

**Lehrstuhl für Ergonomie
der Technischen Universität München**

Regelkonzepte zur Fahrzeugführung unter Einbeziehung der Bedienelementeigenschaften

Pei-shih Huang

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Heiner Bubb
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski,
Technische Universität Clausthal

Die Dissertation wurde am 16.10.2003 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen
am 29.03.2004 angenommen.

Danksagungen

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand und Projektingenieur in der BMW Group. Dem ehemaligen Geschäftsführer Dr. M. Theissen, Herrn U. Mellinghoff, dem kaufmännischen Abteilungsleiter Herrn H. Boiger und dem ehemaligen Abteilungsleiter Dr. D. Hennecke der BMW Technik GmbH (jetzigen BMW Forschung und Technik GmbH) danke ich für die Ermöglichung meiner Promotionsstelle.

Für die universitäre Betreuung, den wertvollen Wegweiser und die unerschöpfliche Diskussionsbereitschaft danke ich Herrn Prof. H. Bubb im Lehrstuhl für Ergonomie (LfE) an der TU München ganz herzlich. Für die langjährige Betreuung und Anregungen während meinen Hochs und Tiefs des Studiums und der Promotion danke ich Herrn Prof. U. Konigorski im Institut für Elektrischen Informationstechnik (IEI) der TU Clausthal vielmals.

Dr. J. Guldner, Dr. H. Smakman und Herrn B. Jordan danke ich sehr herzlich für die interne Betreuung, die ständige Hilfsbereitschaft, die ausgezeichnete persönliche und fachliche Unterstützung sowie die Großzügigkeit zu meinen Ecken und Kanten. Ebenso bedanke ich mich bei dem Drive-by-Wire-Team für die gute Zusammenarbeit und die hilfreichen Ratschläge, insbesondere bei Dr. C. Ebner und Herrn A. Sonntag.

Herrn H. Rupprecht danke ich für die Vermittlung seiner tollen praktischen Fachkenntnisse und der netten bayerischen Kultur, die „ma innahalb der Weißwurstgrenze“ braucht. Für die schnelle und freundliche Unterstützung aus der Werkstatt und dem DV-Team möchte ich mich bei den Herren H. Henning, W. Rost, P. Hahnrieder, S. Tillmann, M. Baummüller und E. Köglmeier bedanken. Den Mitarbeiterinnen der Personalabteilung, Frauen C. Seimes, P. Scheibig und T. Besser, möchte ich für ihre zusätzlichen Bemühungen danken, die für die Formalitäten gegenüber dem Arbeitsamt und der Ausländerbehörde notwendig waren.

Für die fachlichen Hinweise und Diskussionen bedanke ich mich bei den (früheren) Mitarbeitern im LfE Dr. A. Penka, Dr. M. Schweigert, Dr. T. Seitz, Herrn R. Marstaller. Für den wertvollen Erfahrungsaustausch während der GfA-Konferenz 2000 danke ich Dr. L. Eckstein (DaimlerChrysler AG). Für eine sehr konstruktive Kritik danke ich meinem ehemaligen Abteilungsleiter Herrn L. Römer. Mein Dank gilt auch den Sekretärinnen Frauen M. Ahlers (BMW), C. Kwapil (LfE), M. Kirchner und L. Renneberg (IEI) für die einwandfreie Kommunikation und Terminplanung.

Mein herzlicher Dank gilt weiter den Herren M. Seltsam, R. Orend, A. Stenzenberger und C. Knobel für die außerordentliche Mühe und die zahlreichen Tipps beim Korrigieren des Manuskripts, in dem anfangs viele sprachliche Fehler und Verständnisprobleme beinhaltet waren.

Für die Initiative meines besonderen Studien- sowie Lebensweges in Deutschland danke ich Prof. T.-F. Young, Dr. C.-C. Ting und Herrn J.-W. Lin. Den Familien Jung in Clausthal-Zellerfeld im Harz und Moritz in Nebel/Germering bei München danke ich für ihre liebevolle Wärme und familiäre Atmosphäre, durch die ich die zur Promotion nötige Geduld und Durchsetzungskraft aufbringen konnte.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mir stets beiseite standen und mich immer großzügig unterstützten. Für meine verehrten Eltern und Schwiegereltern, die kein Deutsch lesen können:

在此特別感謝生育我的父母親與支持關心我們的親戚朋友們；另外，也要謝謝我的岳父母，因為如果沒有這麼可愛的岳父母，就沒有我可愛的「牽手」。

Mein Dank wäre sehr unvollständig, wenn meine Frau Jiun-feng (Phoenix) nicht eingeschlossen würde. Sie hat auf ihre interessante Promotionsstelle über Nanotechnologie im Physikinstitut an der Ludwig-Maximilian-Universität in München verzichtet und kümmerte sich um unsere Tochter Sophia, die wegen Neurodermitis noch mehr Zeit und Liebe brauchte. Ohne ihre ausgezeichnete Geduld, Stärke und Weißheit wäre unsere Familie nichts.

Es gibt sicherlich noch mehrere Leute, die mir während dieser Arbeit in irgendeiner Weise geholfen haben. Ohne solche direkte oder indirekte Hilfe wäre meine Dissertation nicht möglich gewesen. Wenn man sich gleichzeitig bei vielen Leuten bedanken will, dankt man in der chinesischen Kultur der Mutternatur, da sie alle Lebewesen ernährt. Hiermit möchte ich mich also herzlichst bei unserer Mutternatur bedanken.

„Form ist Leerheit; Leerheit ist Form. Leerheit ist nichts anderes als Form; Form ist nichts anderes als Leerheit. Genauso sind Empfindungen, Wahrnehmungen, geistige Formkräfte und Bewusstsein leer.“ -- Buddha Shakyamuni (623 – 543 B.C.),

aus dem Herz-Sutra im Buch *„Der Weg zum Glück. Sinn im Leben finden.“* Dalai Lama, Herder-Verlag, Freiburg im Breisgau, 2002“.

INHALTSVERZEICHNIS

KURZFASSUNG.....	IX
FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN.....	XI
1 EINFÜHRUNG.....	1
1.1 LEITFADEN.....	1
1.2 AUFGABENSTELLUNG UND GLIEDERUNG DER ARBEIT.....	1
2 OBJEKTIVE MESSGRÖßEN UND SUBJEKTIVE BEWERTUNG.....	3
2.1 EINFÜHRUNG IN DIE OBJEKTIVEN MESSGRÖßEN UND SUBJEKTIVE BEWERTUNG.....	3
2.2 GERADEAUSLAUF.....	4
2.2.1 Fahreigenschaften des Geradeauslaufs.....	4
2.2.2 Diskussion der Steigung des Lenkradmoments über Lenkradwinkel.....	8
2.2.3 Nichtlinearitäten in Lenkung.....	9
2.2.4 Weitere Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs.....	10
2.3 STATIONÄRE KREISFAHRT.....	10
2.3.1 Fahreigenschaften der stationären Kreisfahrt.....	10
2.3.2 Diskussion des Lenkradmomentenverlaufs im Grenzbereich.....	11
2.4 LENKWINKELSPRUNG.....	12
2.4.1 Fahreigenschaften des Lenkwinkelsprungs.....	12
2.4.2 Diskussion der Entkopplung der Giereigenfrequenz und der Dämpfung.....	13
2.5 SPURWECHSEL.....	13
2.5.1 Fahreigenschaften des Spurwechsels.....	13
2.5.2 Diskussion der Ansprechzeit.....	15
2.5.3 Diskussion des Lenkarbeit-Querbeschleunigungs-Gradients.....	15
2.5.4 Diskussion des Schwimmwinkels.....	16
3 UNKONVENTIONELLE BEDIENKONZEPTE.....	19
3.1 GESTALTUNGEN DER UNKONVENTIONELLEN BEDIENELEMENTE.....	19
3.1.1 Gestaltungsbeispiele.....	19
3.1.2 Diskussion der Gestaltungen.....	22
3.2 REGELKONZEPT FÜR DIE LÄNGSDYNAMIK.....	23
3.2.1 Vorgabe und Rückmeldung der Längsdynamik.....	23
3.2.2 Kupplungs- und Schaltvorgang.....	27
3.2.3 Diskussion.....	27
3.3 REGELKONZEPT FÜR DIE QUERDYNAMIK.....	28
3.3.1 Vorgabe der Querdynamik.....	29
3.3.2 Statische variable Lenkübersetzung.....	29
3.3.3 Dynamische Lenkübersetzung.....	35
3.3.4 Rückmeldung der Querdynamik.....	41
3.3.5 Diskussion.....	44

4	BEDIENELEMENTE UND SYSTEMDYNAMIK	47
4.1	EINFÜHRUNG DER MANUELLEN REGELUNG.....	47
4.2	ANALYSE DER SYSTEMDYNAMIK.....	48
4.2.1	Dynamik der Regelstrecke	48
4.2.2	Dynamik der Bedienelemente	51
4.2.3	Kombinationen von Bedienelement und Regelstrecke.....	55
4.2.4	Grenzen der manuellen Regelung.....	57
4.2.5	Diskussion: Einsatz von aktiven und passiven Bedienelementen	59
4.3	KOMBINATION DER VORGABE UND RÜCKMELDUNG.....	60
4.3.1	Analogie der Dynamik.....	60
4.3.2	Gegenüberstellung der verschiedenen Regelkonzepte	64
4.3.3	Zusammenhänge zwischen Steuerungsart und Rückmeldung	67
4.3.4	Anwendungsbeispiel zur Querführung des Fahrzeuges.....	72
4.3.5	Diskussion	73
5	FAHRER-FAHRZEUG-REGELKREIS	75
5.1	CROSSOVER-MODELL	75
5.1.1	Anwendungsbedingungen	76
5.1.2	Parameteranalyse des Crossover-Modells.....	77
5.1.3	Stabilität des Regelkreises.....	80
5.2	DER FAHRER ALS REGLER.....	80
5.2.1	Steuerung durch Vorausschau	81
5.2.2	Regelverhalten.....	82
5.3	DISKUSSION.....	84
5.3.1	Änderung der Schnittfrequenz und der effektiven Totzeit.....	84
5.3.2	Fahraufgaben	85
5.3.3	Fahrerunterstützung	86
5.3.4	Variabilität des Menschen.....	86
6	VORSCHLAG FÜR NEUE REGELKONZEPTE	89
6.1	REGELKONZEPTE FÜR DIE LÄNGSDYNAMIK.....	89
6.1.1	Fahraufgaben und ihre ergonomische Interpretation.....	89
6.1.2	Darstellungsart.....	91
6.1.3	Regelkonzepte zur Längsführung	92
6.1.4	Vorschlag der Regelkonzepte zur Längsführung	98
6.2	REGELKONZEPTE FÜR DIE QUERDYNAMIK	101
6.2.1	Relevante Zustandsgrößen für die Querführung	101
6.2.2	Fahraufgaben und Darstellungsarten	103
6.2.3	Regelkonzepte zur Querführung.....	107
6.2.4	Vorschlag der Regelkonzepte zur Querführung	113
6.3	ÜBERLEGUNGEN ZUM EINSATZ.....	114
6.3.1	Betrachtung der Systemverzögerung.....	114
6.3.2	Vorhalte-Vorgabe und die äquivalente Rückmeldung.....	117

6.3.3	Gegenüberstellung der Kraftvorgabe und Positionsvorgabe.....	120
6.3.4	Rückmeldungen bei unterschiedlichen Bedienelementen	121
6.3.5	Betrachtung im querdynamischen Grenzbereich	123
6.3.6	Die dynamische Steifigkeit bei Geradeausfahrt	127
6.3.7	Störungen und ihre Kompensation	127
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	129
	ANHANG.....	131
A1	STICKS IM FLUGZEUG AIRBUS 3XX.....	131
A2	BESTIMMUNG DER SOLL-BESCHLEUNIGUNG DURCH REGLER	132
A3	REGELKONZEPT VON BOLTE	134
	LITERATURVERZEICHNIS	135

Kurzfassung

Die konventionellen, rein mechanischen Bedienelemente haben im allgemeinen festgelegte Übersetzungsverhältnisse und übertragen die Stellbefehle des Fahrers immer gleich. Das zwingt oft zu einem Kompromiss zwischen verschiedenen Auslegungszielen, beispielweise bei der Lenkung zwischen Agilität, Stabilität und Komfort für alle Fahrgeschwindigkeiten und Fahraufgaben. Dieser Zielkonflikt kann durch die sogenannte By-Wire Technologie entschärft werden. Die Fahreigenschaften zwischen Fahrzeug und Straßen bleiben zwar konventionell, die Vorgabe und Rückmeldung können jedoch bei den neu geregelten Systemen mit der By-Wire Technologie per Software beeinflusst werden. Somit kann der subjektive Fahreindruck des gesamten Fahrer-Fahrzeug-Systems gezielt verändert werden.

In der vorliegenden Arbeit wurde untersucht, welche Vorgabe und Rückmeldung zur Fahrzeugführung am Bedienelement für das gesamte Fahrer-Fahrzeug-System am besten geeignet sind. Zuerst wurde versucht, die Korrelation zwischen subjektiven Bewertungen und objektiven Messgrößen aufzuklären. Die daraus für den Fahrer relevanten Fahrzustandsgrößen wurden für die Ableitung des passenden Regelkonzeptes verwendet. Der Bediener empfindet die Vorgabe und Rückmeldung gleichzeitig und gleichwertig, so dass sie kombiniert betrachtet werden müssen. Durch eine Vierpol-Darstellung aus der Netzwerktheorie können die Vorgabe und Rückmeldung in Beziehung gesetzt (Hannaford, 1989) und damit auf diese Weise die Regelkonzepte zur Fahrzeugführung sehr anschaulich und systematisch analysiert werden. Verschiedene Ansätze wurden dazu gegenübergestellt. Die in der Praxis immer auftretende Systemverzögerung sowie der querdynamische Grenzbereich wurden ebenfalls mitberücksichtigt.

Bei einem wegbehafteten passiven oder aktiven Bedienelement mit Feder-Dämpfer-Eigenschaft für die Längsführung hat sich das Regelkonzept Kraftvorgabe zur Fahrgeschwindigkeit als günstig herausgestellt. Im Fall eines isometrischen Bedienelementes sollte dagegen die Kraftvorgabe proportional zur Längsbeschleunigung gewählt werden.

Für die Querführung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten eignet sich das Regelkonzept der Kraftvorgabe zur Giergeschwindigkeit und Positionsrückmeldung aus dem Krümmungsradius und bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten wird das Regelkonzept mit der Kraftvorgabe zur Querschleunigung und Positionsrückmeldung aus der Giergeschwindigkeit berechnet.

Somit können mit diesen hier vorgestellten Methoden neue Regelkonzepte zur Fahrzeugführung entworfen und bewertet werden. Die Kompromisse bei konventionellen Fahrzeugen sollten dadurch abgeschafft oder zumindest reduziert werden, sodass der subjektive Fahreindruck erhöht wird.

Abstract

The conventional, mechanical Human-Machine-Interface (HMI) for vehicle guidance (e.g. steering) usually has a fixed gear ratio, and transmits non-adjustable driver command. In this configuration, compromises must be reached between different desired objectives. In the case of automobile steering, agility, stability, comfort at all vehicle velocities and various driving tasks are some objectives that must be considered. This need for compromise may be resolved with the so-called “By-Wire” technology (e.g. Drive-by-Wire, Fly-by-Wire, etc) where electronics replaces mechanical components for command transmission. The feedforward and feedback between driver and vehicle can be influenced by software with new control systems with By-Wire technology. Therefore, the subjective driving impression of the complete driver-vehicle-system can be adjusted according to designers’ wishes.

This thesis investigated the suitability of feedforward and feedback vehicle guidance control for the complete driver-vehicle-system. First, the correlation between subjective evaluations and objective measurements was examined. The relevant driving variables of state were used to derive the suitable guidance concepts. Through the operator’s tactile sensing, the feedforward and feedback control occur seamlessly, therefore they should be examined collectively. The connection between feedforward and feedback can be established through the two-port model of network theory [Hannaford, 1989]. The driving concepts for the vehicle guidance could then be clearly analyzed in a systematic fashion. Different concepts were present and compared. The omnipresent real-world issues of delay-time (e.g. signal delay, mechanical transmission delay), as well as the lateral nonlinear situation were also considered.

For the vehicle’s longitudinal guidance, the driving concept of “feedforward-force proportional to vehicle velocity” may be applied for a passive or active HMI, with spring-damper-like properties with changes of position. In case by a position-free (isometric) HMI, the driving concept of “feedforward-force proportional to vehicle acceleration” should instead be implemented.

For the lateral guidance at low vehicle velocities, the driving concept “feedforward-force proportional to yaw-rate and feedback-position from curvature-radius” should be suitable. At middle and high vehicle velocities, the feedforward-force will be proportional to the lateral acceleration and the feedback-position should be calculated from the yaw-rate.

New driving concepts may be developed for evaluation and deployment using the HMI control methods presented in this thesis. With these lateral and longitudinal control methods, many of the compromises present in traditional mechanical steering can be eliminated or alleviated, thus providing improved HMI properties and the driving experience.

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Zeichen	Einheit	Beschreibung
a_x	m/s^2	Längsbeschleunigung
a_y	m/s^2	Querbeschleunigung
C	N/m	Steifigkeit, allgemein
C'	$N/m^2/s$	$C' = C / v_x$ bzw. Steifigkeit / Fahrgeschwindigkeit
c_v	N/m	Übersetzung zwischen Kraft und Position der Vorgabe
c_K	N/m	Übersetzung zwischen Kraft und Position der Rückführung
D	$N/m/s$	Dämpfung, allgemein
D'	$N/m^2/s^2$	$D' = D / v_x$ bzw. Dämpfung / Fahrgeschwindigkeit
F	N	Kraft, allgemein
I	A	Strom, allgemein
i_s	-	Lenkübersetzung
k_v	-	Übersetzung der Vorgabe
k_R	-	Übersetzung der Rückmeldung
K	N/m	Dynamische Steifigkeit
K_P	-	Proportional-Verstärkung
L	m	Vorausschauentfernung
L_R	m	Radabstand
M_{LR}	Nm	Lenkradmoment
M_g	kg	Masse des gesamten Fahrzeuges
T_L	s	Vorausschauzeit
T_v	s	Zeitkonstante des Vorhaltegliedes
T_Z	s	Zeitkonstante des Verzögerungsgliedes
U	V	Spannung, allgemein
v_x	m/s	Fahrzeug-Längsgeschwindigkeit
v_y	m/s	Fahrzeug-Quergeschwindigkeit
x	m	Abstand in Längsrichtung
y	m	Abstand in Querrichtung

Griechische Zeichen	Einheit	Beschreibung
α_{GP}	rad	Gaspedalstellung
α_{BP}	rad	Bremspedalstellung
β	rad	Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	rad/s	Schwimmwinkelgeschwindigkeit

$\ddot{\beta}$	rad/s ²	Schwimmwinkelbeschleunigung
δ_{LR}	rad	Lenkradwinkel
δ_{Rad}	rad	Radwinkel
κ	1/m	Straßenkrümmung
τ_T	s	Totzeit
Ψ	rad	Gierwinkel bzw. Gierwinkelfehler
$\dot{\Psi}$	rad/s	Gierwinkelgeschwindigkeit
$\ddot{\Psi}$	rad/s ²	Gierwinkelbeschleunigung

Indizes

CG	Fahrzeugschwerpunkt
ff	Vorgabe (feedforward)
fb	Rückmeldung (feedback)
ist	Istwert
L	In der Vorausschauentfernung
L_w	Luftwiderstand
m	Mensch bzw. Master
s	Strecke bzw. Slave
soll	Sollwert
x	Längsrichtung
y	Querrichtung

Abkürzungen

ACC	Adaptive Cruise Control
ABS	Antiblockiersystem
AFS	Active Front Steering
DSC	Dynamische Stabilitäts Control
EHB	Elektrohydraulische Bremse
EMB	Elektromechanische Bremse
ESP	Electronical Stability Program
HC	Heading Control
ÜF	Übertragungsfunktion
VGS	Variable Gear ration Steering

1 Einführung

1.1 Leitfaden

Die bisherigen konventionellen Bedienelemente für Längs- und Querführung des Fahrzeuges wie Lenkrad, Gaspedal, Bremspedal und evtl. Kupplungspedal, waren bis vor kurzem noch funktionsmäßig mechanisch mit dem Fahrzeug verbunden. Solche Bedienelemente haben im allgemeinen festgelegte Übersetzungsverhältnisse und übertragen die Stellbefehle des Fahrers immer gleich. Das zwingt oft zu einem Kompromiss zwischen verschiedenen Auslegungszielen, beispielweise bei der Lenkung zwischen Agilität, Stabilität und Komfort für alle Geschwindigkeiten und Fahraufgaben.

