschließend mit einem entsprechenden Serienfahrzeug verglichen. Dazu wird auf allen praxisrelevanten Fahrbahnoberflächen, nämlich Asphalt, Schnee und Eis, gemessen. Die mittlere Bremsleistung des Serienfahrzeugs wird erreicht. Da noch Verbesserungen möglich sind, wird das Potenzial gesehen, auch das Niveau zukünftiger, verbesserter hydraulischer Bremsanlagen zu erreichen oder zu übertreffen. Somit ist gezeigt, dass ein EMB mindestens die Leistungsfähigkeit hydraulischer Bremsanlagen bieten kann, ohne unrealistisch hohe Anforderungen an die Aktuatorik zu stellen.

Anhang

Anhang A Zeichenerklärung

$\alpha_{v,h}$: Schräglaufwinkel vorne/hinten
β	: Schwimmwinkel
$c_{v,h}$: Schräglaufsteifigkeit vorne/hinten, in N/rad
C_{Profil}	: Steifigkeit der Reifenprofilelemente pro Latschlänge in N/m ²
D_B	: Torsionsdämpfung Reifen/Felge (= 90 Nm / (rad·s ⁻¹))
D_C	: Translationsdämpfung Fahrwerksteile/Chassis (=1200 N / (ms ⁻¹))
δ	: Lenkwinkel
F	: Kraft
$F_{0pid}(s)$: Übertragungsfunktion von PID-Regler plus gesamter Regelstrecke
F_c	: Zentripetalkraft im Schwerpunkt in N
F_{Lokal}	: Reifenlängskraft pro Latschlänge in N/m
$F_{Reif}(s)$: Übertragungsfunktion des Reifens
$F_{Regpid}(s)$: Übertragungsfunktion eines PID-Reglers
$F_{SV,SH}$: Seitenkraft vorne/hinten in N
$F_{Stell}(s)$: Übertragungsfunktion des Stellgliedes, d.h. von Aktuator und Totzeit
φ	: Winkelvariable, je nach Indizierung für ein bestimmtes System
g	: Erdbeschleunigung (= 9,81 m/s ²)
G_{Brems}	: Gradient der Zuspannkraft (= 50 000 N/s)
k_A	: Quotient Längskraftänderung durch Radschlupf (= 750 N / %)
k_B	: Torsionssteifigkeit Reifengürtel-Felge (= 4·10 ⁴ Nm/rad)
k_{Brems}	: etwa der maximale Gradient des Bremsenmomentes (= -12280 Nm/s)
k_C	: Federsteifigkeit Fahrwerksteile-Chassis in Fahrzeuginnenachsenrichtung (= 15·10 ⁴ N/m)
Ki_{Reif}	: 1 / Radträgheit (= 1 (kg m ²) ⁻¹)
Kp_{Akt}	: Umrechnungsfaktor Bremsdruck in Bremsmoment
Kp_{Reg}	: Regelparameter eines PID-Reglers; beschreibt den P-Anteil
Kp_{Reif}	: Ableitung des Reifenumfangsmomentes nach der Drehzahl
l	: Radstand
$l_{v,h}$: Schwerpunktsabstand von Vorder- und Hinterrad
m	: Masse in kg (für das Fahrzeug ca. 1700 kg)
m_C	: Masse Radträger mit Rad (= 35 kg)
m_D	: unendliche Masse (als ‚feste‘ Verankerung)
M	: Drehmoment in Nm
M_{Brems}	: Drehmoment auf das Rad verursacht durch die Bremse (<= 0 Nm)
M_{Grund}	: Drehmoment auf das Rad verursacht durch den Untergrund in Nm
μ	: Reibwert, d.h. Verhältnis zwischen senkrechter und parallel zur Kontaktfläche übertragener (oder je nach Kontext auch übertragbarer) Kraft
n_{imag}	: Zahl der Polstellen des offenen Kreises auf der imaginären Achse
n_{pos}	: Zahl der Polstellen des offenen Kreises mit Realteil > 0
r	: Radradius (= 0,30(7) m)
R	: Abstand Momentanpol zu Schwerpunkt
$R_{v,h}$: Abstand Momentanpol zu Vorder-/Hinterrad
s	: Radschlupf in % der Fahrgeschwindigkeit oder (seltener) als Geschwindigkeitsdifferenz Rad- minus Fahrzeuggeschwindigkeit
t	: Zeit in Sekunden, je nach Index kann auch eine bestimmte Zeit oder ein bestimmter Zeitpunkt gemeint sein
$T1_{Akt}$: 1. Zeitkonstante des Aktuators (= 0,95/80 s ⁻¹ bzw. 0,9/40 s ⁻¹)