Durch die vorgeschrittenen technischen Entwicklungen eröffneten sich weitere Möglichkeiten. So entfiel das Kupplungspedal bei Automatikgetrieben, das Gaspedal wurde immer mehr statt mit einem Bowdenzug elektrisch mit dem Motor verbunden (das sogenannte E-Gas). Des Weiteren wurde in dem Bremssystemen wie EHB (Elektrohydraulische Bremse) oder EMB (Elektromechanische Bremse) der gewünschte Bremsdruck über Signale der Kraft- und Positionsstellung des Bremspedals ermittelt und aus diesen Grunde konnten die Bremskennlinien variierbar und situations-adaptiv sein. Das konventionelle Lenksystem ist durch eine feste Lenkübersetzung vom Lenkradwinkel zum Radwinkel, die unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist, gekennzeichnet. Die BMW Group führt nun im Juli 2003 ein neues Lenksystem als Sonderausstattung in die BMW 5er-Serie ein. Bei dieser „Active Front Steering“ (AFS) genannten Lenkung kann die Lenkübersetzung zwischen Lenkradwinkel und Radwinkel je nach Fahrzustandsgrößen dynamisch variiert werden. Die Fahrzeugführung für Längs- und Querdynamik ist also By-Wire fähig, d.h. steuerbar durch Signale.

Durch die By-Wire Technologie können die hardwaremäßigen Bedienelemente zwischen Fahrer und Fahrzeug komplett frei gestaltet werden. Die softwaremäßigen Regelkonzepte zur Fahrzeugführung müssen ebenfalls neu überdacht werden. Die vorliegende Arbeit stellt hauptsächlich die Regelkonzepte vor, die durch passende Kombinationen zwischen Vorgaben und Rückmeldungen für das gesamte Fahrer-Fahrzeug-System am besten geeignet sind.

1.2 Aufgabenstellung und Gliederung der Arbeit

Die Aufgabe der Arbeit ist die Suche nach dem ergonomischsten Regelkonzept zur Fahrzeugführung. Daher wird hinterfragt:

- Womit fährt der Fahrer eigentlich? Welche Informationen benutzt der Fahrer zum Fahren? (Kapitel 2)
- Welche neuen Bedienelemente und Regelkonzepte wurden schon erprobt? (Kapitel 3)
- Wie ist der Zusammenhang zwischen Bedienelementen und Systemdynamik? Wie können die Vorgabe und Rückmeldung des Bedienelementes kombiniert und zusammen betrachtet werden? (Kapitel 4)

- Wie kann ein gesamtes Mensch-Maschine-System mit verschiedenen Bedienelementen analysiert werden? Welche Kenntnisse können bei der Überlegung für neue Regelkonzepte genutzt werden? (Kapitel 5)
- Welche Regelkonzepte zur Fahrzeugführung sind möglich? Welche Vorgabe und Rückmeldung zur Fahrzeugführung für das gesamte Fahrer-Fahrzeug-System sind am besten geeignet? Was kann vor dem Einsatz der Regelkonzepte mitberücksichtigt werden? (Kapitel 6)

Die vorliegende Arbeit versucht die obigen Fragen im jeweiligen Kapitel zu klären, um die geeigneten Regelkonzepte zur Fahrzeugführung herauszufinden. Der subjektive Fahreindruck zwischen Fahrer und Fahrzeug wird bei geregelten Systemen mit By-Wire Technologie durch variable Vorgabe und Rückmeldung beeinflusst. Da die Fahreigenschaften zwischen Fahrzeug und Straße nicht direkt von By-Wire Systemen verändert werden, werden die Untersuchungen bei konventionellen Fahrzeugen als Ausgangspunkt für die Ableitung der passenden Regelkonzepte verwendet. Kapitel 2 befasst sich mit der Korrelation zwischen objektiven Messgrößen und subjektiven Bewertungen in ausgewählten Fahrmanövern bei konventionellen Bedienelementen. Kapitel 3 zeigt einige Beispiele der neuartigen Bedienelemente und die unkonventionellen Regelkonzepte. Die Dynamik der Regelstrecke und der Bedienelemente werden in Kapitel 4 vorgestellt. In die Kombination der Vorgabe und Rückmeldung des Bedienelementes wird in diesem Kapitel eingeführt. Das Crossover-Modell sowie das Regelverhalten des Fahrers wird in Kapitel 5 behandelt. Die in den Kapiteln 2-5 gewonnenen Kenntnisse werden in Kapitel 6 angewendet. Die passenden Regelkonzepte werden jeweils in der Längs- und Querdynamik entworfen und erläutert. Das abschließende Kapitel 7 fasst diese Arbeit zusammen und zeigt die Erweiterungsmöglichkeiten auf.

2 Objektive Messgrößen und subjektive Bewertung

Da das By-Wire System auf einem konventionellen Fahrzeug basiert, ändern sich die Fahreigenschaften des Fahrzeuges selbst nicht. Die Vorgabe und die Rückmeldung können jedoch anders moduliert werden und dadurch wird der subjektive Eindruck (gestrichelte Linie) zwischen Fahrer und Fahrzeug beeinflusst, wie in Abbildung 2.1 dargestellt. Die bisherigen Untersuchungen über die Korrelation zwischen subjektiven Bewertungen des Fahrers und objektiven Messgrößen der fahrdynamischen Zustände mit herkömmlichen Bedienelementen können für die Überlegung des neuen Regelkonzeptes als Ausgangspunkt weiter verwendet werden.

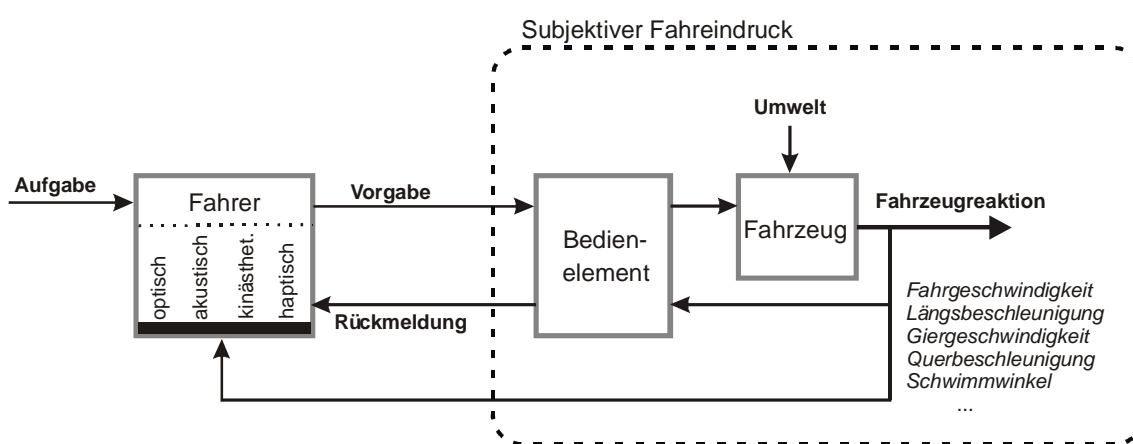


Abbildung 2.1: Subjektiver Fahreindruck im Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis

Die in diesem Kapitel dargestellten Artikel behandeln hauptsächlich die Querdynamik des Fahrzeuges. Die Fahrgeschwindigkeit wurde häufig als ein Parameter für die Fahreigenschaften der Querdynamik konstant gehalten.

2.1 Einführung in die objektiven Messgrößen und subjektive Bewertung

Eine klare Definition für das sogenannte Fahrgefühl, gibt es zur Zeit noch nicht, da es sich um eine subjektive Beurteilung eines Fahrzeuges handelt. Das Fahrgefühl ist ein kombinierter Eindruck aus verschiedenen Rückmeldungen der Fahrzeugreaktion und der Umwelt, wie z.B. Lenkreaktion, Lenkaufwand, Stabilität, usw. (Higuchi et al., 1996). In die subjektiven Beurteilungen des Fahrers können folgende Größen eingehen:

- Haptische Rückmeldung aus dem Lenkrad, wie z.B. Lenkradwinkel, Lenkradwinkelgeschwindigkeit, Lenkradmoment, Lenkradmomentänderung, ...
- Visuelle und kinästhetische Rückmeldung aus Fahrzeugreaktionen, wie z.B. Fahrgeschwindigkeit, Längsbeschleunigung, Gierwinkel, Giergeschwindigkeit, Spurabweichung, Quergeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Schwimmwinkel, Wankwinkel, Wankgeschwindigkeit, Nickwinkel, Nickgeschwindigkeit, ...
- Akustische Rückmeldung aus Motorgeräusch, Windgeräusch, Reifenquietschen, ...

Die haptischen Rückmeldungen aus dem Lenkrad und die visuellen und kinästhetischen Rückmeldungen aus den fahrdynamischen Zuständen haben jedoch größere Gewichtung bei den subjektiven Bewertungen (Higuchi et al., 1996) und werden daher als Schwerpunkt in diesem Kapitel behandelt. Nach mehreren Untersuchungen mit verschiedenen Fahrmanövern konnten einige Korrelationen zwischen den objektiven Messgrößen und der subjektiven Beurteilung aufgezeigt werden.

Testverfahren für die Fahreigenschaften

Testverfahren können in zwei Kategorien aufgeteilt werden: *Closed-Loop-Tests für einen Fahrverhaltens-Test zur Bewertung des Zusammenwirkens von Fahrer und Fahrzeug* und *Open-Loop-Tests für einen Fahreigenschafts-Test zur Bewertung der Fahrzeugreaktion ohne Regeltätigkeit des Fahrers* (Rompe und Heißing, 1984). Die Fahrmanöver wie Geradeauslauf und Spurwechsel mit der Kurskorrektur vom Fahrer sind ein Closed-Loop-Test. Ein Lenkwinkelsprung ist dagegen ein Open-Loop-Test.

Um ein „Center-point“-Gefühl oder „on-center-handling“ bei Geradeausfahrt zu beurteilen, kann eine Kursregelung durch den Fahrer gegen Störungen, wie z.B. Bodenunebenheiten, eingesetzt werden. Der Fahrer kann auch über eine niederfrequente (bis 0.2Hz) Sinus-Lenkvorgabe die Fahrzeugreaktion bewerten. Die Querschleunigung des Fahrzeuges soll jedoch nicht 0.2 g überschreiten. Dieser Vorgang ist ähnlich wie bei der Kurskorrektur und langsamen Spurwechsel. Dadurch werden die objektiven Messgrößen und die subjektiven Bewertungen analysiert und die Korrelation ausgewertet.

Um die stationären Fahrzustände zu bewerten wird u.a. das Fahrmanöver „stationäre Kreisfahrt“ verwendet. Dadurch können die Zusammenhänge zwischen verschiedenen Fahrzuständen ermittelt werden, z.B. das Eigenlenkverhalten bzw. die Abhängigkeit zwischen Lenkradwinkel und Querschleunigung bei einem konstanten Kreisradius.

Im Gegensatz zur *stationären* Kreisfahrt wird das Fahrmanöver „Lenkwinkelsprung“ oder „Spurwechsel“ durchgeführt, um die *instationäre* Reaktion bzw. Übergangsreaktion zwischen Lenkeingabe und Fahrzeugreaktionen zu beobachten.

Weitere Fahrmanöver wie Bremsen bei Geradeausfahrt und bei Kurvenfahrt, Lastwechsel bei Kreisfahrt, Kreisfahrt auf unebener Fahrbahn, Seitenwindstörung können ebenfalls für die Ermittlung der Fahreigenschaften verwendet werden. Sie werden jedoch im Folgenden bei der Korrelation zwischen subjektiven und objektiven Bewertungen nicht direkt benutzt und daher an dieser Stelle nicht weiter vertieft.

Die ausgewählten Fahrmanöver werden wegen der besseren Übersichtlichkeit aufgeteilt. Einige der Untersuchungen wurden jedoch mit gemischten Fahrmanövern durchgeführt.

2.2 Geradeauslauf

2.2.1 Fahreigenschaften des Geradeauslaufs

Norman (1984) untersuchte die Korrelation zwischen den objektiven Messgrößen und der subjektiven Beurteilung zum Geradeauslauf (on-center-handling) bei einer Fahrgeschwindigkeit

keit von 100 km/h. Folgende Messgrößen um die Mittelage sind für subjektive Beurteilungen bedeutend:

- Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradient ($d\delta_{LR}/da_y$),
- Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient (dM_{LR}/da_y),
- Lenkraddrehsteifigkeit ($dM_{LR}/d\delta_{LR}$)
- Lenkarbeit-Gradient ($(\int M_{LR} \cdot d\delta_{LR})/da_y$)

Der Kehrwert des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten wird in SAE-Terminologie als Lenkempfindlichkeit definiert. In DIN 70000 ist die Definition der Lenkempfindlichkeit jedoch anders: das Verhältnis der Änderung der Schwerpunktbahnkrümmung zur Änderung des Lenkradwinkels (Zomotor, 1991). Der Kehrwert des Lenkarbeits-Gradienten ist die Lenkarbeits-Empfindlichkeit (steering work sensitivity). Laut Untersuchung von Jaksch (1979) sollen die optimalen Werte der Lenkarbeits-Empfindlichkeit für ISO-Spurwechsel zwischen 2.5 bis $3.5 \times 10^{-4} \text{ g}^2/(\text{Grad} \cdot \text{Nm})$ liegen.

Zomotor (1991) zeigte den in der Abbildung 2.2 dargestellten Lenkradwinkel-Lenkradmoment-Verlauf zum Geradeauslauf bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h. Abbildung 2.3 zeigt die Reaktion der Giergeschwindigkeit auf den Lenkeinschlag beim Auslenken aus der Mittelage. Von den drei Varianten wurde Fahrzeug A subjektiv am besten beurteilt, wenn der Gradient hinreichend groß ist.

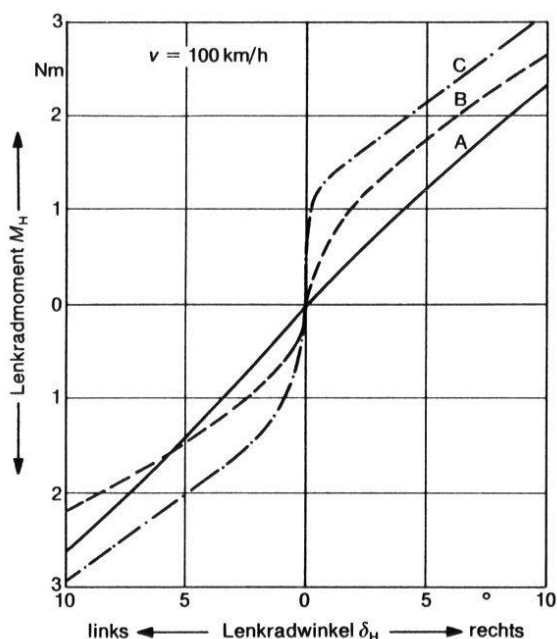


Abbildung 2.2: Drei verschiedenen Messkurven aus der Mittelage (Zomotor, 1991)

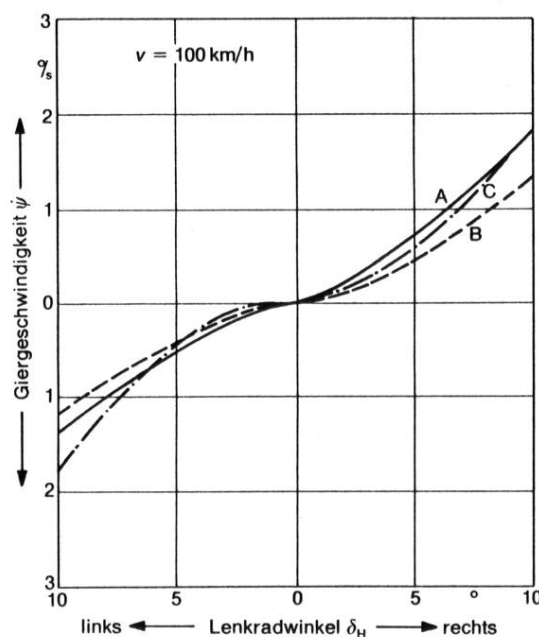


Abbildung 2.3: Giergeschwindigkeit über Lenkradwinkel (Zomotor, 1991)

Die Hysteresekurve des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel bei der Sinusfahrt wird in Abbildung 2.4 aufgezeigt. Subjektive Beurteilungen ergaben, dass die Breite des Lenkmomentes bei Lenkradwinkel gleich Null für eine feinfühligere Lenkung kleiner als 1.6 Nm sein sollte (Zomotor, 1991), wenn das Störverhalten geringer bewertet wird (Jordan, 2002).

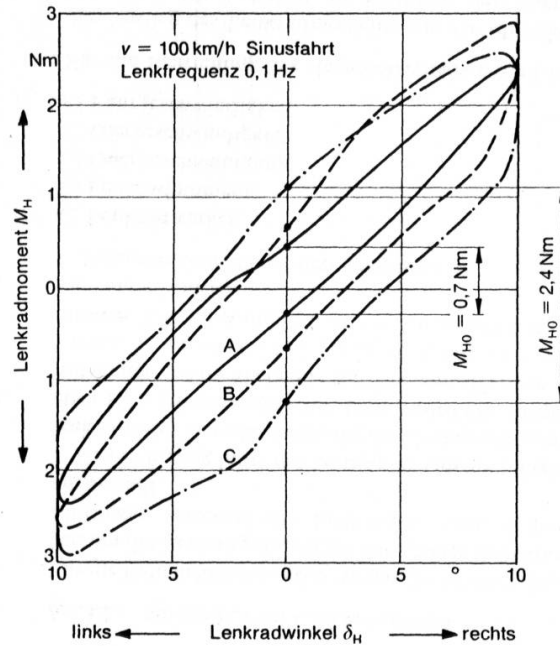


Abbildung 2.4: Hysteresekurve vom Lenkradmoment und Lenkradwinkel (Zomotor, 1991)

Sato et al. (1991) teilten das Fahrgefühl in drei Messgrößen – „steering effort“, „steering returnability“, „steering torque phase lag“ auf, die aus der Hysterese Lenkradmoment-Lenkradwinkel und der Hysterese Querbeschleunigung-Lenkradmoment ausgelesen wurden. Abbildung 2.5 zeigt die drei verwendeten objektiven Messgrößen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h.

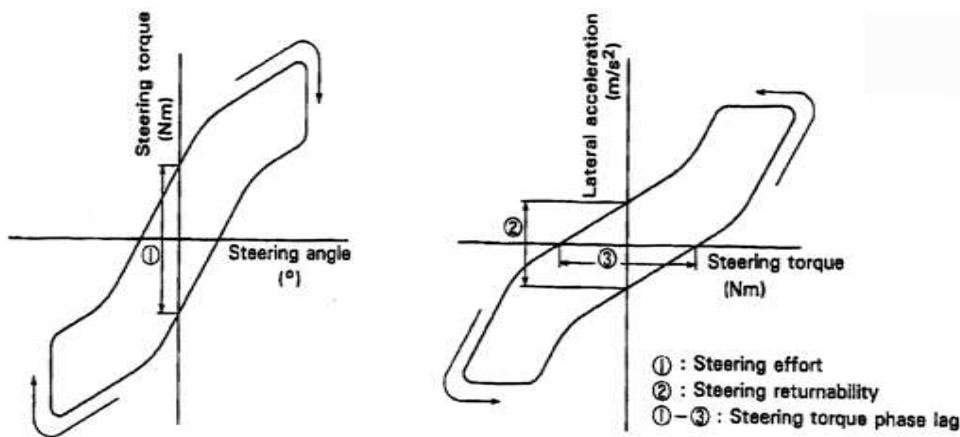


Abbildung 2.5: Drei objektive Messgrößen (Sato et al. 1991)

„Steering effort“ spürt der Fahrer besonders deutlich beim Richtungswechsel des Lenkrads. „Steering effort“ sollte unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit zwischen 0,98 bis 1,96 Nm liegen. „Steering returnability“ (Lenkrad-Rücklauf) zeigt den verbliebenen Querbeschleunigungswert, wenn die Hände des Fahrers nach dem Auslenken loslassen und das Lenkradmoment zu Null wird (Norman, 1984). „Steering returnability“ sollte auch unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit bei einer bestimmten Schwelle (0,1-0,13 g) liegen. Je kleiner das „steering torque phase lag“ desto besser wurde das Fahrzeug subjektiv bewertet.

Farrer (1993) nutzte drei verschiedene Manöver – Geradeausfahrt, kleiner Lenksinus und langsames Auslenken von Geradeausfahrt bis Giergeschwindigkeit ca. 2 Grad/s bzw. einem Lenkradmoment von ca. 2 Nm bei der Fahrgeschwindigkeit 100 km/h, um die Korrelation des Geradeauslaufes zwischen den subjektiven und objektiven Bewertungen zu untersuchen¹. Der Geradeauslauf wird auf drei Bereiche - Lenkrad-Aktivität, Lenkgefühl und Fahrzeugreaktion - aufgeteilt.

- Lenkrad-Aktivität: Lenkradwinkel, Lenkradwinkelgeschwindigkeit, Lenkradmoment.
- Lenkgefühl: Lenkungsreibung, Lenkradmoment-Totzone, Lenkradmomentenübergang, Lenksteifigkeit (Moment/Winkel).
- Fahrzeugreaktionen: Totzeit zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit, Reaktionsübergang, Giergeschwindigkeitsverstärkung (Gierverstärkung), Zeitverzug zwischen Lenkwinkleingabe und Giergeschwindigkeit.

Lenkradmoment-Totzone (torque deadband) ist die Breite des Lenkradwinkels auf dem Hysterese-Diagramm von Lenkradmoment (Y-Achse) und Lenkradwinkel (X-Achse), in der das Lenkradmoment Null ist, vgl. auch Abbildung 2.4. Die Korrelation für die Lenkradmoment-Aktivität und den Lenkradmomentenübergang waren nicht signifikant. Die anderen Messgrößen waren stark korrelierend mit den subjektiven Bewertungen. Zahlen oder Wertebereich der objektiven Messgrößen wurden jedoch nicht vorgelegt.

Die Phase zwischen Lenkeingabe und Fahrzeugreaktion bei den on-center-handling-Tests spielte eine wichtige Rolle. Je kleiner die Phase ist, desto besser wird das Fahrzeug vom Fahrer subjektiv bewertet (Sato et al.,1991; Farrer, 1993).

Dettki (1997) untersuchte die Methoden zur Bewertung des Geradeauslaufs im dynamischen Daimler-Benz Fahrsimulator. Vier in Abbildung 2.6 gezeigte Varianten des Lenkradwinkel-Lenkradmoment-Verlaufs wurden bei 100 km/h mit dem langen Spurwechsel und dem niederfrequenten Lenksinus von 49 Probanden bewertet. In den Versuchen wurden lediglich die Lenkrückstellkräfte bei der Variantenumschaltung geändert und alle weiteren Parameter wurden konstant gehalten.

¹ Die Auflösungen der Messsignale betragen 0.005 g für die Querschleunigung und 0.03 Grad/s für die Giergeschwindigkeit, 0.1 Nm für das Lenkradmoment und 0.1 Grad für den Lenkradwinkel.

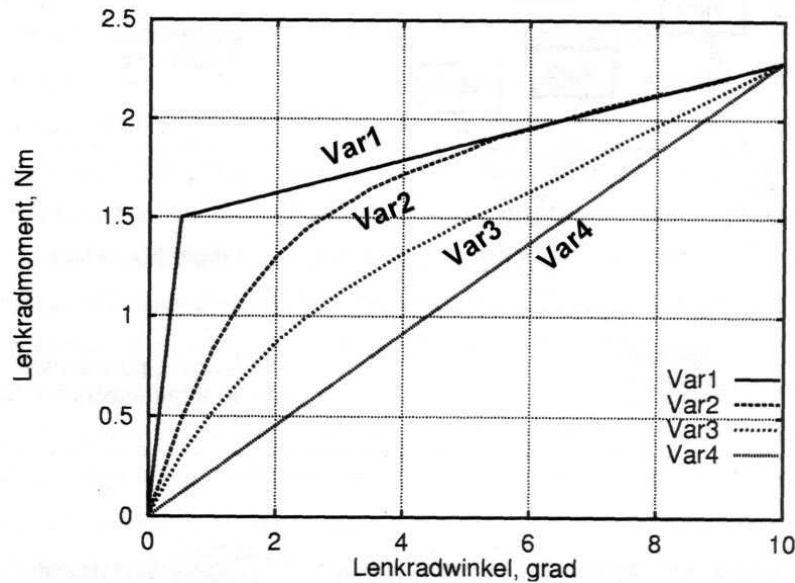


Abbildung 2.6: Vier verschiedene Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Kennlinien (Dettki, 1997)

Das Ergebnis zeigte, dass die Versuchspersonen relativ kleine Unterschiede schon wahrnehmen konnten und bewusst entscheiden konnten, welche Variante besser ihre Vorstellungen traf. Die Variante 2 wurde für den langen Spurwechsel als geeignetste ausgewählt und die Variante 3 hatte für den Lenksinus die besten Durchschnittsnoten. Der lange Spurwechsel entsprach jedoch eher der realitätsnahen Fahrt und es wurde daher vorgeschlagen, dass die Variante 2 als beste Kompromisslösung genommen wurde.

Durch die obengenannten Untersuchungen können die wichtigen objektiven Messgrößen für das Fahrgefühl zum Geradeauslauf (on-center-handling) zusammengefasst werden zu:

- Lenkradwinkel- und Lenkradmomenten-Verlauf gegenüber der Fahrzeugreaktion (Querbeschleunigung, Giergeschwindigkeit). Die zugehörigen objektiven Messgrößen sind: Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradient, Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient, Lenkarbeits-Gradient und die Lenkarbeits-Empfindlichkeit.
- Reibung, Spiel und Steifigkeit des Lenksystems. Hier sind die Messgrößen: Hysterese zwischen Lenkradwinkel, Lenkradmoment und den Fahrzuständen.

2.2.2 Diskussion der Steigung des Lenkradmoments über Lenkradwinkel

Der von Zomotor (1991) in Abbildung 2.2 gezeigte beste Lenkradmoment-Verlauf und der vom Dettki (1997) in Abbildung 2.6 vorgestellte optimale Verlauf sind unterschiedlich. Die drei Verläufe von Zomotor werden mit realen Fahrzeugen gemessen und beurteilt. Die subjektive Bewertung könnte von den Fahrzuständen, wie beispielsweise in Abbildung 2.3 gezeigte Giergeschwindigkeit, Phase zwischen Lenkvorgabe und Fahrzeugreaktion und Lenkübersetzung beeinflusst werden. Dettki veränderte nur das Lenkrad-Rückstellmoment und konnte die Fahrzeugreaktion im Fahr Simulator exakt nachbilden. Der mit 49 Versuchspersonen durchgeführte Lenkradmomentenverlauf kann als optimal betrachtet werden. Interessanterweise wurde jedoch ein Lenkradmomentenverlauf, der ähnlich wie der

obengenannte optimale Verlauf war, in realer Fahrerprobung abgewertet, da das Fahrzeug höhere Giergeschwindigkeitsfehler (vgl. Abschnitt 2.2.4) bzw. eine zu hohe Störungsempfindlichkeit hatte. Die unterschiedlichen Lenkübersetzungen von Zomotor und Dettki können ebenfalls die subjektive Beurteilung beeinflussen. Bei einer indirekten Lenkübersetzung könnte ein degressiver Verlauf des Lenkradwinkels (Var2 bzw. Variation B) besser bewertet werden.

Das bestätigt noch einmal, dass der subjektive Fahreindruck eine kombinierte Bewertung aus Lenkrad-Aktivitäten und den vom Fahrer empfundenen Fahrzuständen bzw. Rückmeldungen ist. Ein ideale Lenkung für den Fahrer sollte an jeder relevanten Stelle von Lenkrad, Fahrwerk bis Reifen-Straßen-Kontakt mitberücksichtigt werden. Anders formuliert, ein Fahrzeug mit einem optimalen Lenkradmomentenverlauf gegen Lenkradwinkel (z.B. Steer-by-Wire System) und gleichzeitig mit einem Fahrwerk, das ein großes mechanisches Spiel hat, wird sicherlich vom Fahrer nicht als optimal empfunden.

2.2.3 Nichtlinearitäten in Lenkung

Mit dem Lenksinus-Test zum Geradeauslauf kann eine Hystereseurve von Lenkradmoment und Lenkradwinkel aufgezeichnet werden. Wie groß die Lenkradmoment-Differenz auf der Hystereseurve beim Lenkradwinkel gleich Null sein sollte, ist noch unklar, da diese Größe von vielen Nichtlinearitäten wie Reibung, mechanischem Spiel, Steifigkeit des Lenksystems und Radaufhängung, Lenkübersetzung, Lenkunterstützung usw. abhängt. Die Änderung an der mechanischen Konstruktion bedeutet gleichzeitig auch eine Änderung der Fahreigenschaften, sowie der subjektiven Bewertung (siehe Abschnitt 2.2.2).

Die Differenz des Lenkradmoments auf der Hystereseurve ist proportional zur Reibung des Lenksystems (Farrer, 1993). Einen maximalen Grenzwert von 1.6 Nm hat Zomotor (1991) für eine feinfühligere Lenkung vorgeschlagen. Sato *et al.* (1991) stellte fest, dass die Lenkradmoment-Differenz bzw. „steering effort“ innerhalb eines optimalen Bereichs zwischen 0.98 bis 1.96 Nm liegen sollte. Eine Lenkungs-Reibung mit einem zusätzlichen Dämpfungs-Effekt wäre eine Erklärung dafür. Zu wenig Reibung bedeutet, die Lenkung wird schlecht gedämpft und der Fahrer fühlt sich unsicher bei höherer Fahrgeschwindigkeit. Eine fahrgeschwindigkeits-abhängige Dämpfung wurde vermutlich von Versuchspersonen erwartet und gewünscht.

Das mechanische Spiel in Lenksystem wird eindeutig negativ bewertet (Reynolds, 1998). Es verursacht das Totband zwischen Lenkvorgabe und Fahrzeugreaktion und vergrößert auch die oben genannte Hystereseurve. Das Spiel im Lenksystem soll daher so klein wie möglich gehalten werden.

Eine gewisse Reibung könnte dennoch dem Fahrer helfen, das Lenkrad auf einer bestimmten Lenkposition zu halten, ohne dauernd korrigieren zu müssen. Das bedeutet, Reibung in der Lenkung hätte eine Funktion gegen kleine Störungen der Strasse, des Fahrzeuges und des Fahrers selbst (Rühmann, 1993; vgl. hierzu auch Anhang A1).

Andererseits behauptete Dettki (1997), dass möglichst keine Nichtlinearitäten wie Reibung oder Lenkungsspiel in der Lenkung vorhanden sein sollten. Aurell *et al.* (2000) zeigten ähnliches bei Simulatorversuchen, nämlich dass die Hysterese zwischen Lenkradmoment und

Querbeschleunigung so klein wie möglich sein sollte. Das entspricht einer steifen Lenkung mit wenig Reibung und Spiel.

Reibung und Spiel werden mechanisch von Lenksäulenlagerung, Lenksystem und Radaufhängung verursacht, daher muss in konventionellen Fahrzeugen oft ein Kompromiss zwischen Reibung und Spiel gefunden werden. Weniger Spiel bedeutet höhere Anspannkraft bzw. Vorlast im Lenksystem und bewirkt zwangsläufig höhere Reibung. Mit dem Steer-by-Wire System kann der Konflikt wegen der getrennten mechanischer Verbindung zwischen Lenkrad und Rädern und dadurch geringer Anzahl der Komponenten etwas entschärft werden. Zwei Varianten könnten die Lösung sein:

- Reibung im Lenkrad bzw. Bedienelement so klein wie möglich und eine gut abgestimmte fahrgeschwindigkeitsabhängige Dämpfung,
- Kontrollierbare fahrgeschwindigkeitsabhängige Reibung im Bedienelement (technisch schwerer) gegen Störung und auch eine dazu angepasste Dämpfung.

2.2.4 Weitere Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs

Um den Geradeauslauf objektiv zu bewerten wird u.a. auch eine Häufigkeitsverteilung oder eine spektrale Leistungsdichte von Lenkradwinkel, Querbeschleunigung oder Giergeschwindigkeit, usw. verwendet. Es kann zum Beispiel dargestellt werden, wie oft und wie groß der Lenkradwinkel vom Fahrer korrigiert werden muss (Rompe und Heißing, 1984). Ein ähnliches Prinzip kann auch im Grenzbereich benutzt werden. So wird in einem Fahrzeug mit Fahrdynamikregelung der Lenkradwinkel im Grenzbereich weniger (kleiner und seltener) korrigiert als in einem Fahrzeug ohne Fahrdynamikregelung (Rönitz et al., 1998).

Dettki (1997) verwendete die Differenz zwischen der gemessenen und der vom Einspurmodell berechneten Giergeschwindigkeit als objektive Messgröße, um den Geradeauslauf zu bewerten.

2.3 Stationäre Kreisfahrt

2.3.1 Fahreigenschaften der stationären Kreisfahrt

Das Fahrmanöver stationäre Kreisfahrt ermittelt die stationären Fahreigenschaften bzw. das Eigenlenkverhalten. Der stationäre Vorgang bzw. stationäre Zustand ist ein Vorgang, bei dem sich charakteristische Größen, wie z.B. Augenblickswert, Frequenz usw. bestimmter Größen zeitlich nicht ändern (DIN 70000; Rompe und Heißing, 1984). Eine stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius und Variation der Fahrgeschwindigkeit wird oft wegen der begrenzten Testfläche verwendet (Zomotor, 1991). Die Messgrößen sind ähnlich wie in Abschnitt 2.2 dargestellt. Es handelt sich jedoch um einen größeren Lenkradwinkel- und Querbeschleunigungsbereich.

Eine andere wichtige Eigenschaft aus dem Ergebnis der stationären Kreisfahrt ist der Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient im Grenzbereich. Das Lenkradmoment in

den meisten konventionellen Fahrzeuge wird durch steigenden Lenkradwinkel im Grenzbereich abnehmen, d.h. die Lenkung wird „weicher“.

Bielaczek (1998) führte mit 84-Versuchspersonen eine Untersuchung über Fahrerwarnung mit einem Kraft-variierbaren Gaspedal und Lenkrad durch. Die Akzeptanz für eine noch früher als beim Serienfahrzeug im Grenzbereich weich-werdende Lenkung war sehr hoch, da das Ergebnis zeigte, dass die Fahrer zwar subjektiv nichts wahrgenommen haben, aber jedoch unbewusst mit verkleinerten Lenkradwinkel und Gaspedalstellung reagierten². Dies erhöhte die Fahrsicherheit.

In der Diplomarbeit von Webhofer (1991) wurden Untersuchungen eines neuen Bedienkonzepts mit einem Steer-by-Wire Fahrzeug des BMW-PROMETHEUS-Projektes durchgeführt. Drei Varianten der Lenkung im Grenzbereich, weich-werdend, steif-werdend und steifigkeitskonstant, wurden untersucht und es zeigte sich, dass die steif-werdende Lenkung die bessere Variante darstellte, was dem Vorschlag aus einer Systemergonomiestudie entspricht (Bubb, 1985).

2.3.2 Diskussion des Lenkradmomenentverlaufs im Grenzbereich

Die in Abschnitt 2.3 gezeigten beiden Beispiele für den Lenkradmomenentverlauf im Grenzbereich haben zu unterschiedlichen Ergebnisse geführt. Die im Webhofer (1991) Versuch verwendete Steer-by-Wire-Lenkung hatte wegen Signalrauschen und der möglicherweise zu langsamen Abtastzeit (16 ms) größere Lenkradmomenent-Streuung in der Momenten-Regelung. Außerdem wurde bei der Diplomarbeit nur eine geringe Anzahl von Versuchspersonen verwendet. Die Aussagekraft über den Lenkradmomenentverlauf im Grenzbereich ist somit fraglich. Laut Bielaczek (1998) könnte ein im Grenzbereich weich-werdendes Lenkrad besser geeignet sein. Ob das Ergebnis auch für andere Formen des Bedienelementes wie Sticks (vgl. Abschnitt 3.1.1) anwendbar ist, muss noch untersucht werden.

Die meisten Fahrer haben eine solche im Grenzbereich veränderte nichtlineare Fahrdynamik noch nicht erlebt und daher nicht genug Erfahrung um ein „inneres Modell“ für die richtige Reaktion im Grenzbereich aufzubauen (Bubb und Bolte, 1987). Drei mögliche Lenkradmomenentverläufe im Grenzbereich sind diskutierbar:

- weich-werdende Lenkung: Die entspricht der heutigen Lenkung und ist daher wahrscheinlich gut geeignet für den geübten Fahrer, der solche Hinweise richtig interpretieren kann.
- steif-werdende Lenkung: Die versteifte Lenkung gibt dem Fahrer ein Zeichen, dass die Fahreigenschaft sich ändert. Je härter die Lenkung wird, desto nichtlinearer wird die Fahreigenschaft. Es ergibt sich eine Barriere, die man nicht zu weit überschreiten darf.
- lineare bzw. steifigkeits-konstante Lenkung: Das Fahrzeug wird im Grenzbereich auf die Lenkvorgabe geregelt und der Lenkradmomenentverlauf bleibt linear. Der Fahrer

² Aus den Fragebogen nach der Fahrt zeigte sich, dass der veränderte Momentverlauf subjektiv nicht gespürt worden war. Die objektiven Messungen zeigten dennoch, dass das Lenkverhalten und die Fahrgeschwindigkeit vom veränderten Momentverlauf beeinflusst wurden.

kann in kritischer Situation noch wie gewohnt lenken. Es könnte für den Fahrer, der wenig Erfahrung im Grenzbereich hat, vorteilhaft sein. Kurz vor der physikalischen Grenze der Kraftübertragung kann das Lenkrad entweder weiter steifigkeits-konstant oder sehr schnell steif (oder weich) werden. Der Fahrer muss trotzdem vorher durch eine haptische oder akustische Rückmeldung gewarnt werden, sonst droht das Fahrzeug abrupt außer Kontrolle zu geraten.

Es kann nicht direkt beurteilt werden, welche Variante Vorteile hat. Wie schon erwähnt wurde, haben die meisten Fahrer solche Situationen nie oder nur selten erlebt. Es müsste ein Versuch mit vielen Probanden der Normalfahrer- und Profifahrer-Gruppe durchgeführt werden, um zu zeigen, welche Variante für welche Fahrergruppe intuitiver ist. Die Schwierigkeit liegt jedoch darin, dass die nichtlineare Fahreigenschaft im Fahrversuch nicht einfach reproduzierbar ist und eine große Versuchsfläche für die sichere Durchführung benötigt wird. Ein Versuch mit einem beweglichen Fahrsimulator könnte eine gute Alternative sein, da der Fahrer alle wichtigen visuellen, haptischen, akustischen und v.a. kinästhetischen Rückmeldungen haben kann. Die Versuchsbedingungen werden konstant gehalten und die Versuchsdaten können leicht gespeichert und danach objektiv analysiert werden.

2.4 Lenkwinkelsprung

2.4.1 Fahreigenschaften des Lenkwinkelsprungs

Bei der Untersuchung zur Korrelation zwischen objektiven Messgrößen und subjektiven Bewertungen wird häufig ein Lenkwinkelsprung verwendet. Ein Lenkwinkelsprung kann wegen des beschränkten Anstiegs nur über eine Lenkwinkel-Rampe realisiert werden. Bei einer vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit (z.B. 80 km/h) wird der Lenkradwinkel so schnell wie möglich (>200 Grad/s) auf einen Wert bewegt, damit eine bestimmte stationäre Querbeschleunigung (4 m/s^2) erzielt wird (ISO 7401; Mitschke, 1990). Dabei werden u.a. die folgenden Messwerte beobachtet:

- Stationäre Gierverstärkung (Giergeschwindigkeit/Lenkradwinkel)
- Stationäre Querbeschleunigungsverstärkung (Querbeschleunigung/Lenkradwinkel)
- Die Zeit bis zum ersten Maximum der Giergeschwindigkeit oder Querbeschleunigung, die sogenannte Peak-Response-Time.

Folgende Liste zeigt die Versuche über den Lenkwinkelsprung:

- Lincke et al. (1973) untersuchten den Lenkwinkelsprung im dynamischen Fahrsimulator und mit realen Fahrzeugen und zeigten, dass ein kleiner Phasenverzug zwischen Lenkrad und Giergeschwindigkeit und ein kleiner stationärer Schwimmwinkel subjektiv als positiv bewertet wurde. Die Überhöhung (Dämpfung) der Giergeschwindigkeit hatte keinen signifikanten Einfluss.
- Bisimis et al. (1977) stellten fest, dass die Gierverstärkung, die Zeit bis zur ersten Überhöhung der Giergeschwindigkeit und die Dämpfung mit der subjektiven Bewertung stark korreliert waren.