T_{2Akt}	: 2. Zeitkonstante des Aktuators (= $(1/80 \text{ s}^{-1})^2$ bzw. $(1/40 \text{ s}^{-1})^2$)
T_{Filt}	: Zeitkonstante des Filters (= 15 ms)
T_{nReg}	: Regelparameter eines PID-Reglers; beschreibt zusammen mit K_{pReg} den I-Anteil
T_{Tot}	: Totzeit (= 25 ms bzw. 0 s)
T_{VReg}	: Regelparameter eines PID-Reglers; beschreibt zusammen mit K_{pReg} den D-Anteil
Θ	: rotatorische Trägheit (beim Rad: ca. 0,8...1 kg m ²)
Θ_A	: rotatorische Trägheit des Reifengürtels (= 0,5 kg·m ²)
Θ_B	: rotatorische Trägheit der Felge, Bremsscheibe und Nabe (= 0,5 kg·m ²)
v	: Geschwindigkeit
$v_{v,h}$: Geschwindigkeit vorne/hinten
ω	: Kreisfrequenz (= 2π ·Frequenz)
x	: allgemeine Variable, zumeist für einen Ort, je nach Indizierung
$\dot{\psi}$: Giergeschwindigkeit

Anhang B Literaturverzeichnis

- [ARN01] A. Arnold
Method for Determining the Deceleration of a Motor Vehicle,
in: US-Patent Nr. 6 254 203 B1 (2001)
- [BRO89] I. Bronstein, K.A. Semendjaev,
in: Taschenbuch der Mathematik, Verlag Harri Deutsch, Thun (1989)
- [BUR93] Dr.-Ing. Manfred Burckhardt,
in: Radschlupf-Regelsysteme, Vogel Verlag, Würzburg (1993)
- [CAR91] A.Cardona, M.Geradin, D.B. Doan,
Rigid and flexible joint modelling in multibody dynamics using finite elements,
in: Computer-Methods-in-Applied-Mechanics-and-Engineering.vol.89,
no.1-3, S.395-418, (1991)
- [FAC98] M.Fach, V.Bachmann, B.Breuer,
Measurement of Local Slip in the Contact Path of Passenger Car Tires,
in: ITEC Paper 23A, Ohio (1998)
- [FÖL94] Otto Föllinger,
in: "Regelungstechnik, 8. Auflage, Hüthig, Heidelberg (1994)
- [FRO27] H. Fromm,
Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben,
in: Z. angew. Math. Mech. 7, S. 27-58 (1927)
- [HEI97] G.Heinrich
in: Rubber Chemistry and Technology 70 (1997)
- [KLÜ98] M. Klüppel, Th. Alshuth,
Theorie der Gummireibung und Traktionseigenschaften von Reifen,
in: Fortschritt-Berichte VDF 1998, Reihe 112, Nr. 362, S.1 (1998)
- [LEO90] A.J.Leonov
in: Wear 141 137 (1990)
- [MER98] A. Mertens, A. Arnold, H. Eichfeld, T. Brandmeier,
Fuzzy ABS for a new electromechanical braking system using the fuzzy coprocessor SAE 81C99A,
in: presentation on the EUFIT at Aachen (1998)
- [PAC87] H.B. Pacejka, E. Bakker, L.Nyborg,
Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies,
in: SAE Technical Paper Series, 870421 (1987)
- [PER97] B.N.J. Persson,
Sliding Friction: Physical Principles and Applications,
in: Phys. Review B 48 18140 (1993)

-
- [REU89] M.Reuter,
in: Regelungstechnik für Ingenieure, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden
(1989)
- [SCH66] A.Schallamach,
in: Rubber Chemistry and Technology 39 320 (1966)
- [SCH68] A.Schallamach,
in: Rubber Chemistry and Technology 41 209; (1968)
- [SCH93] B. Schröer,
Aktoren für die Mikrosystemtechnik,
in: Technica 13/93 (1993)
- [SHA98] R.S.Sharp, D.J.Allison,
*In-plane vibrations of tyres and their dependence on wheel mounting
conditions,*
in: Vehicle-System-Dynamics.vol.29, suppl.issue, S.192-204 (1998)
- [STÖ95] J. Stöcker, A Kirschbaum,
Der Intelligente Reifen,
in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 97 S.12 (1995)
- [SUG98] M.Sugai, H.Yamaguchi,
*New Control Technique for Maximizing Braking Force on Antilock
Braking System,*
in: AVEC 1998.9, S.649-654 (1998)
- [UNB97] H. Unbehauen,
in: Regelungstechnik I, Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese
linearer kontinuierlicher Regelsysteme, 9. Auflage, Vieweg, Wiesbaden
(1997)
- [YI98] J.Yi, L.Alvarez,
*Adaptive Emergency Braking Control Using a Dynamic Tire/Road
Friction Model,*
in: Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control
December 2000, S. 456-461, Sydney (2000)
- [VIL01] T.Vilgis, G.Heinrich,
Die Physik des Autoreifens,
in: Physikalische Blätter, 57. Jahrgang, Heft 6, S.67-73 (2001)