2.4.2 Diskussion der Entkopplung der Giereigenfrequenz und der Dämpfung

Die in Abschnitt 2.4.1 dargestellten Lenkwinkelsprung-Versuche zeigen kein einheitliches Ergebnis bezüglich der Dämpfung der Giergeschwindigkeit. Man kann jedoch davon ausgehen, dass die steigende Überhöhung der Giergeschwindigkeit irgendwann subjektiv auffällig wird. Bubb und Bolte (1987) gaben das Beispiel einer Vorhaltelenkung (vgl. Abschnitt 3.3.3.1) an. Mit Hilfe des Vorhaltegliedes verringerte sich die Gierreaktionszeit, dies wurde subjektiv besser bewertet. Falls die Verstärkung des Vorhaltegliedes zu groß und die Überhöhung der Giergeschwindigkeit ebenfalls zu groß wurde, fühlte sich der Fahrer unsicher. Rönitz et al. (1997) fassten viele Untersuchungen mittels Frequenzgängen der auf den Lenkradwinkel bezogenen Giergeschwindigkeiten und Querschleunigungen zusammen und stellten fest: *die Querschleunigung sollte bis 1 Hz möglichst nicht abfallen, um die Fahreigenschaften im normalen Fahrbereich nicht zu ändern und die Giergeschwindigkeitsüberhöhung sollte nicht zu groß sein*. Reichelt und Strackerjan (1992) zeigten in Simulatorversuchen, dass die größere Überhöhung der Giergeschwindigkeit mit höherem Unfallrisiko verbunden ist.

Je höher die Giereigenfrequenz, desto schneller reagiert die Giergeschwindigkeit auf die Lenkvorgabe. Die Dämpfung sorgt für die Überhöhung bzw. Schwingungsfähigkeit der Gierreaktion. Für eine herkömmliche Lenkung sind die Giereigenfrequenz und ihre Dämpfung mit der Fahrgeschwindigkeit und dem mechanischen Fahrzeugaufbau gekoppelt, da sich die Gierverstärkung mit der steigenden Fahrgeschwindigkeit vergrößert und gleichzeitig die Dämpfung verkleinert wird. Die Vorhaltelenkung erhöht zwar die Eigenfrequenz bzw. verkürzt die Reaktionszeit, gleichzeitig wird jedoch die Dämpfung verkleinert und die Gierreaktion noch schwingungsfähiger. Mit einem By-Wire System lassen sich beide Größen entkoppeln. Die Entkopplung zwischen Giereigenfrequenz und Dämpfung könnte die Reaktionszeit verkürzen und zugleich die Überschwingung, die den subjektiven Eindruck beeinträchtigt, abschwächen. Ein Vorsteuerungsansatz wurde in der Diplomarbeit von Orend (2000) vorgestellt. Das konventionelle Gier-Übertragungsverhalten wurde zuerst kompensiert und durch eine gewünschte Übertragungsfunktion ersetzt. Dadurch konnten die Giereigenfrequenz und Dämpfung unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrzeuggeometrie getrennt eingestellt werden. Das erste Ergebnis war bezüglich dem subjektiven Eindruck und den objektiven Werten sehr positiv. Mehr über eine solche dynamische Vorsteuerung der Giergeschwindigkeit bzw. Lenkübersetzung wird in Abschnitt 3.3 vorgestellt.

2.5 Spurwechsel

2.5.1 Fahreigenschaften des Spurwechsels

Der ISO-Spurwechsel bzw. doppelte Fahrspurwechsel dient zur Prüfung des instationären Fahrverhaltens im geschlossenen Regelkreis. Es wird ein plötzlich notwendiges Ausweichmanöver mit schnellem Zurücklenken auf die vorherige Fahrbahn simuliert. Der Fahrer wird sehr eng mit dem Regelkreis verbunden und beeinflusst sehr stark das Versuchsergebnis. *Die*

Güte der Fahrzeuge beim Spurwechsel wird hauptsächlich nach den erforderlichen Lenkradbewegungen und der aufgetretenen Querb beschleunigung bewertet (Zomotor, 1991).

Weir und DiMarco (1978) fassten mehrere Untersuchungen zusammen und analysierten die Daten aus doppeltem Spurwechsel und dessen Bodediagramm vom Lenkradwinkel zur Giergeschwindigkeit³. Die Gierverstärkung und die äquivalente Verzögerungszeit wurden zur Korrelation der subjektiven Bewertung von Normal- und Profi-Fahrern verwendet. Die äquivalente Verzögerungszeit ist der Kehrwert der Kreisfrequenz, bei der der Phasengang der Giergeschwindigkeit -45 Grad durchläuft. Diese äquivalente Verzögerungszeit hat einen direkten Zusammenhang mit der Verzögerungszeit bzw. Reaktionszeit bis zum 1. Maximum der Giergeschwindigkeit (Jaksch, 1979; Rompe und Donges, 1983). Ein optimaler Bereich für eine positive subjektive Bewertung ergab sich bei einer Gierverstärkung zwischen 0.1 bis 0.4 1/s bei 80 km/h und bei einer minimalen äquivalenten Verzögerungszeit von ca. 0.3 s.

Jaksch (1979) zeigte, die subjektive Beurteilung hängt sehr stark von der Reaktionszeit der Giergeschwindigkeit, dem Lenkradwinkel-Querb beschleunigungs-Gradient und Lenkradmoment-Querb beschleunigungs-Gradient ab. Dabei hatte die Reaktionszeit der Giergeschwindigkeit doppelte Gewichtung gegenüber den beiden Lenkrad-Gradienten.

Riedel und Gnadler (1996) untersuchten die Zusammenhänge zwischen objektiven Kennwerten und Subjektivurteilen mit ISO-Spurwechsel, Landstrassenfahrt, stationärer Kreisfahrt und Lenkwinkelsprung. Die Beurteilung aus der Landstrassenfahrt war nicht grundlegend anders als aus dem Spurwechsel. Die Unterschiede zwischen den Fahrzeugvarianten wurden jedoch beim Spurwechsel in der Kategorie „Stabilität“ und „Kontrolle und Sicherheit“ deutlicher wahrgenommen als während der Landstrassenfahrt. Normalfahrer urteilten strukturell ähnlich wie professionelle Versuchsfahrer und waren nur nicht so kritisch. Folgende objektive Kennwerte sind sehr wichtig für die subjektive Beurteilung - Schwimmwinkel, der Zeitverzug zwischen Lenkradwinkel und der Giergeschwindigkeit bzw. Querb beschleunigung.

Higuchi et al. (1996) haben die statischen und dynamischen Fahreigenschaften verglichen und zwar nicht nur bei Geradeausfahrt, sondern auch bei Kurvenfahrt bzw. mit unterschiedlicher Querb beschleunigung. Die Lenkreaktionen von Fahrzeugen mit vergleichbarer *statischer* Gierverstärkung und Querb beschleunigungsverstärkung wurden besser bewertet, falls die Fahrzeuge eine höhere Giereigenfrequenz und weniger Phase bei der Gier- und Querb beschleunigungsantwort hatten.

Aurell et al. (2000) führten einen Versuch zur Korrelation zwischen objektiven Messgrößen und subjektiven Beurteilungen im dynamischen Nutzfahrzeug-Simulator durch. Der Simulator wurde von Versuchspersonen als realistisch bewertet und verursachte weniger Seekrankheit als andere Fahrsimulatoren. Das Ergebnis sagte aus, dass eine kleine Ansprechzeit bzw. äquivalente Verzögerungszeit zwischen Lenkradwinkel und Fahrzeugreaktion und eine kleine Hysterese zwischen Lenkradmoment und Querb beschleunigung sehr positiv für die subjektive Beurteilung sind. Die Dämpfung der Gierverstärkung zwischen 0.2 bis 0.5 Hz hatte

³ Das Bodediagramm wurde nicht aus einem Wobble-Manöver, sondern aus einem doppelten Spurwechsel ermittelt. Siehe (Weir und DiMarco, 1978) Fig. 3, Seite 3.

jedoch keine signifikante Beeinflussung. Aurell et al. (2000) konnten jedoch keinen Zusammenhang zwischen unterschiedlichen Lenkübersetzungen und den Lenkradmoment-Querschleunigungs-Gradienten feststellen. Das heißt, die Ergebnisse von Jaksch (1979) und Norman (1984) zum optimalen Lenkarbeits-Querschleunigungs-Gradient (vgl. Abschnitt 2.2) wurden nicht bestätigt.

Auf der Basis der oben genannten Untersuchungen wird davon ausgegangen, dass die folgenden Messgrößen für das Lenkgefühl bei Kurvenfahrt bzw. „off-center-handling“ (im Vergleich zum „on-center-handling“) wichtig sind:

- Zeitverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit bzw. Querschleunigung
- Gierverstärkung
- Schwimmwinkel
- Lenkaufwand (Lenkradwinkel und Lenkradmoment).

2.5.2 Diskussion der Ansprechzeit

Die Bedeutung der Ansprechzeit der Giergeschwindigkeit und Querschleunigung für die subjektive Bewertung wurde schon mehrmals erwähnt (vgl. Abschnitte 2.2, 2.4 und 2.4.2). Jaksch (1979) stellte fest, dass diese Reaktionszeit noch wichtiger als andere Faktoren des Lenkaufwands sei. Aurell et al. (2000) behaupten, es gebe keine untere Grenze für die Ansprechzeit, „Je kürzer desto besser“. Die Reaktionszeit beeinflusst das Fahrerverhalten im Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis. Der Fahrer versucht, das gesamte System auf sein gewünschtes Verhalten zu regeln. Je größer die Reaktionszeit bzw. der Phasenverzug ist, desto mehr Vorhaltezeit braucht der Fahrer, um diesen Phasenverzug zu kompensieren (vgl. Abschnitt 5.1.2). Eine größer werdende Vorhaltezeit scheint den Fahrer anzustrengen und die subjektive Beurteilung zu verschlechtern. Weiteres zur Reaktionszeit wird im Kapitel 5 „Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis“ beschrieben.

Durch die Variation der Reifendrucke von Vorder- und Hinterachse wurde die Untersteuer-tendenz im Versuch von Jaksch (1979) verändert. Eine steigende Untersteuertendenz führte zwar zu einer kleineren Ansprechzeit und bis zu einem gewissen Grad auch zu einer besseren subjektiven Bewertung. Bei weiterer Erhöhung der Untersteuertendenz fiel die subjektive Bewertung jedoch dann negativer aus. Der Grund dafür waren die schlechtere Kontrollierbarkeit des Fahrzeuges bzw. die verminderte Dämpfung der Giergeschwindigkeit und der stark steigende Lenkradmoment-Querschleunigungs-Gradient. Wie auch schon in Abschnitt 2.4.2 erwähnt, sollte die Dämpfung der Giergeschwindigkeit wegen der verkleinerten Reaktionszeit nicht reduziert werden, da sonst die subjektive Bewertung nicht weiter verbessert wird.

2.5.3 Diskussion des Lenkarbeit-Querschleunigungs-Gradienten

Nach Abschnitt 2.5 sind eine kleine Gierreaktionszeit und die passende Kombination der Lenkradwinkel- und Lenkradmoment-Querschleunigungs-Gradienten für die subjektive Beurteilung entscheidend. Das Produkt der beiden Lenkrad-Gradienten ist der Lenkarbeits-

Querbeschleunigungs-Gradient bzw. dessen Kehrwert, die Lenkempfindlichkeit (vgl. Abschnitt 2.2). Für den Spurwechsel bei der Fahrgeschwindigkeit 80 km/h mit dem Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient 30 Nm/g sollte der Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradient zwischen 90 bis 130 Grad/g liegen (Jaksch, 1979). Aurell et al. (2000) konnten dies allerdings nicht bestätigen (vgl. Abschnitt 2.5). Eine mögliche Erklärung wäre der unterschiedliche Empfindlichkeitsbereich des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten zwischen Pkw und Lkw, vgl. Daten aus Mitschke (1990).

Dem Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradient entspricht die Lenkradwinkel-Empfindlichkeit zur Querbeschleunigung. Der Wert hängt zum Teil mit der Lenkübersetzung, dem Eigenlenkgradient und dem Radstand usw. zusammen. Die optimale Gierverstärkung aus Weir und DiMarco (1978) konnte mit Hilfe der Fahrgeschwindigkeit und des Lenkradwinkels auf den Kehrwert des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten umgerechnet werden. Die Ergebnisse der beiden Versuche von Weir und DiMarco (1978) und Jaksch (1979) sind daher zum Teil sehr ähnlich. Es muss einen passenden Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradient geben, damit der Fahrer mit dem Lenkrad richtig dosieren kann.

Der Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient ist abhängig von der Achskinematik, Lenkübersetzung und Servounterstützung. Mitschke (1990) fasste drei Untersuchungen zusammen und formulierte, dass der Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient wegen zu geringer Information über den Fahrzeugzustand nicht unter 15 Nm/g und für das schnelle Einlenken beim Spurwechsel nicht über 38 Nm/g liegen sollte.

Sportliche Fahrzeuge haben direktere Lenkübersetzungen bzw. kleinere Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten, dadurch müssen höhere Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradienten eingesetzt werden, um den Lenkarbeit-Querbeschleunigungs-Gradient bzw. die Lenkarbeits-Empfindlichkeit (steering work sensitivity) auf einen bestimmtem Bereich zu beschränken (Jaksch, 1979; Norman, 1984).

2.5.4 Diskussion des Schwimmwinkels

Der Schwimmwinkel ist der Winkel zwischen Fahrzeuginnenachse und der Geschwindigkeit des Fahrzeugschwerpunkts. Obwohl der Schwimmwinkel zwar meistens innerhalb weniger Winkelgrade liegt und die Änderungen im Normalfahrbereich nur Winkelminuten betragen, wird er aber dennoch für das Fahrgefühl als wichtige Größe angesehen (Mitschke, 1990). Der Schwimmwinkel kann zur Zeit nur durch optische Messgeräte direkt gemessen oder über Fahrzeugmessgrößen, wie Querbeschleunigung, Giergeschwindigkeit und Fahrgeschwindigkeit, usw. indirekt geschätzt werden (Daiß, 1996; Huang et al., 2000). Für ein Fahrzeug mit Vorderradlenkung hängt der Schwimmwinkel von Fahrgeschwindigkeit, Hinterachs-Schräglaufsteifigkeit, Fahrzeuggeometrie, Trägheitsmoment und Fahrzeugmasse ab.

Lincke et al. (1973) stellten fest, je kleiner der stationäre Schwimmwinkel ist, desto positiver wurde das Fahrverhalten beim Lenkwinkelsprung subjektiv bewertet (vgl. Abschnitt 2.4). Diese Aussage über den Schwimmwinkel wurde aus Versuchen im Fahrsimulator geschlossen,

konnte aber in realer Erprobung wegen messtechnischer Schwierigkeit nicht durchgeführt werden.

Eine Allradlenkung kann den Schwimmwinkel bei hoher Fahrgeschwindigkeit verkleinern. Wang et al. (2000) analysierten die Stabilität des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises bei 72 und 108 km/h mit einem Fahrermodell und einem Fahrzeugmodell, das den Schwimmwinkel je nach Ansatz statisch oder dynamisch vorsteuert oder regelt. Das Fahrermodell wurde durch eine einstellbare Reaktionszeit bzw. Totzeit beeinflusst, um Junior- und Senior-Fahrer zu simulieren. Der auf Null dynamisch geregelte Schwimmwinkel hat eine robustere Stabilität im Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis und ist daher besser für Senioren geeignet.

Ein Ausschnitt der Landstrassenstreckenfahrt zeigte, dass Profifahrer gegenüber Normalfahrern mit größerem Schwimmwinkel um die Kurve gefahren sind (Riedel und Gnadler, 1996). Das bedeutet, dass Profifahrer gern schneller als Normalfahrer um die Kurve fahren. Die Erfahrung mit der Allradlenkung gibt Hinweise darauf, dass durch gleichsinnigen Einschlag der Hinterräder bei hoher Fahrgeschwindigkeit der kleine Schwimmwinkel stabiler wirkt (Zomotor, 1991). Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit kann der Schwimmwinkel durch gegensinnigen Einschlag kleiner oder auf Null gehalten werden. Fahrversuche zeigen jedoch, dass die Fahreigenschaft bei gegensinnigem Einschlag der Hinterräder auch unterhalb 50 km/h subjektiv unangenehm und damit nicht annehmbar ist. Erst bei Schritttempo (Parkierbereich) ist der gegensinnige Einschlag günstig (Zomotor, 1991). Mitschke (1990) erklärte, die wesentlich stärkere Untersteuertendenz sei gegenüber den heutigen Fahrzeugen ungewöhnlich. Durch gegensinnigen Einschlag wird die Ansprechzeit der Giergeschwindigkeit vergrößert, wobei die Ansprechzeit zur Querbewegung dagegen verkleinert und mehr gedämpft wird. Dies und die stärkere Untersteuertendenz können den subjektiven Eindruck beeinträchtigen (vgl. Abschnitt 2.5.2).

Für die Stabilität ist einerseits ein kleiner Schwimmwinkel günstig, andererseits wirkt er aber negativer auf die subjektive Bewertung der Fahragilität. Hier könnte ein Konflikt zwischen Stabilität und Fahreindruck entstehen. Eine mögliche Lösung wäre die enge Zusammenarbeit zwischen dem in Abschnitt 2.4.2 genannten Vorsteuerungsansatz für die Giergeschwindigkeit (Giervorsteuerung) und der Fahrstabilitätskontrolle wie DSC oder ESP. Ein ähnliches Prinzip wurde in der Integration von Active Front Steering (AFS, s. Abschnitt 3.3.2.2) und DSC von Baumgarten (2002) präsentiert, wie in Abbildung 2.7 dargestellt.

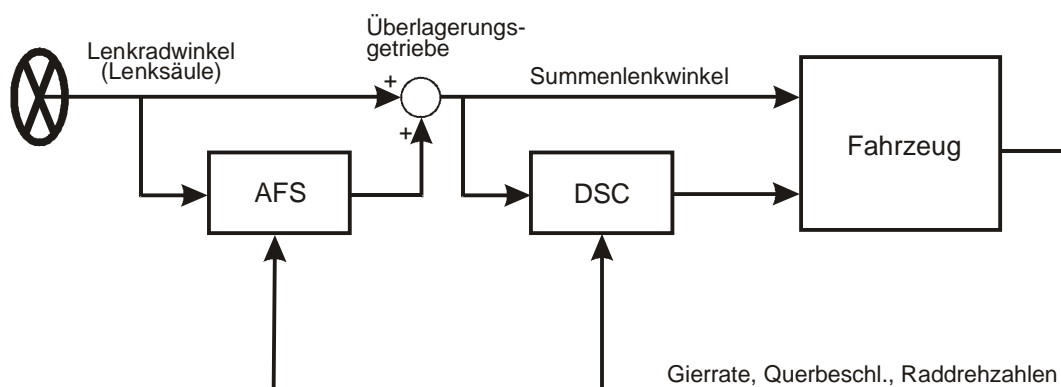


Abbildung 2.7 Integration von AFS und DSC (Baumgarten, 2002)

Die Ansprechzeit der Giergeschwindigkeit kann in normaler Fahrsituation durch die Giervorsteuerung weiter reduziert werden, damit die subjektive Bewertung noch verbessert wird. Gleichzeitig soll diese Giersteuerung die Fahrzustände und Signale aus der Fahrstabilitätskontrolle mitberücksichtigen. Die Fahrstabilitätskontrolle kann ebenfalls die Güte der Steuerung beobachten und, falls notwendig, frühzeitig eingreifen. So könnte der Fahrer einen „sicheren Fahrspaß“ erleben.

3 Unkonventionelle Bedienkonzepte

Das konventionelle Lenkrad ist eine wichtige Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug. Der Fahrer gibt die Lenkvorgabe an das Fahrzeug und bekommt die haptische Rückmeldung des Reifen-Straßen-Kontakts über das Lenkrad. Die für den Fahrer wichtigen Fahreigenschaften und Fahrzustände wurden bereits im Kapitel 2 beschrieben. Seit der Erfindung des Fahrzeuges wurden immer wieder unkonventionelle Bedienkonzepte untersucht. Das hier beschriebene Bedienkonzept besteht aus Hardware (Bedienelement bzw. Gestaltung) und Software (Regelkonzept). Die Unterscheidung zwischen Hardware und Software ist manchmal nicht ganz eindeutig, da manche Regelkonzepte über eine hardwaremäßige Konstruktion realisiert werden können. Im Prinzip bietet das rechnergestützte Regelkonzept mehr Flexibilität. Eine Literatur-Recherche über unkonventionelle Bedienkonzepte wurde durchgeführt und wird hier mit Diskussion zusammengefasst.

Ein paar veröffentlichte Gestaltungsbeispiele bzw. Hardware zur Fahrzeugführung werden in Abschnitt 3.1 vorgestellt. Die Regelkonzepte werden jeweils für die Längs- und Querdynamik in Abschnitte 3.2 und 3.3 aufgeteilt.

3.1 Gestaltungen der unkonventionellen Bedienelemente

Kurz nach der Erfindung des Kraftfahrzeuges hat sich das kreisförmige Lenkrad als Bedienelement zur Querführung etabliert, da ein bestimmtes Handmoment die Räder seitlich bewegen bzw. lenken muss. Ein kleineres bzw. anderes Bedienelement kann erst implementiert werden, wenn dieses Moment von anderen Energiequellen ausgeübt wird. Beispielsweise kann ein Lenkgetriebe lediglich von Elektromotor oder Hydraulik durch eine elektrische Signalverarbeitung angesteuert werden (by-Wire), um die Rädern zu lenken. Die Fahrerwünsche können über Sensorensignale in beliebigen Gestaltungen erfasst werden.

3.1.1 Gestaltungsbeispiele

Bereit 1958 stellte General Motors einen Chevrolet Impala mit einem stickähnlichen Bedienelement „Unicontrol“ vor. *Das war das erste Demonstrationsfahrzeug mit einem einzigen Bedienelement, mit dem sowohl gelenkt, als auch Gas gegeben und gebremst werden konnte* (Penka, 2000). Abbildung 3.1 zeigt das in der Mittelkonsole stehende Bedienelement.

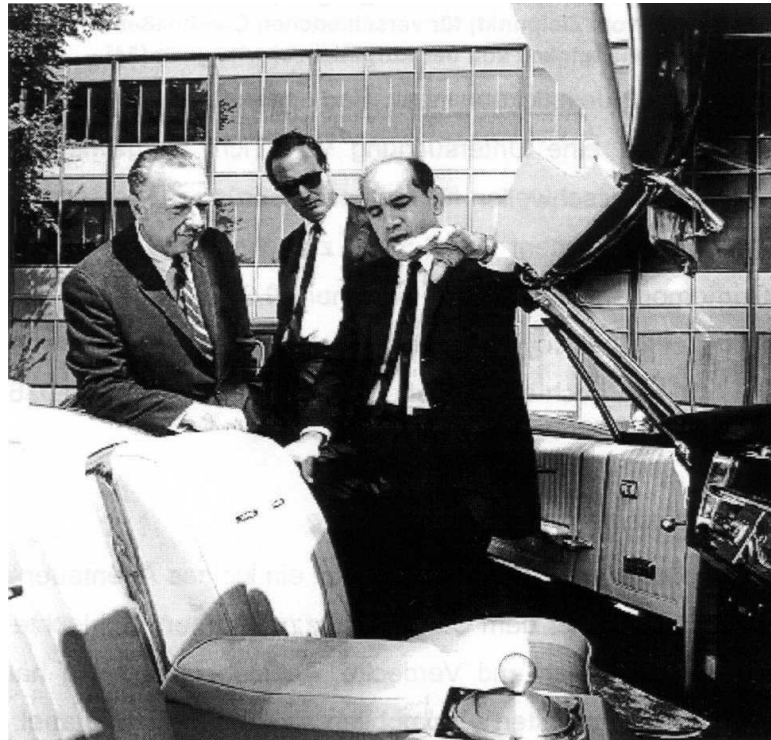


Abbildung 3.1: Das erste Fahrzeug mit einem stickähnlichen Bedienelement (Penka, 2000)

Bubb (1985) führte eine ergonomische Studie durch und zeigte ein Gestaltungsbeispiel wie in Abbildung 3.2. Die beiden mechanisch verbundenen drehbaren tellerartigen Handgriffe sorgen für die Querführung. Die Längsführung erfolgt durch die Verschiebung des in der Mittelkonsole beweglich geführten Bügels.



Abbildung 3.2: Fahrerarbeitsplatz mit aktivem Bedienelement Design von Lammell (Bubb, 1985)

Der Fahrzeughersteller Saab erforschte ein Prototyp-Fahrzeug Saab 9000 mit einem aktiven Stick für die Querführung (Bränneby et al., 1991). Der in Abbildung 3.3 dargestellte Stick wurde elektrisch mit einem hydraulischen Lenkgetriebe verbunden. Die Bedienelemente zur Längsführung blieben wie im konventionellen Fahrzeug.



Abbildung 3.3: Saab Stickauto (Bränneby et al., 1991)

DaimlerChrysler untersuchte zuerst das Fahren mit den Sticks in einem dynamischen Fahrsimulator und baute später ein reales Fahrzeug mit Sticks um, wie in Abbildung 3.4 gezeigt. Die Sticks waren in Längsrichtung isometrisch, d.h. ohne Wegänderung und in Querrichtung aktiv (vgl. Abschnitt 4.2.2).



Abbildung 3.4: DaimlerChrysler Stickauto (DaimlerChrysler, 1999)

Die Firma TRW hat ein Gebrauchsmuster mit einem lenkradformähnlichen Bedienelement angemeldet (TRW, 1999). Ein nicht drehbares Gestell in Abbildung 3.5 wird mit der Karosserie des Fahrzeuges fest verbunden und zwei miteinander gekoppelte Handgriffe können gegeneinander ± 8 Grad verschoben werden.

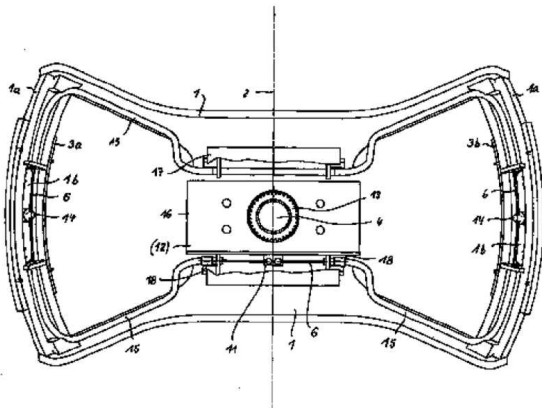


Abbildung 3.5: Lenkradähnliches Bedienelement (TRW, 1999)

Ein Drive-by-Wire Konzeptfahrzeug Filo wurde gemeinsam von den Firmen Bertone, SKF und Brembo entwickelt. Ähnlich wie beim Bedienelement von TRW kann mit zwei gleichsinnig mechanisch gekoppelten Griffen „gelenkt“ werden, vgl. Abbildung 3.6. Beim Drehen des Griffs wird wie am Motorrad Gas gegeben. Beim Quetschen der Griffe wird das Fahrzeug gebremst. Das Bedienelement ist in Querführung aktiv und in Längsführung passiv realisiert (vgl. Abschnitt 4.2.2).



Abbildung 3.6: Filo-Bedienelement für Längs- und Querführung (Bertone und SKF, 2001)

3.1.2 Diskussion der Gestaltungen

Die in Abschnitt 3.1.1 gezeigten Beispiele deuten an, dass sich die Gestaltungen der möglichen Bedienelemente zur Fahrzeugführung in zwei Richtungen entwickeln. Zum einen gibt es die lenkradähnlichen Bedienelemente, wie von TRW und Filo. Mit einem lenkradähnlichen Bedienelement kann der Fahrer die gewohnte Erfahrung aus dem Lenkrad weiter nutzen. Zum anderen wurde die Stick-Form, wie von Saab, DaimlerChrysler entwickelt. Sticks als Bedienelemente werden in letzter Zeit bereits häufiger in Landwirtschaftsmaschinen, Baggern und Flugzeugen (s. Anhang A1) verwendet und zeigen gute Praxistauglichkeit (Penka, 2000).

3.2 Regelkonzept für die Längsdynamik

Gaspedal, Bremspedal und evtl. Kupplung und Gangschaltung werden zur Längsführung des konventionellen Fahrzeuges verwendet. Durch By-Wire Technologie können die Funktionen zur Beschleunigung und zur Verzögerung des Fahrzeuges in einem Bedienelement integriert werden. Vorgabe und Rückmeldung können zusätzlich abhängig von den Fahrzuständen variiert werden.

3.2.1 Vorgabe und Rückmeldung der Längsdynamik

3.2.1.1 Vorgabe und Rückmeldung bei konventionellen Bedienelementen

Für die Vorgabe der Längsdynamik in konventionellen Fahrzeugen wird die Gaspedalstellung auf den Drosselklappenwinkel des Motors und die Bremspedalkraft auf den Bremsdruck umgesetzt. Das Gaspedal ist ein passives Stellteil, dessen Gegenkraft nur von der Pedalstellung abhängig ist. Der Winkel der Gaspedalstellung wird über einen Bowdenzug (mechanisch) oder per elektrischer Signale (by-Wire) von der Motorsteuerung benötigt, um den Drosselklappenwinkel einzustellen. Der Fahrer bekommt daher keine direkte haptische Rückmeldung vom Fahrzeug.

Zur Verzögerung des Fahrzeuges wird der Bremsdruck durch Bremspedalkraft erzeugt. Der Bremsdruck hängt jedoch nicht direkt mit der Verzögerung des Fahrzeuges zusammen, da die Reibwertänderung zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe einerseits und Fahrbahn und Reifen andererseits den Bremsvorgang sehr stark beeinflussen. Das heißt, der Reifen-Straßenkontakt wird vom Fahrer nicht direkt über das Bremspedal gespürt. Erst bei blockierenden Rädern wird der Fahrer über Pedalpulsieren, das vom ABS geregelten Bremsdruck erzeugt wird, aufmerksam gemacht. Das ABS-Pedalpulsieren kann aber als unangenehmes Gefühl oder irritierende Information empfunden werden, da viele Fahrer bei Regelbremsungen ihre Pedalkraft reduzieren und damit ihren Bremsweg deutlich verlängern (Achenbach und Stoll, 2001).

Bubb und Bolte (1987) betonten, dass die Zusammenhänge zwischen Gas-/Bremspedalstellung und Fahrzeugbeschleunigung/-verzögerung wegen den technischen Randbedingungen nichtlinear sind. Aufgrund systemergonomischer Aspekte sollte jedoch die Betätigung des Bedienelementes zur Fahrzeug-Reaktion linear sein. Bolte (1991) stellte ein Bedienkonzept mit einem aktiven Stick zur Fahrzeugführung vor. Längsdynamisch ist die Längsbeschleunigung abhängig von der Vorgabe der Stickkraft. Der Stickwinkel ist als Rückmeldung proportional zur Fahrgeschwindigkeit (vgl. Anhang A3).

Temming (1984) experimentierte mit einer Beschleunigungsregelung, wodurch die gewünschte Beschleunigung über die Gaspedalstellung geregelt wird. Betätigt der Fahrer kein Gas- oder Bremspedal, so wird die zuletzt gefahrene Geschwindigkeit beibehalten. Die Verzögerung erfolgt wie gewohnt über das Bremspedal. Die Fahrer hatten keine nennenswerte Eingewöhnungsphase und das Prinzip stieß auf große Zustimmung.

Simulator- und Fahrversuche zeigen, dass die Fahrer bei vielen Situationen mit zu geringen Kräften auf das Bremspedal treten und somit die Bremsfunktion nicht voll ausnutzen (Donges,

1982). Der Brems-Assistent verwendet die Bremspedal-Kraft und -Position sowie die Bremspedal-Geschwindigkeit, um den Bremsweg in Notbremssituation zu verkürzen (Kiese Wetter et al., 1997). Ein neues elektrohydraulisches Bremssystem (EHB) berücksichtigt die Änderung der Gaspedalstellung. Beim zu schnellem Gaswegnehmen werden die Bremsbeläge frühzeitig an die Bremsscheibe angelegt und dadurch wird eine frühe Verzögerung nach der Betätigung des Bremspedals aufgebaut (Achenbach und Stoll, 2001). Sticks als Bedienelemente könnten das Umsetzen zwischen Beschleunigung und Verzögerung wegen einem kleinen Betätigungswinkelbereich deutlich verkürzen (Eckstein, 2001) und dadurch den gesamten Anhalteweg zwischen „Gefahr-erkannt“ bis „Fahrzeug-Stop“ sowie das Unfallrisiko weiter reduzieren. Die einen Brems-Assistenten ähnliche Funktion kann bei neuen Bedienkonzepten ebenfalls implementiert werden.

Durch die Entkopplung von Pedalkraft und Bremsdruck im EHB kann die Bremspedal-Kennlinie bzw. das Pedalgefühl optimiert werden. Im statischen Fahrsimulator untersuchte Gökten (1987) das Bremspedalgefühl mit verschiedenen Pedalkraft-Weg-Kennlinien. Das sehr harte bzw. isometrische Bremspedal war bei der subjektiven und objektiven Beurteilung ungünstig und die Fahreranstrengung wurde deutlich erhöht. Die ideale progressive Kraft-Weg-Kennlinie eines Bremspedals sollte bei kleiner Verzögerung weicher und bei großer Verzögerung härter sein. Achenbach und Stoll (2001) führten Versuchen im dynamischen Fahrsimulator durch. Abbildung 3.7 zeigt das ideale Bremspedalgefühl des Pedalsimulators für normale Fahrer. Ein solcher Optimalverlauf sollte weder eine Hysterese noch eine Abhängigkeit von der Betätigungsgeschwindigkeit besitzen (Bubb, 2001). Bei Bremsregelungen werden ebenfalls keine Pedalrückwirkungen wie ABS-Pulsieren erzeugt.

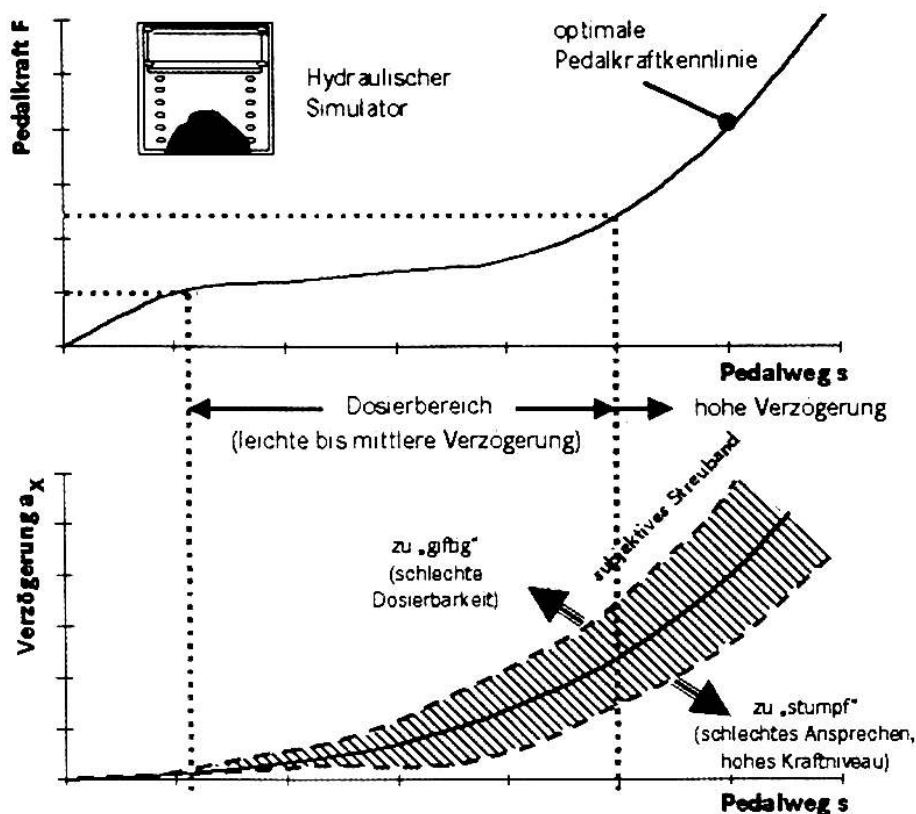


Abbildung 3.7: Ideales Bremsgefühl (Achenbach und Stoll, 2001)

Bielaczek (1998) führte eine Untersuchung über Fahrerwarnung mit einem kraftvariierbaren Gaspedal und Lenkrad durch. Beim Erreichen einer definierten Querbeschleunigungsschwelle erzeugte das Gaspedal eine höhere Gegenkraft und verringerte dadurch den Drosselklappenwinkel, falls der Fahrer nicht mit einer höheren Fußkraft dagegen drückte. Solche aktive Querbeschleunigungswarnungen am Gaspedal wurden vom Fahrer nicht akzeptiert, da sie sich bevormundet fühlten. Eine Warnung mit einem kraftvariierbaren Lenkrad, das beim Erreichen des Grenzbereiches weich wird, wurde jedoch gut akzeptiert (vgl. hierzu Abschnitt 2.3).

3.2.1.2 Vorgabe und Rückmeldung bei Sticks von DaimlerChrysler

Die in Abschnitt 3.1 vorgestellten Sidesticks von DaimlerChrysler sind für Längs- und Querführung des Fahrzeuges zuständig. Durch Handkraft bzw. Handmoment in Längsrichtung wurde die Beschleunigung bzw. Verzögerung des Fahrzeuges linear verändert. Die in Abbildung 3.8 gezeigte Kennlinie war abhängig von der Handkraft und der Fahrgeschwindigkeit. Während sich die durch einen Tiefpass (Eckfrequenz ca. 2.4 Hz) gefilterte Handkraft innerhalb der Totzone (2 N bzw. 0.3 Nm) befindet, wird die aktuelle Fahrgeschwindigkeit unabhängig von äußeren Störungen wie Straßensteigung und Windwiderstand durch einen Tempomat auf einen konstanten Wert geregelt (Eckstein, 2001).

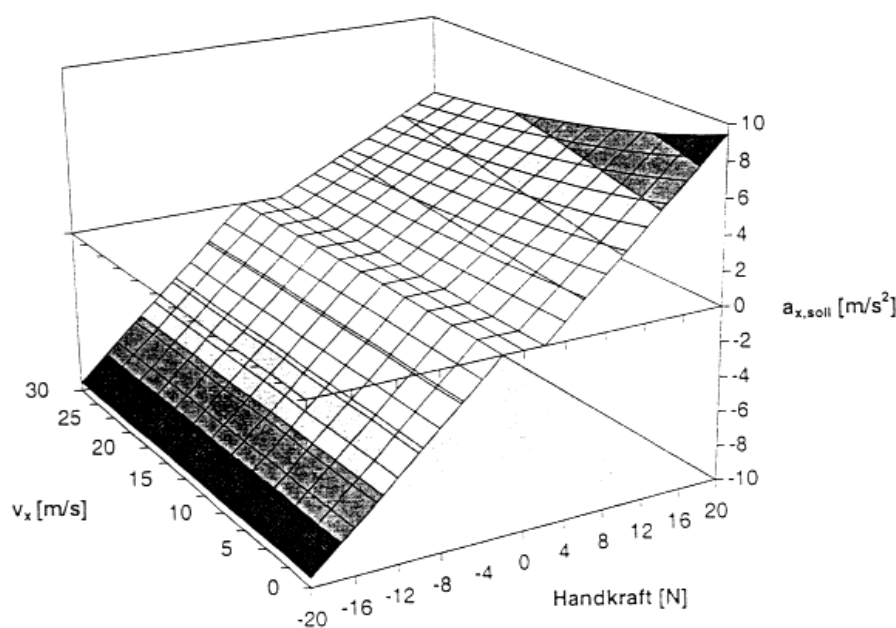


Abbildung 3.8: *Abhängigkeit des Längsbeschleunigungssollwerts $a_{x,soll}$ von der Handkraft und der Fahrgeschwindigkeit v_x (stationär) (Eckstein, 2001)*

Für die haptische Rückmeldung in Längsrichtung wurden die Längsbeschleunigung und Fahrgeschwindigkeit berücksichtigt. Der Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis kann mit der Rückführung einer Längsbeschleunigung wegen Nichtlinearitäten und Totzeiten im Antriebstrang und Hand-Arm-Dynamik instabil sein. Die Rückmeldung der gemessenen Fahrgeschwindigkeit wurde ebenfalls untersucht und erwies sich für den Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis als stabil. Die zurückgeführte Stick-Winkelgeschwindigkeit sei nach der Berechnung jedoch zu klein

gewesen, um für den Fahrer wahrnehmbar zu sein⁴. Die Sticks in Längsrichtung wurden somit isometrisch gebaut (Eckstein, 2001).

3.2.1.3 Rückwärtsfahren mit Sticks

Die am Stick in Längsrichtung ausgeübte Kraft wird zur Beschleunigung oder Verzögerung umgerechnet. Durch nach vorne drücken im Vorwärtsgang wird das Fahrzeug beschleunigt und durch nach hinten drücken wird das Fahrzeug gebremst. Im Rückwärtsgang wird durch Nach-hinten-Drücken das Fahrzeug beschleunigt und durch Nach-vorne-Drücken verzögert. Die Stickbewegung entspricht der Fahrzeugbewegung und entspricht damit also der systemergonomischen Kompatibilität (Bubb, 1993). Eckstein (2001) bezeichnete dies als *richtungskompatible Zuordnung*. Im Gegensatz zur richtungskompatiblen Zuordnung ist auch die *funktionale Zuordnung* denkbar, d.h. dass die nach vorne drückende Kraft immer die Drosselklappe beeinflusst und die nach hinten ausgeübte Kraft immer dem Bremsen entspricht.