Anhang C Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1.a	Prototyp eines Elektromechanischen Bremsaktuators der Firma SiemensVDO Automotive, montiert an einem Federbein	6
Abb. 1.1.b	Übersicht über einzelne Regler, die durch Verknüpfung untereinander und mit einem Brake-by-Wire-System einen kompletten Fahrzeugregler ergeben	7
Abb. 2.1.1.a	Bürstenmodell des Reifens	10
Abb. 2.1.1.b	μ -Schlupf-Kurve aus dem Bürstenmodell	11
Abb. 2.1.1.c	μ -Schlupf-Kurven, Längskraft in Abhängigkeit vom Längsschlupf bei verschiedenen Schräglaufwinkeln $\alpha = 0^\circ, 2^\circ, 4^\circ \dots 14^\circ$	12
Abb. 2.1.1.d	μ -Schlupf-Kurven, Querkraft in Abhängigkeit vom Längsschlupf bei verschiedenen Schräglaufwinkeln $\alpha = 0^\circ, 2^\circ, 4^\circ \dots 14^\circ$	12
Abb. 2.1.1.e	μ -Schlupf-Kurven verschiedener Reifen	14
Abb. 2.1.2.a	Das Einspurmodell	15
Abb. 2.1.2.b	Typische Gierverstärkungen bei neutralem, über- und untersteuerndem Eigenlenkverhalten	17
Abb. 2.1.3.a	Zerlegung des Systems Rad-Radaufhängung in Teilsysteme	17
Abb. 2.1.3.b	Angenommener Bremsdruckverlauf	22
Abb. 2.1.3.c	Geschwindigkeiten von Reifengürtel und Sensor	23
Abb. 2.1.3.d	Geschwindigkeitsverfälschungen durch die Teilsysteme	23
Abb. 2.1.3.e	Geschwindigkeitsverfälschungen bei unterschiedlichen Randbedingungen	24
Abb. 2.2.1.a	Die Ausrüstung des Versuchsfahrzeugs	25
Abb. 2.2.1.b	Die Mess- und Rechentechnik eines Versuchsfahrzeugs	26
Abb. 2.2.1.c	EMB-Komponenten in der Reserveradmulde eines Versuchsfahrzeugs	27
Abb. 2.2.2.a	Mechanische Komponenten einer hydraulischen Bremse	28
Abb. 2.2.2.b	Mechanische Komponenten einer elektromechanischen Bremse	28
Abb. 2.2.2.c	Lokalhydraulischer Aktuator mit hydraulischer Getriebeendstufe	30
Abb. 2.2.2.d	Trockener Aktuator mit mechanischer Getriebeendstufe	30
Abb. 2.2.2.e	Simuliertes Stellverhalten von EMB und hydraulischer Bemse Bei Druckreduktion von 80 auf 8 bar	32