Müller (1999) untersuchte das Autofahren mit einem Stick im statischen BMW-Fahrsimulator. Bei der Befragung der 38 Versuchspersonen über das Rückwärtsfahrkonzept zeigte sich, dass 57% der Versuchspersonen die richtungskompatible Zuordnung befürworteten und 38% die funktionale Zuordnung vorzogen. Ähnliche Ergebnisse bekam auch Penka (2000): vor der Testfahrt im statischen Simulator gaben 81% der 37 Versuchspersonen die richtungskompatible Zuordnung als wahrscheinlich geeigneter an. Nach einem Vergleich der beiden Auslegungen im Fahrsimulator zogen immer noch 70% der Versuchspersonen die richtungskompatible Zuordnung vor.

12 Siebzehnjährige ohne Fahrerfahrung sind in einen Feldversuch von Eckstein (2001) mit dem Stickauto gefahren. Vorwärtsfahren durch einen Parcours bis zu einer Parkbucht und dann Rückwärtsfahren in die Parkbucht und wieder Vorwärtsfahren über den Parcours zurück zum Startpunkt wurden zwei mal mit Pause durchgeführt. 6 Versuchspersonen sind zuerst mit der richtungskompatiblen Zuordnung und andere 6 Personen mit der funktionalen Zuordnung rückwärtsgefahren. Nach der zweiten Fahrt sprachen sich 8 von 11 Probanden (1 Ausfall) für die funktionale Zuordnung aus. Ein paar Fehler wurden bei der Fahrt mit der richtungskompatiblen Zuordnung beobachtet: Ein Proband versuchte während der ersten und zweiten Fahrt nach Abschluss des Rückwärtsausparkens und Einlegen des Vorwärtsganges weiterhin, das Fahrzeug durch eine Stickkraft nach hinten zu beschleunigen. Eine weitere Versuchsperson machte den gleichen Fehler während der zweiten Fahrt. Ein anderer Proband versuchte nach dem Rückwärtsausparken, das Fahrzeug durch eine nach hinten ziehende Kraft anzuhalten. Aus den Ergebnissen des Feldversuches wurde die funktionale Zuordnung, nämlich die Kraft nach vorne zur Beschleunigung und die Kraft nach hinten zur Verzögerung für Vorwärts- und Rückwärtsfahren gewählt.

⁴ Mit einer Wahrnehmungsschwelle der Beschleunigung von 0.15 m/s^2 (Meyer-Gramcko, 1990) werden 466.7 s benötigt, um die Fahrgeschwindigkeit von 0 auf 70 m/s zu erhöhen. Bei einem Stick mit 20 Grad Arbeitswinkel beträgt die Stick-Winkelgeschwindigkeit 0.042 Grad/s (Eckstein, 2001).

3.2.1.4 Bemerkung zur körperlichen Bewegung

Bolte (1991) beantwortete die oft aufkommende Frage positiv, *ob bei einer durch eine Vollbremsung auftretenden Kraft des Oberkörpers nach vorne überhaupt noch eine nach hinten wirkende Kraft am Stellteil aufgebracht werden kann. Die Füße sind nicht mehr mit Pedalbewegungen beschäftigt, sondern können dazu benutzt werden, Abstützkräfte aufzubringen und damit den Oberkörper im Sitz zu halten.* Bubb (1985) erläuterte, *dass die Verzögerung im Fahrzeug praktisch nicht größer als 1g ist. Mit der Abstützung des Oberkörpers durch Versteifen der Bein-, Hüft- und Rückenmuskulatur ist der menschliche Körper für derartige Reaktionen wegen der 1-g-Erdbeschleunigung geradezu ausgelegt.*

3.2.2 Kupplungs- und Schaltvorgang

Kuppeln und Schalten v.a. im innerstädtischen Bereich belasten den Fahrer zusätzlich. Ein Automatikgetriebe reduziert eindeutig den Stress und dies wurde mit Hilfe der gemessenen Daten wie Pulsfrequenz, Atem/Minutenvolumen und Sauerstoffdifferenz bewiesen (Temming, 1984). Diese Belastung bei manueller Schaltung entsteht durch die zusätzlich notwendige Aufmerksamkeit des Fahrers auf die Drehzahl des Motors, das Geräusch des Motors, die Fahrgeschwindigkeit, sowie der Kupplungsposition. Automobilhersteller bieten zunehmend Fahrzeuge an, die keinen vom Fahrer ausgeführten mechanischen Kuppelvorgang benötigen. Dies bietet folgende Vorteile (Gscheidle, 1999):

- Entlastung des Fahrers
- Günstiges Verschleißverhalten der Kupplung
- Kein Abwürgen des Motors beim Anfahren und Bremsen
- Erhöhung der Fahrsicherheit wegen geringeren Lastwechsel-Effekten und Zurückschalten auf glatter Fahrbahn.

Der Kuppelvorgang ist eigentlich keine Hauptaufgabe zur Fahrzeugführung, sondern wegen historischen Konstruktionsgründen entstanden. Ein ähnliches Beispiel war die frühere manuelle Einstellung des Zündzeitpunktes im Verbrennungsmotor (Bubb, 1985). Die Einstellung des Zündzeitpunktes gehört nicht zur Fahraufgabe der Fahrzeugführung und wird heutzutage von Elektronik erledigt. Aus diesem Grund ist in Zukunft eine Tendenz zu erwarten, mehr Fahrzeugen mit Automatikgetriebe oder zumindest mit automatischen Kupplungssystemen einzusetzen.

3.2.3 Diskussion

3.2.3.1 Diskussion der isometrischen Sticks in Längsrichtung

Die in Abschnitt 3.2.1.2 vorgestellte Erklärung über die Entscheidung der isometrischen Sticks in Längsrichtung von Eckstein (2001) ist begründet durch die sehr kleine Wahrnehmungsschwelle des Gleichgewichtsorgans von 0.15 m/s^2 . Im normalen Verkehr fährt man jedoch nicht mit so kleiner Beschleunigung. Der Fahrer verwendet häufig sogar die maximal

verfügbare Längsbeschleunigung, um die gewünschte Geschwindigkeit zu erreichen (Guan et al., 2000).

Die isometrischen Sticks verzichten zwar auf den Vorteil der aktiven Rückmeldung der aktuellen Fahrzustände. Sie bieten jedoch auch folgende Vorteile:

- Der technische Aufwand mit Hardware und Software wird kleiner.
- Die Kopplung bzw. Störung zwischen Längs- und Querrichtung (s. Abschnitt 4.2.4.3) wird entschärft.

3.2.3.2 Diskussion des Rückwärtsfahrens mit Sticks

Abschnitt 3.2.1.3 zeigte ein sehr kontroverses Ergebnis beim Rückwärtsfahren. Einerseits bevorzugten die Probanden bei der Befragung die richtungskompatible Zuordnung, bei der das Fahrzeug beschleunigt wird, wenn der Stick nach hinten gedrückt wird und das Fahrzeug gebremst wird, wenn der Stick nach vorne gedrückt wird. Das Fahrzeug bewegt sich also in die Richtung, in die der Fahrer den Stick bewegt (Müller, 1999; Penka, 2000). Andererseits tendierte das Ergebnis aus Feldversuchen zur funktionalen Zuordnung, nämlich die am Stick nach vorne gedrückte Kraft zur Beschleunigung und nach hinten zur Verzögerung (Eckstein, 2001).

Es wird hier vermutet, dass die richtungskompatible Zuordnung ein höheres Unfallrisiko hat, denn das Rückwärtsfahren ist im Vergleich zum Vorwärtsfahren doch seltener und die normalen Fahrer könnten sich an die funktionale Zuordnung gewöhnen und beim gelegentlichen Rückwärtsfahren mehr Probleme bei der Verwechslung von Beschleunigung und Verzögerung bekommen. Eine endgültige Aussage kann jedoch nur nach genaueren Untersuchungen mit unterschiedlichen Zielgruppen und Erfahrungen getroffen werden.

3.3 Regelkonzept für die Querdynamik

Das Lenkrad im konventionellen Fahrzeug ist ein Bedienelement, das den Fahrerwunsch an das Fahrzeug übermittelt und gleichzeitig die Reaktion zwischen Fahrzeug und Straße zum Fahrer zurückmeldet. Da die Lenkübersetzung zwischen Lenkradwinkel und Radwinkel ohne Berücksichtigung der Achskinematik unabhängig von vielen Störfaktoren wie Reibwert, Fahrbahnneigung, Seitenwind ist, wird der Lenkradwinkel häufig als Vorgabe und das Lenkradmoment als haptische Rückmeldung bezeichnet. Man kann auch die Vorgabe des Lenkradmoments zum Radmoment und die Rückmeldung des Radwinkels zum Lenkradwinkel betrachten (vgl. Abschnitt 4.3). Der Fahrer empfindet die Vorgabe, die haptische Rückmeldung und die Fahrzeugreaktionen jedoch als einen gesamten Eindruck. Für einen positiven Fahreindruck ist eine gute Kombination von Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradient und Lenkradmoment-Querbeschleunigungs-Gradient notwendig (vgl. Kapitel 2).

Ein System mit aktivem Stellteil kann regelungstechnisch durch die Konzepte „*Positionsvorgabe und Krafterückmeldung*“ oder „*Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung*“ realisiert werden (vgl. Abschnitte 4.2.2.1, 4.3.2 und Abbildung 6.2). Bei perfekter Auslegung sollte der spürbare Unterschied zwischen beiden Systemen verschwinden (Gillet, 1999). Wenn die Wirkung von Totzeit und Nichtlinearitäten, wie z.B. Reibung oder Spiel, nicht groß ist, kann

man die beiden Systeme als identisch betrachten. In diesem Kapitel werden hauptsächlich die Vorgabe als statische/dynamische Lenkübersetzung und die haptische Rückmeldung als Lenkradmoment betrachtet.

3.3.1 Vorgabe der Querdynamik

Die Lenkübersetzung im konventionellen Fahrzeug ist ein Kompromiss zwischen Stabilität bei hoher Fahrgeschwindigkeit und Handling bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit. Zum Parkieren bei niedriger Fahrgeschwindigkeit sind heutige Lenkübersetzungen trotz beispielsweise Servotronic⁵, die das Lenkradmoment mit der Fahrgeschwindigkeit variiert, nicht gut geeignet, da der Fahrer mit beiden Händen umgreifen muss. Einige Untersuchungen wurden auch mit statischer variabler Lenkübersetzung durchgeführt. „Statisch“ bedeutet hier, die Lenkübersetzung ist nur proportional zu der Fahrgeschwindigkeit und dem Lenkradwinkel und nicht abhängig von deren Dynamik bzw. Frequenz.

Eine dynamische Lenkübersetzung hängt dagegen von der Dynamik der Vorgabe und den Fahrzuständen ab. Eine einfache Form der dynamischen Lenkübersetzung ist die Vorhaltelenkung, deren Radwinkel proportional zu Lenkradwinkel *und* Lenkradwinkelgeschwindigkeit ist. Andere Formen der dynamischen Lenkübersetzung sind beispielweise Giergeschwindigkeitssteuerung und –Regelung.

3.3.2 Statische variable Lenkübersetzung

3.3.2.1 Mechanische variable Lenkübersetzung

Eine mechanische variable Lenkübersetzung kann durch eine, wie in Abbildung 3.9 gezeigt, rein mechanische Zahnstange, die unterschiedliche Zahnteilungen erhält, realisiert werden. Die Lenkung wird im Bereich kleiner Ausschläge direkter und bei großen Ausschlägen indirekter (Gscheidle, 1999). Solche Lenkübersetzungen sind ausschließlich abhängig vom Lenkradwinkel und nicht von der Fahrgeschwindigkeit.

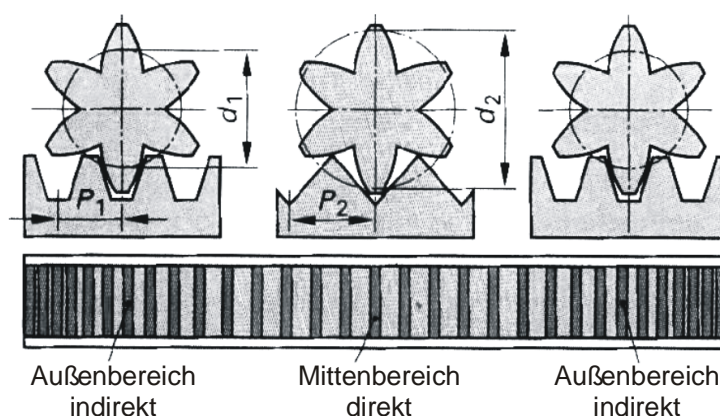


Abbildung 3.9: mechanische variable Lenkübersetzung (Gscheidle, 1999)

⁵ Servotronic ist eine elektronisch gesteuerte Hydrolenkung, bei der die hydraulischen Unterstützungskräfte ausschließlich von der Fahrgeschwindigkeit beeinflusst werden (Gscheidle, 1999).

Shoemaker et al. (1967) haben fünf verschiedene Lenkübersetzungen verglichen, die von der Fahrgeschwindigkeit unabhängig waren. Drei waren feste Lenkübersetzungen (5:1, 15:1, 25:1) und die anderen beiden Lenkübersetzungen waren abhängig vom Lenkradwinkel. Abbildung 3.10 gibt den Verlauf der verschiedenen Lenkübersetzungen wieder.

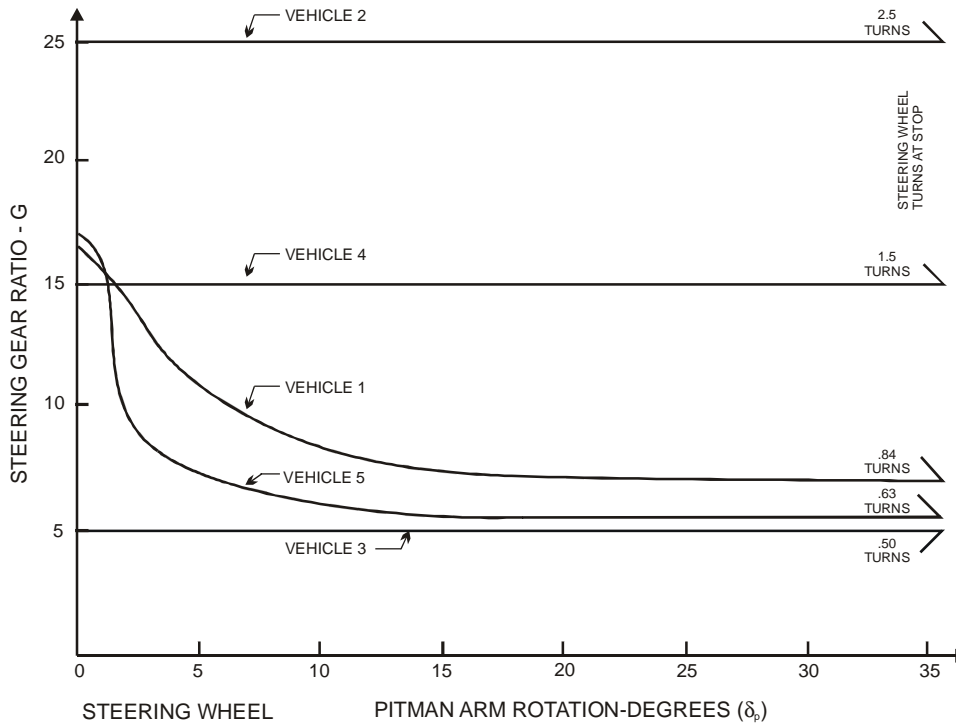


Abbildung 3.10: Die vom Lenkradwinkel abhängigen Lenkübersetzungen (Shoemaker et al., 1967)

Das Fahrzeug mit der variablen Lenkübersetzung, die nicht so stark progressiv vom Lenkradwinkel abhängig war (Vehicle 1) hatte kleinere Kursabweichungen bei verschiedenen stationären Kreisfahrten. Eine Straßenstörung wurde von der an der Frontachse kurz erzeugten Lenkbewegung simuliert. Das Fahrzeug mit der direktesten Lenkung (5:1) hatte wegen schnellerer Lenkbewegung die kleinste Kursabweichung. Die Versuchspersonen haben die Fahrzeuge mit variabler Lenkübersetzung als „natürlich“ empfunden.

Wallner (1972) untersuchte variable Lenkübersetzungen im Fahrsimulator und bekam ähnliche Ergebnisse wie von Shoemaker et al. (1967). Die direkteste Lenkübersetzung bei unregelmäßigen Seitenwindstörungen führte zu den kleinsten Spurabweichungen.

3.3.2.2 Fahrgeschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung

Schulze (1980) und Temming (1984) führten eine Untersuchung mit fünf verschiedenen Lenkübersetzungen durch. Drei davon waren feste Lenkübersetzungen (6:1, 13:1, 20:1), vgl. Abbildung 3.11.

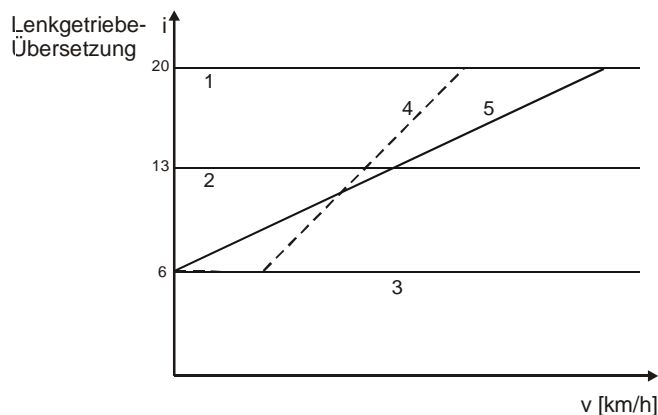


Abbildung 3.11: Fahrgeschwindigkeitsabhängigkeiten der verschiedenen Lenkübersetzungen (Temming, 1984)

Die beiden fahrgeschwindigkeitsabhängigen Lenkübersetzungen wurden subjektiv besser bewertet und die geknickte Kennlinie (Nr. 4) wurde von den Fahrern am meisten begrüßt. Diese unstetige Kennlinie (Nr. 4) wurde so gewählt, dass im mittleren Fahrgeschwindigkeitsbereich die Querbeschleunigungsverstärkung linear mit der Fahrgeschwindigkeit wächst, d.h. eine konstante Giergeschwindigkeitsverstärkung in diesem Bereich⁶. Der Zusammenhang zwischen Lenkübersetzung und Lenkradmoment wurde nicht mitberücksichtigt. Das sich durch die variable Lenkübersetzung ändernde Lenkradmoment wurde durch eine angepasste Servounterstützung kompensiert, so dass der Fahrer bei der haptischen Rückmeldung die variable Lenkübersetzung nicht spüren konnte.

Das schon in Abschnitt 3.1 vorgestellte Saab-Stickauto hatte eine fahrgeschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung (Bränneby et al., 1991). Die Auslegung der Lenkübersetzung war bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit eine konstante Giergeschwindigkeitsverstärkung und bei niedriger Fahrgeschwindigkeit die volle Ausnutzung des Stick- und Radwinkels, wie sie in Abbildung 3.12 skizziert wurde.

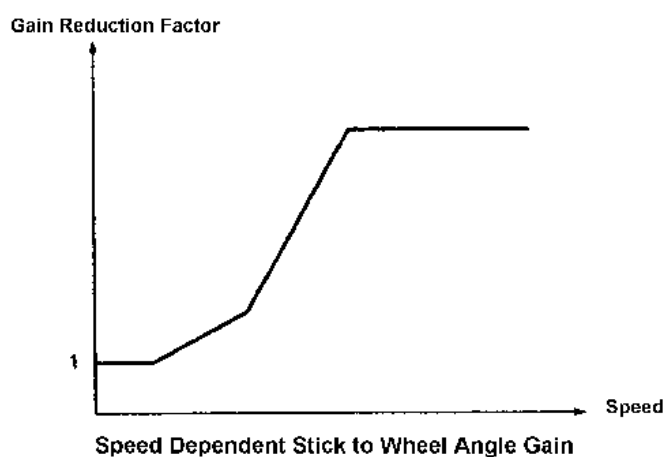


Abbildung 3.12: Fahrgeschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung für Saab Stickauto 9000 (Bränneby et al., 1991)

⁶ Im stationären Fahrzustand gilt die Beziehung: Querbeschleunigungsverstärkung = Fahrgeschwindigkeit * Giergeschwindigkeitsverstärkung (Mitschke, 1990). Vergleiche hierzu Abschnitt 6.2.2.

Die Abhängigkeit zwischen Stickwinkel und Radwinkel ist nichtlinear und zusätzlich noch von der Größe des Stickwinkels abhängig. Bei großer Stickwinkeländerung ist die Übersetzung direkter und bei kleiner Stickwinkeländerung indirekter. Die dazu passende Kennlinie des Stickmoments⁷ gegen den Stickwinkel ist ebenfalls nichtlinear. Abbildung 3.13 zeigt deren Kurvenverlauf. Eine kleine Änderung des Stickwinkels bewirkt eine indirekte Lenkübersetzung (Nr. 2 in Abbildung 3.13) und die Steifigkeit des Sticks wird gleichzeitig höher (Nr. 1 in Abbildung 3.13). Der Fahrer kann daher eine „feinfühligere Lenkkorrektur“ durchführen. Das Fahren mit dem Stick war entspannter und komfortabler (Bränneby et al., 1991), denn

- die Lenkpräzision wurde wegen der höheren Empfindlichkeit des Handgelenks erhöht.
- der Fahrer wurde ergonomischer positioniert und der Arm wurde von der Auflage unterstützt (vgl. Abbildung 3.3).
- die Fahrer bekamen ein verbessertes Armaturenbrett zur Information und Bedienung.
- die passive Sicherheit wurde durch Entfall der Lenksäule erhöht.

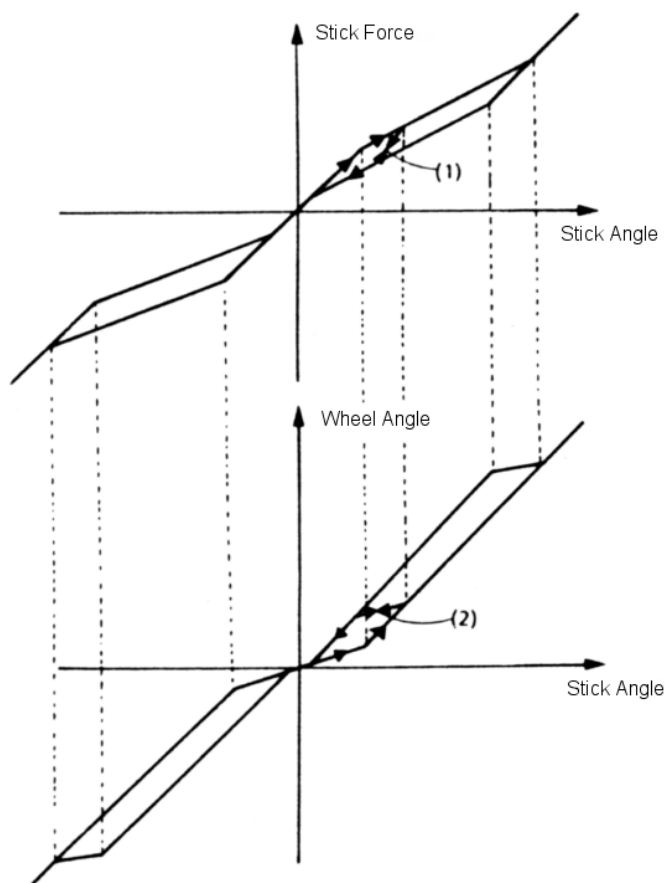


Abbildung 3.13: Abhängigkeiten vom Stickmoment und Radwinkel zum Stickwinkel (Bränneby et al., 1991)

⁷ Um einen klaren Zusammenhang zwischen Stickwinkel und –Moment zu erklären, wird hier die haptische Rückmeldung schon diskutiert. Mehr über die haptische Rückmeldung steht in Abschnitt 3.3.4, Kapitel 4 und 6.

In einer kleinen Serienproduktion hat Honda das Fahrzeug „S2000 TypeV“ auf dem japanischen Markt mit einer variablen Lenkübersetzung ausgerüstet (Honda, 2000). Das Bedienelement bleibt ein leicht verändertes kreisförmiges Lenkrad wie in Abbildung 3.14 dargestellt und hat eine mechanische Verbindung zum Lenkgetriebe.



Abbildung 3.14: Lenkrad von S2000 TypeV (Honda, 2000)

Ein VGS (Variable Gear ratio Steering) genannter Mechanismus bestimmt die Hebelarmlänge zwischen Lenksäule und Drehpunkt der Zahnstange und sorgt für die variable Lenkübersetzung, die von Lenkradwinkel und Fahrgeschwindigkeit abhängig ist. Die Abbildung 3.15 erläutert den Zusammenhang zwischen Lenkübersetzung und Lenkradwinkel bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten. Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit wird die Lenkübersetzung klein (direkt) und wächst mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit, bis die Lenkübersetzung den Wert des Serien-S2000 ohne VGS erreicht (vgl. auch Abbildung 3.16). Der maximale Lenkradwinkel beträgt ca. ± 250 Grad.

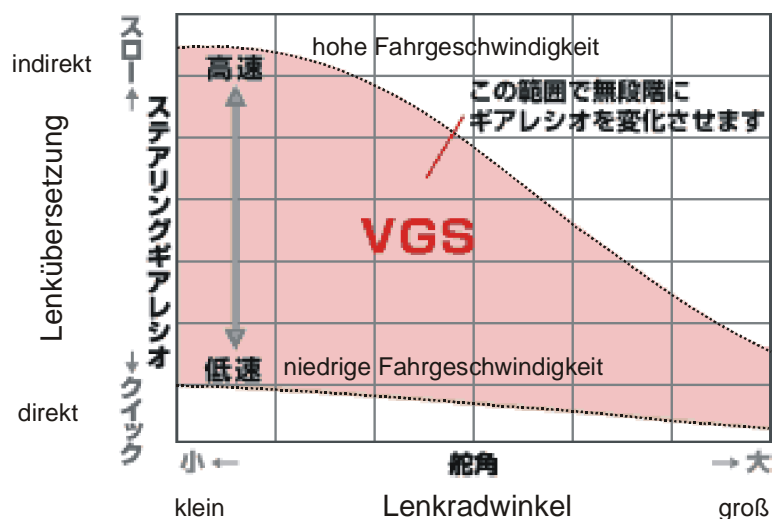


Abbildung 3.15: Lenkübersetzung über Lenkradwinkel bei verschiedener Fahrgeschwindigkeit (Honda, 2000)

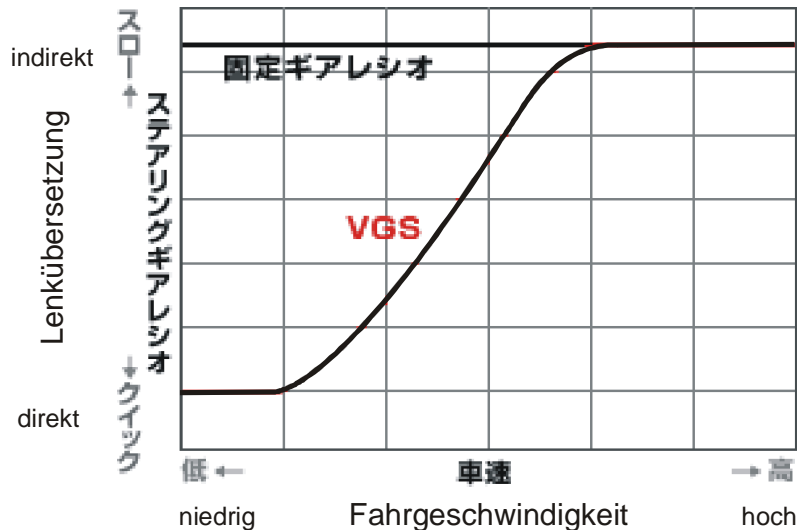


Abbildung 3.16: Die fahrgeschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung für Honda S2000 Type V (Honda, 2000)

Abbildung 3.16 zeigt zusätzlich die Abhängigkeit zwischen Lenkübersetzung und Fahrgeschwindigkeit im kleinen Lenkradwinkelbereich vom Honda S2000 Type V.

BMW präsentiert im Sommer 2003 ein „Active Front Steering“ (AFS) genanntes Lenksystem als Sonderausstattung für den neuen 5er (E60). Trotz mechanischer Verbindung zwischen Lenkrad und Vorderrädern kann mit dieser Aktivlenkung durch einen überlagerten Zusatzlenkwinkel eine variable Lenkübersetzung erzielt werden. Die von der Fahrgeschwindigkeit abhängige Lenkübersetzung ist in Abbildung 3.17 dargestellt. Das Lenkradmoment wird durch die Servotronic (s. Abschnitt 3.3.1) an die Fahrgeschwindigkeit angepasst (Fleck, 2003).

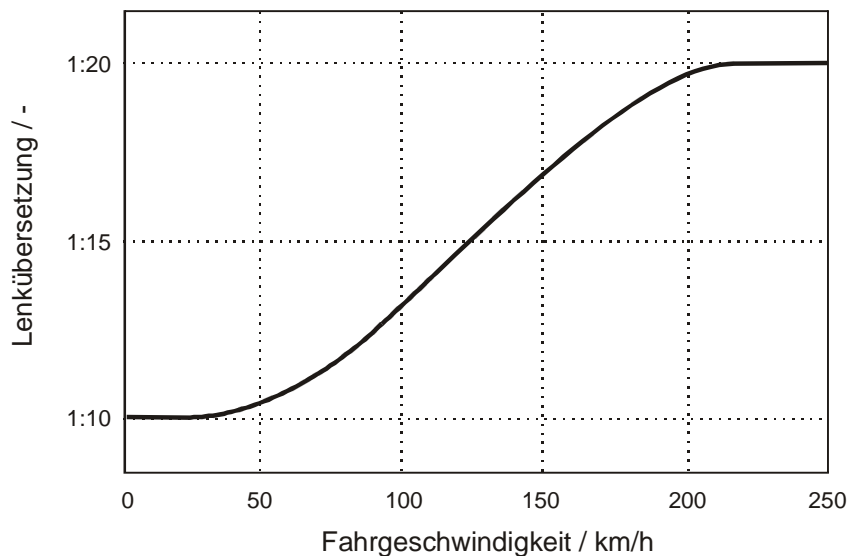


Abbildung 3.17: Die variable Lenkübersetzung des AFS (Fleck, 2003)

Im Gegensatz zum Honda VGS, das lediglich die vom Fahrer abhängigen Lenkwinkel erzeugt, können viele weitere Funktionen, wie Vorhaltelenkung (vgl. Abschnitt 3.3.3.1), Gierratenregelung und Störungskompensation (vgl. Abschnitte 3.3.3.3 und 3.3.5.3) beim BMW AFS realisiert werden (Baumgarten, 2002; Fleck, 2003).

3.3.3 Dynamische Lenkübersetzung

Eine statische variable Lenkübersetzung ist nur von dem Lenkradwinkel und/oder der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Eine dynamische Lenkübersetzung kann noch von der Dynamik der Eingangssignale abhängig sein, wie z.B. Lenkradwinkelgeschwindigkeit, Fahrzeugbeladung, Seitenwind oder anderen Fahrzuständen. Eine dynamische Lenkübersetzung kann eine fahrdynamische Regelung enthalten, wenn beispielweise der Sollwert der Giergeschwindigkeit von der Lenkvorgabe bestimmt wird. Störungen wie z.B. Seitenwind oder Unebenheiten der Fahrbahn, die einen Einfluss auf die Giergeschwindigkeit haben, werden durch die fahrdynamische Regelung kompensiert.

3.3.3.1 Vorhaltelenkung

Da der Zeitverzug zwischen Lenkradwinkelvorgabe und Fahrzeugreaktion wie Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung einen großen Einfluss auf die subjektive Beurteilung hat (vgl. hierzu Kapitel 2), kann dieser durch eine Vorhaltelenkung reduziert werden. Der subjektive Eindruck wird dadurch verbessert. Eine Vorhaltelenkung kann beispielweise von einem Steer-by-Wire-System realisiert werden. Der Lenkradwinkel wird regelungstechnisch durch ein PD-Glied moduliert, damit die Räder bei schneller Lenkvorgabe noch schneller reagieren können. Das Funktionsprinzip der Vorhaltelenkung lautet

$$\delta_{\text{Rad}} = \frac{1}{i_s} \cdot (\delta_{\text{LR}} + T_v \cdot \dot{\delta}_{\text{LR}}). \quad (3.1)$$

Dabei ist die Vorhaltezeitkonstante T_v und die Lenkübersetzung i_s . Der Radwinkel δ_{Rad} hängt nicht nur vom Lenkradwinkel δ_{LR} ab, sondern auch von der Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_{\text{LR}}$. Im Bodediagramm mit dem Eingang Lenkradwinkel und dem Ausgang Radwinkel nähert sich die Betragskennlinie nach der Eckfrequenz von $1/T_v$ an die Asymptote an, die mit 20 dB pro Dekade steigt. Die Phase wird auf bis zu 90 Grad angehoben (Föllinger, 1994).

Folgende Untersuchungen über Vorhaltelenkungen wurden durchgeführt:

- Wallner (1972) untersuchte die Vorhaltelenkung im statischen Fahrsimulator und zeigte, dass die Vorhaltelenkung nicht nur die subjektive Bewertung des Fahrers verbessern, sondern auch die Spurabweichung bei regellosem Seitenwind verkleinern kann. Ein optimaler Bereich für die Vorhaltezeitkonstante T_v liegt zwischen 0.2 bis 0.3 s.
- Niemann et al. (1980) behaupteten, dass eine Vorhaltelenkung die vom Fahrer verursachte Reaktionstotzeit kompensieren kann. Das Fahrzeug wird daher nach einer Lenkvorgabe früher den stationären Zustand erreichen. Auf der Fahrbahn mit niedrigem Reibwert kann der Fahrer ebenfalls die ungewollte Fahrzeugreaktion nach der Lenkvorgabe früher erkennen und danach schneller reagieren. Ein erster Vorversuch zur realen Erprobung zeigte schon ein positives Ergebnis.
- Zomotor (1991) beschrieb, dass die Vorhaltelenkung bei schnellen Ausweichmanövern, z.B. beim doppelten Fahrspurwechsel, vorteilhaft ist, da das Fahrverhalten sub-

ektiv sicherer beherrschbar wird. Mit Vorhaltelenkung kann der Fahrer das Fahrzeug schneller stabilisieren und die Durchfahrzeit des ISO-Spurwechsels wird dadurch verkürzt. Die Vorhaltezeitkonstante T_V sollte zwischen 0.05 und 0.1 s gewählt werden.

3.3.3.2 Variable Lenkübersetzung durch ein Tiefpass-Filter

Die Lenkübersetzung des Stickautos von DaimlerChrysler ist abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der von einem Tiefpass gefilterten Stickkraft. *Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit muss der funktionale Zusammenhang zwischen der Stellteilkraft und dem Radwinkel linear sein, um den linearen Eigenschaften des Menschen als Regler Rechnung zu tragen* (Eckstein, 2001). Abbildung 3.18 stellt die genannte Linearität zwischen gefilterter Handkraft und Radwinkel dar. Die Tiefpass-Eckfrequenz für die Handkraft in Querrichtung wurde in einer fahrpraktischen Untersuchung herausgefunden und liegt zwischen ca. 0.16 bis 0.64 Hz je nach Größe des Rückmeldungs-faktors. Je größer der Rückmeldungs-faktor K_R ist, desto höher wird die Eckfrequenz (vgl. Abbildung 3.19).

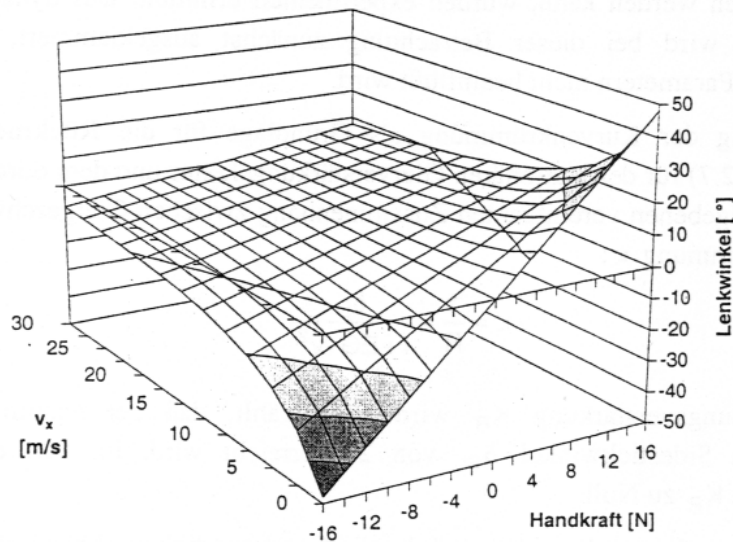


Abbildung 3.18: *Abhängigkeit des Radwinkels von Handkraft und Fahrgeschwindigkeit (Eckstein, 2001)*

Die Rückmeldung wurde über den Stickwinkel realisiert, der abhängig von einer berechneten Kurvenkrümmung ist, wie Abbildung 3.19 zeigt.

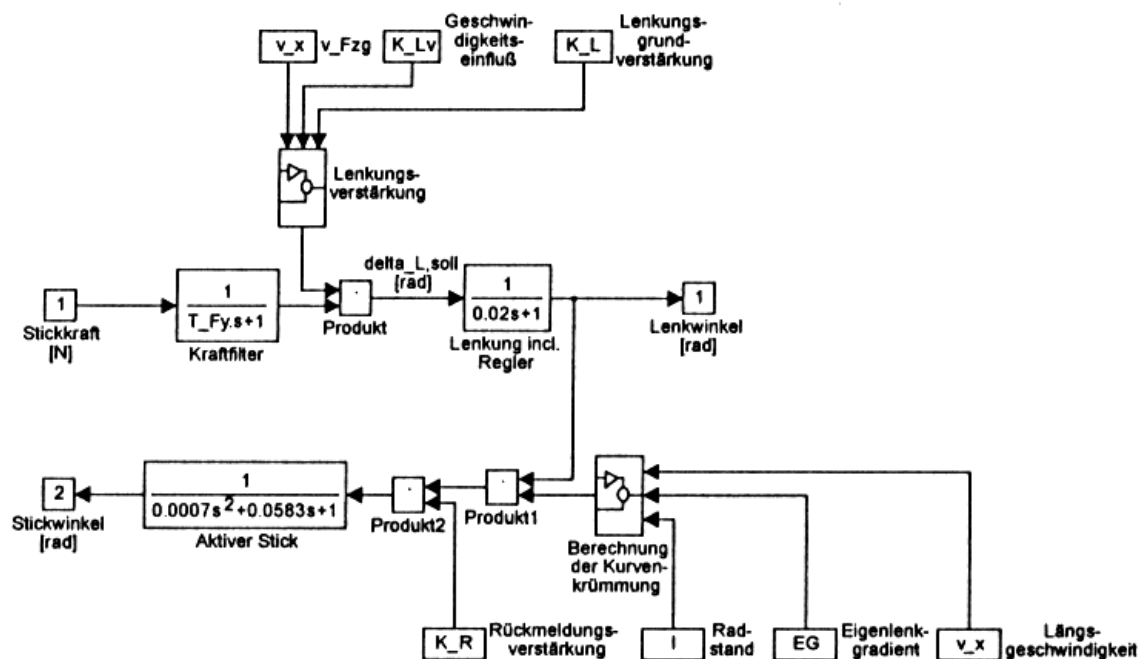


Abbildung 3.19: Blockdiagramm des Algorithmus für Vorgabe und Rückmeldung der Sticks (Eckstein, 2001)

Die äußeren Störungen auf den Radwinkel werden vom Regler ausgeglet. Die Rückmeldung über den Stickwinkel hängt wiederum von der Stickkraft ab. Der Stick verhält sich daher in Querrichtung wie eine (simulierte) Feder mit der fahrgeschwindigkeitsabhängigen Steifigkeit (siehe Abschnitt 4.3.2.2 und Gleichung (4.11)).

3.3.3.3 Steuerung und Regelung der Giergeschwindigkeit

Im stationären Bereich verändert sich die Gierverstärkung über der Fahrgeschwindigkeit bei konventionellen Fahrzeugen mit fester Lenkübersetzung. Im linearen Bereich lässt sich die Gierverstärkung für ein untersteuerndes Fahrzeug durch die Gleichung (Mitschke, 1990)

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_{LR}} = \frac{1}{i_s \cdot L_R} \cdot \frac{v_x}{1 + \left(\frac{v_x}{v_{ch}}\right)^2} \quad (3.1)$$

beschreiben, wobei L_R der Radabstand ist. Abbildung 3.20 zeigt den Gierverstärkungsverlauf über der Fahrgeschwindigkeit. Die Kurve der Gierverstärkung hat ein Maximum, die dazugehörige Fahrgeschwindigkeit v_{ch} wird charakteristische Geschwindigkeit genannt (Zomotor, 1991).