Abb. 2.2.2.f	Simulierte Radreaktion bei Reibwertsprung Hoch- zu Niedrigreibwert	33
Abb. 3.1.a	Flussdiagramm der Geschwindigkeitsschätzung	43
Abb. 3.3.1.a	aSimulierte Radgeschwindigkeitsamplituden bei aufgeprägten 5 Hz-Bremsdrucksignalen, deren Amplituden in 1.25 %-Schritten von 2.5 % bis 12.5 % des am Reifenhaftmaximum möglichen Drucks variieren	49
Abb. 3.3.2.a	Radgeschwindigkeitsamplituden bei Aufmodulation eines 5-Hz-Signals auf ein linear anwachsendes Bremsmoment	51
Abb. 3.3.2.b	Linear anwachsendes Bremsmoment mit aufgeprägtem 5-Hz-Signal	51
Abb. 3.3.2.c	Simulierte Radgeschwindigkeitsamplituden bei Aufmodulation eines 5-Hz-Signals auf ein linear anwachsendes Bremsmoment	53
Abb. 3.3.2.d	Simuliertes linear anwachsendes Bremsmoment mit aufgeprägtem 5-Hz-Signal	53
Abb. 3.4.1.1.a	Reifenformulierungen	56
Abb. 3.4.1.2.a	Totzeitformulierungen	57
Abb. 3.4.1.2.b	Aktuatorformulierungen	58
Abb. 3.4.1.2.c	Reale und genäherte Sprungantworten des Stellglieds	59
Abb. 3.4.1.2.a	Reglerformulierungen	60
Abb. 3.4.1.3.b	Übersicht über das Gesamtsystem mit PID-Regler	61
Abb. 3.4.2.1.a	Ortskurven bei verschiedenen P-Reglern	62
Abb. 3.4.2.1.b	Ortskurven bei unterschiedlichem Reifenverhalten bei stabil eingestellten P-Reglern	63
Abb. 3.4.2.2.a	optimale P-Reglerverstärkungen bei unterschiedlichen Streckenformulierungen (mit und ohne Totzeitverhalten)	71
Abb. 3.4.2.2.b	Phasenreserve bei P-Regelung und Streckenformulierung mit und ohne Totzeitverhalten	71
Abb. 3.4.2.3.a	Ortskurven bei variierendem D-Anteil (P- und I-Anteil sowie positiver $K_{p_{\text{Reif}}}$ -Wert fest gewählt)	74
Abb. 3.4.2.3.b	Phasenreserve PIDT1-Regler, P-Anteil optimal, relativer I-Anteil $1/T_n = 0$	76
Abb. 3.4.2.3.c	Phasenreserve PIDT1-Regler, P-Anteil optimal, relativer I-Anteil $1/T_n = 10$	76
Abb. 3.4.2.3.d	Phasenreserve PIDT1-Regler, optimaler P- und D-Anteil	77

Abb. 3.4.2.3.e	P-Anteile eines P(I)DT1-Reglers, optimal bzgl. Phasenreserve berechnet, für verschiedene I-Anteile	78
Abb. 3.4.2.3.f	D-Anteile eines P(I)DT1-Reglers, optimal bzgl. Phasenreserve berechnet, für verschiedene I-Anteile	78
Abb. 3.4.2.3.g	Phasenreserve eines P(I)DT1-Reglers, bei optimal gewähltem P- und D-Anteil und verschiedenen I-Anteilen	78
Abb. 3.4.3.a	Versuchsergebnisse bei PID-Regelung	80
Abb. 3.4.3.b	Übersicht über das Gesamtsystem bei kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung aus der Radmomentenbilanz	81
Abb. 3.4.3.c	Aktuatorformulierungen mit Rückkopplung	82
Abb. 3.4.3.d	linke und rechte Seite der Gleichung 3.4.3.e für den Fall $Re = 0$	83
Abb. 3.4.3.e	Phasenreserve bei kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung	84
Abb. 3.4.3.f	Ortskurven bei kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung und bei PID-Regelung	85
Abb. 3.4.3.g	Versuchsergebnis I bei PD-Regelung mit situativ nachgeführter Arbeitspunktschätzung	86
Abb. 3.4.3.h	Versuchsergebnis II bei PD-Regelung mit situativ nachgeführter Arbeitspunktschätzung	86
Abb. 3.4.3.i	Versuchsergebnis bei PD-Regelung mit kontinuierlicher Arbeitspunktschätzung	87
Abb. 3.5.a	Ablaufdiagramm der ABS-Regelung auf Momentenbilanz-Basis	88
Abb. 3.5.1.a	Solldruckberechnung während stabiler Radphasen	89
Abb. 3.5.2.a	Solldruckberechnung während instabiler Radphasen	92
Abb. 3.5.2.b	Regelzyklus an einem Vorderrad	94
Abb. 3.6.a	Sprung Hoch-Niedrigreibwert, ABS-Regelung ohne Informationsaustausch Vorder-Hinterachse	98
Abb. 3.6.b	Sprung Hoch-Niedrigreibwert, ABS-Regelung mit Informationsaustausch Vorder-Hinterachse	99
Abb. 4.a	Das Testfahrzeug auf der Teststrecke	100

Anhang D Tabellenverzeichnis

Tab. 3.4.2.1.a	Übersichtstabelle über Regler, Polstellen, Nyquistbedingung und Startpunkt der Ortskurve	65
Tab. 4.a	Vergleichsmessungen auf Schnee bei 30 km/h	102
Tab. 4.b	Vergleichsmessungen auf Schnee bei 80 km/h	102
Tab. 4.c	Vergleichsmessungen auf Asphalt bei 80 km/h	102
Tab. 4.d	Vergleichsmessungen auf Eis bei 30 km/h	103
Tab. 4.e	Vergleichsmessungen auf Eis bei 60 km/h	103