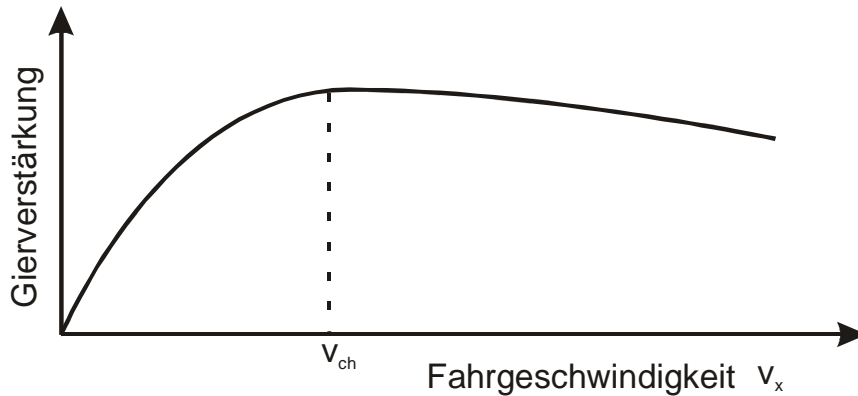


Abbildung 3.20: Gierverstärkung über der Fahrgeschwindigkeit bei fester Lenkübersetzung

Ein gewünschter Gierverstärkungsverlauf über der Fahrgeschwindigkeit kann durch die in Abschnitt 3.3.2 vorgestellte variable Lenkübersetzung realisiert werden. Dies gilt jedoch nur im stationären Bereich. Zur Beschreibung der dynamischen Giergeschwindigkeitsreaktion wird eine Übertragungsfunktion verwendet.

Higuchi et al. (1996) zeigten, dass die Lenkreaktion von Fahrzeugen mit vergleichbarer *statischer* Gierverstärkung und Querschleunigungsverstärkung besser bewertet wird, wenn die Fahrzeuge eine höhere Giereigenfrequenz und weniger Phase in der Übertragungsfunktion bei der Gier- und Querschleunigungsantwort haben (vgl. Abschnitte 2.4 und 2.5).

Ein Vorsteuerungsansatz wurde in der Diplomarbeit von Orend (2000) vorgestellt. Eine variable Lenkübersetzung sorgt für die gewünschte statische Gierverstärkung. Das konventionelle Übertragungsverhalten der Giergeschwindigkeit wird zuerst kompensiert und durch eine gewünschte dynamische Übertragungsfunktion ersetzt. Dadurch können die Giereigenfrequenz und Dämpfung unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrzeuggeometrie getrennt eingestellt werden.

Solche **Steuerungsansätze** der Giergeschwindigkeit können zwar beispielweise durch eine Adaption des Fahrzeugmodells bei Änderung der Beladung oder des Reifendrucks erweitert werden, um die Steuerungsgüte zu erhöhen. Sie können jedoch nicht gegen die Störungen, wie z.B. Seitenwind, Reibwertänderung oder Unebenheit der Fahrbahn, reagieren. Eine Giergeschwindigkeits-**Regelung** reduziert die Abweichung zwischen der gewünschten und der gemessenen Giergeschwindigkeit durch gezielte Eingriffe an Radwinkel, Einzelradbremse, Antrieb oder Radlastverteilung.

Ein anderer Regelungsansatz, dessen Sollwert nicht nur aus der Giergeschwindigkeit sondern auch aus der Querschleunigung besteht, wurde zur Verbesserung des Fahrverhaltens bei Seitenwindstörung vorgestellt (Segawa et al., 2000). Durch die zusätzliche Information der Querschleunigung kann die seitliche Störung noch schneller ausgeglichen werden. Dieser Sollwert wird D^* genannt und dient als ein Index für die Fahrstabilität.

3.3.3.4 Gierwinkel- und Giergeschwindigkeits-Steuerung

Tajima et al. (1999) stellten eine ideale Verstärkung des Lenksystems vor. Der Gierwinkel des Fahrzeuges soll unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit nach einer Vorausschauzeit von 1 s

gleich der Vorgabe des Lenkradwinkels sein. Abbildung 3.21 zeigt den Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Gierwinkel bei Geradeaus- und Kurvenfahrt.

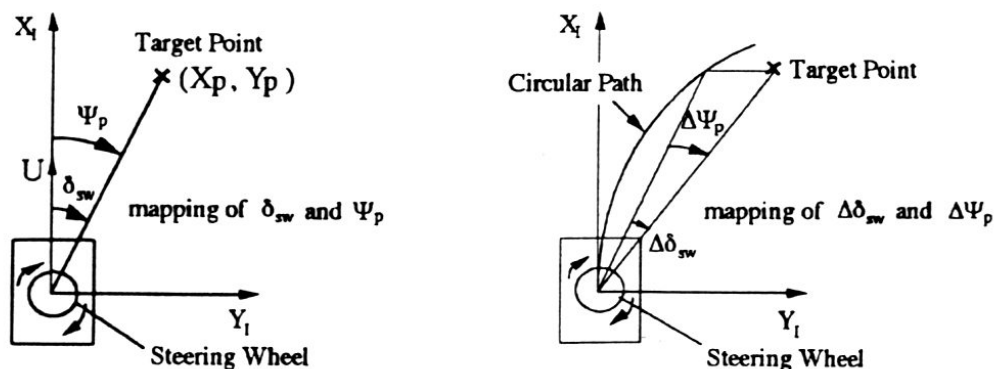


Abbildung 3.21: Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Fahrzeugbewegung (Tajima et al., 1999)

Die Giergeschwindigkeitsverstärkung wäre also 1 1/s. Diese ideale Verstärkung konnte nur während der **stationären Kreisfahrt** mit Hilfe eines im Fahrsimulator dargestellten **Symbols**, das die Position des Fahrzeuges im Vorausschaupunkt signalisierte, bestätigt werden. Durch das gezeichnete Symbol wird der Messfehler vom Fahrer reduziert. Die reale Gierverstärkung nämlich Fahrt ohne Symbol liegt im Fahrsimulatorversuch am besten zwischen 0.3 bis 0.5 1/s, da ein Kompromiss zwischen Regelgüte, Störungsunterdrückung und Messfehler des Menschen im Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis eingestellt wird. Dieses Ergebnis stimmt wiederum mit den von Weir und DiMarco (1978) bei der Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h gemessenen Werten überein (vgl. Abschnitt 2.5).

Fahrer nutzen hauptsächlich zwei Informationen, nämlich Gierwinkel und Spurabweichung, für die Querführung des Fahrzeuges (McRuer und Klein, 1976). Abbildung 3.22 zeigt ein Fahrer-Fahrzeug-Modell und die vom Fahrer zur Querführung des Fahrzeuges benötigten visuellen Rückmeldungen. Yuhara et al. (1999) versuchten bei 80 km/h mit dem **Spurfolgen-** und **Spurwechsel-**Manöver, die Nutzung des Gierwinkels und der Spurabweichung zu klären. Der Fahrer nutzt während kontinuierlichen Fahrmanövern wie Spurfolgen eher den Gierwinkel und während diskreten Manövern wie Spurwechsel eher die Spurabweichung als Information der Wahrnehmung, um die Querdynamik des Fahrer-Fahrzeug-Systems zu beeinflussen.

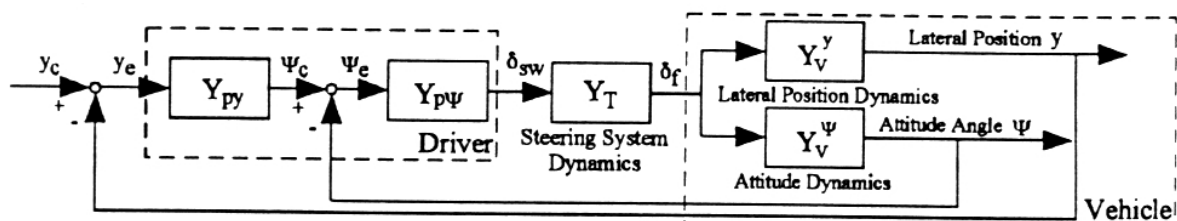


Abbildung 3.22: Blockschaltbild des Fahrer-Fahrzeug-Modells (Yuhara et al., 1999)

Yuhara und Tajima (2000) teilten die Fahraufgabe bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h in 4 Fahrmanöver auf - Spurfolgen und Spurwechsel jeweils bei Geradeausfahrt und Kurvenfahrt. Zwei Steuerungsansätze wurden für die Untersuchung verwendet:

- „Der Lenkradwinkel ist proportional zum Gierwinkel am Vorausschaupunkt“. Dieser Ansatz wurde als Gierwinkel-Steuerung bezeichnet (attitude command).
- „Der Lenkradwinkel ist proportional zur Giergeschwindigkeit“. Dieser Ansatz wurde Giergeschwindigkeits-Steuerung genannt (rate command). Das konventionelle Lenksystem entspricht diesem Ansatz, jedoch ohne Adaptionfähigkeit der Fahrgeschwindigkeit (vgl. Abschnitt 3.3.3.3).

Falls der Fahrer die Information der Spurabweichung zur Querführung des Fahrzeuges nutzt, wird die durchschnittliche Spurabweichung mit dem ersten Ansatz, nämlich Gierwinkel-Steuerung kleiner. Falls der Fahrer Informationen über den Gierwinkel verwendet, wird die durchschnittliche Spurabweichung mit dem zweiten Ansatz, nämlich der Giergeschwindigkeits-Steuerung kleiner. Beim Spurwechsel und Spurfolgen der Geradeausfahrt wird der erste Ansatz (attitude command) besser als der zweite bewertet. Beim Spurfolgen während Kurvenfahrt ist mit dem zweiten Ansatz (rate command) die durchschnittliche Spurabweichung am geringsten. Der Fahrer nutzte jedoch den Gierwinkel und die Spurabweichung mit gleicher Gewichtung bei einem Spurwechsel während der Kurvenfahrt (Yuhara und Tajima, 2000).

Da die Steuerungsansätze von Fahrsituation und Fahrerbefehl abhängig sind, hat Yuhara und Tajima (2000) ein sogenanntes fortgeschrittenes Lenksystem (Advanced Steering System) vorgeschlagen, dass die Fahrsituation und den Fahrerwunsch aus Lenkradwinkel, Fahrzuständen und Straßenverlauf vom Navigationssystem identifiziert (siehe Abbildung 3.23). Die Gewichtung (α) zwischen Gierwinkel- und Giergeschwindigkeits-Steuerung kann situationsabhängig ausgewählt werden. Der Sollwert der Giergeschwindigkeit (r_M in Abbildung 3.23) wird vorgesteuert und geregelt.

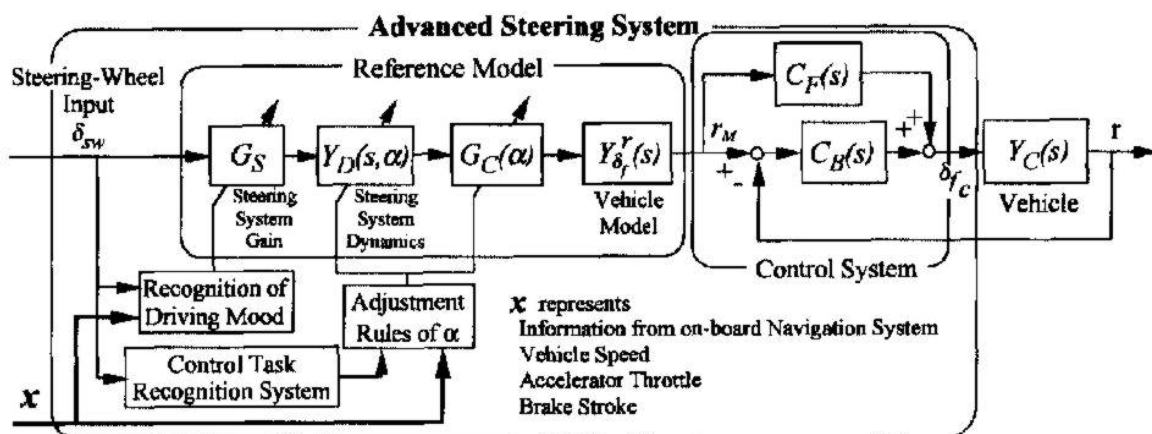


Abbildung 3.23: Ein fortgeschrittenes Lenksystem (Yuhara et al., 2000)

Die Lenkungsverstärkung G_S wird abhängig vom Fahrerwunsch zwischen 0.1 (entspannt) bis 0.25 (aggressiv) eingestellt⁸. Im Versuch wurde G_S auf 0.175 festgelegt. Drei verschiedene

⁸ G_S ist der Faktor zwischen Lenkradwinkel und Gierwinkel auf dem Vorausschaupunkt. G_S entspricht bei einer Vorausschauzeit von 1 s der Gierverstärkung. Im Artikel (Yuhara et al., 1999) liegt die optimale Verstärkung noch zwischen 0.3 bis 0.5. Hier wurde jedoch ohne weitere Begründung auf 0.1 bis 0.25 geändert.

Lenksysteme – ein konventionelles Lenksystem und das oben vorgestellte Lenksystem mit und ohne Information vom Navigationssystem - wurden im Simulator verglichen. Das Lenksystem mit Navigation hat die kleinste Spurabweichung und das konventionelle Lenksystem hat die größte Abweichung. Die Parameter des Fahrermodells wurden nach Simulatorversuchen identifiziert und zeigten, dass die Vorhaltezeit beim neuen Lenksystem geringer als beim herkömmlichen Lenksystem ist. Die Belastung des Fahrers wird daher reduziert (vgl. hierzu Abschnitt 5.2.2).

3.3.4 Rückmeldung der Querdynamik

Das Lenkradmoment bzw. Rückstellmoment im konventionellen Fahrzeug ist eine haptische Rückmeldung für den Fahrer und hängt von vielen Faktoren ab, wie z.B. Seitenkraft, Reifennachlauf, Konstruktionsnachlauf, Schräglaufwinkel, Fahrzeugbeladung, Reibwert, usw. (Mitschke, 1990; Zomotor, 1991; Matschinsky, 1998). *Nur wenige Fahrer können hinreichende innere Modelle aufbauen, die eine Warnung vor der Überschreitung der Linearitätsgrenzen des Übertragungsverhaltens des Fahrzeuges ermöglichen* (Bubb und Bolte, 1987). Durch By-Wire-Technologie kann das Lenkradmoment unabhängig von der Achskinematik oder anderen Faktoren sein. Das Lenkradmoment kann abhängig von verschiedenen Fahrzuständen, die der Fahrer direkt wahrnehmen kann, beispielweise Giergeschwindigkeit oder Querbeschleunigung, variiert werden.

Segel (1964) untersuchte eine Lenkung mit einem variierbaren Lenkradmoment bei stationärer Kreisfahrt und Spurwechsel. Die hydraulische Unterstützungskraft im Lenksystem der Abbildung 3.24 wurde abhängig vom Lenkradmoment des Fahrers und Fahrzeugreaktionsgrößen wie Querbeschleunigung oder Giergeschwindigkeit variiert. Die mechanische Lenkübersetzung war unabhängig vom Lenkradwinkel und der Fahrgeschwindigkeit. Durch die Rückführung von Querbeschleunigung oder Giergeschwindigkeit im Lenksystem werden die Fahreigenschaften verändert. Das Vorzeichen⁹ der zurückgeführten Fahrzeugreaktion wird so gewählt, dass das erzeugte Lenkradmoment diese Fahrzeugreaktion reduziert (negative Rückführung). Die Reaktion der Giergeschwindigkeit und der Querbeschleunigung wird jedoch durch diese Rückführung noch schwingungsfähiger bzw. die Dämpfung wird kleiner, wenn die Hände des Fahrers nach dem Auslenken loslassen.

⁹ Die Rückführung kann sich regelungstechnisch durch das Vorzeichen der zurückgeführten Größen unterscheiden, ob eine positive oder negative Rückführung gestaltet werden soll.

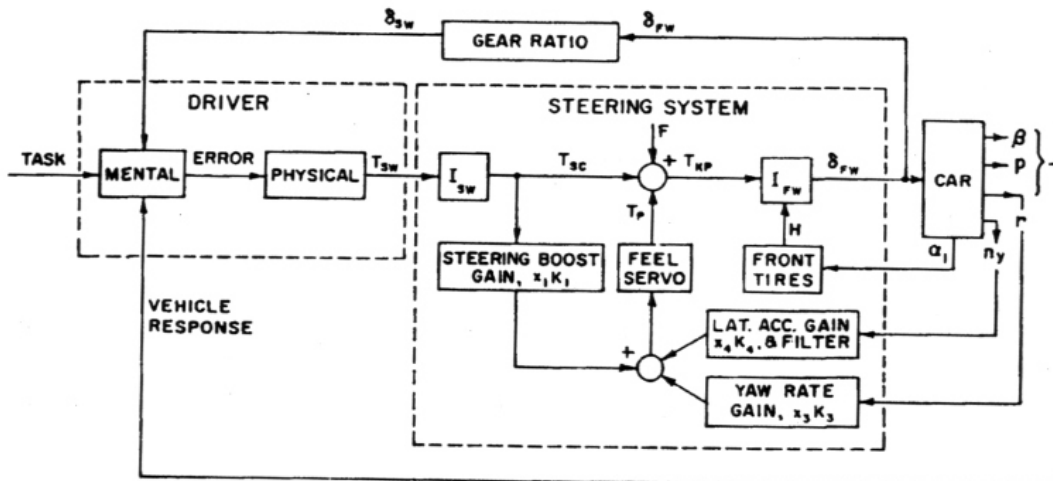


Abbildung 3.24: Blockdiagramm des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis mit einem variablen Lenksystem (Segel, 1964)

Das Ergebnis zeigte, dass der unterschiedliche Lenkradmoment-Gradient die subjektive Beurteilung beeinflusst. Ein zu kleiner Lenkradmoment-Querbewegungs-Gradient verursacht eine ungenauere Spurfolge. Ein zu hoher Gradient lässt den Fahrer beim Spurwechsel weniger und langsamer lenken. Manche Fahrer beschwerten sich, dass sich wegen diesem zu hohen Rückstellmoment-Gradient das Lenkrad beim Zurücklenken zu schnell zurückstellt. Es wurde bestätigt, dass ein passendes Lenkradmomentniveau beim Spurwechsel noch wichtiger ist als bei der stationären Kreisfahrt.

Niemann et al. (1980) untersuchten ein variables Lenksystem mit By-Wire Technologie. Das zum Teil von Querbewegung und Gier(winkel)beschleunigung abhängige Lenkradmoment wurde bei Fahrversuchen mit Seitenwindstörung eingesetzt. Das Vorzeichen der zurückgeführten Querbewegung und Gierbeschleunigung wurde so gewählt, dass das Lenkradmoment eine Vergrößerung der durch die Störung entstandenen Abweichung bildet (positive Rückführung) und sich bei Kurvenfahrt verringert. Je größer der zurückgeführte Anteil der Querbewegung ist, desto kürzer wird die Reaktionszeit des Fahrers. Jedoch zeigte sich bei zurückgeführter Gierbeschleunigung keine Verbesserung, da der Rauschpegel der gemessenen Gierbeschleunigung vermutlich zu hoch war.

Yuhara et al. (1992) modellierten ein Fahrer-Fahrzeug-System mit verschiedenen Rückmeldungen und führten Versuche im statischen Fahrsimulator und im realen Fahrzeug durch. Das Vorzeichen der zurückgeführten Fahrzustände wurde so gestaltet, dass sich das Lenkrad ohne Fahrermoment in die Richtung bewegen konnte, um die durch die Störung entstandene Abweichung zu verringern (negative Rückführung). Durch die Rückführung der Giergeschwindigkeit wird die Dämpfung des Systems (Eingang – Fahrermoment; Ausgang - Spurabweichung) vergrößert. Die Rückführung der Querbewegung verkleinert jedoch die Dämpfung. Die Spurabweichung bei einem Seitenwindtest mit freiem Lenkrad (Open-Loop-Test, s. Abschnitt 2.1) ist bei der Rückführung mit Querbewegung am geringsten. Bei den Seitenwindversuchen mit Fahrer (Closed-Loop-Test) stellte sich heraus, dass die Zeit (settling time), die der Fahrer nach einer Seitenwindstörung braucht, um das Fahrzeug wieder auf die Spurmitte zu bringen, bei der Rückführung mit Querbewegung im Vergleich zu

den Rückführungen mit virtueller Feder, Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel oder Quergeschwindigkeit am kleinsten ist. Die Analyse des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises mit dem Eingang Spurabweichung und dem Ausgang Lenkradwinkel verdeutlichte, dass die Crossover-Frequenz bei der Rückführung von Querbeschleunigung oder Giergeschwindigkeit erhöht und die Phase verkleinert wird (vgl. Abschnitt 5.1). Die Regelgüte für die Spurhaltung bei Seitenwindstörung wird dadurch verbessert. Durch weitere Versuche mit einer zusätzlichen sekundären Aufgabe konnte bestätigt werden, dass die Arbeitsleistung (= Arbeitsqualität / Zeit, s. (Bubb und Schmidtke, 1993)) bei dem von Fahrzuständen abhängigen Lenkradmoment ohne zusätzliche Belastung erhöht wird.

Yuhara et al. (1994) untersuchten die Rückführung mit Fahrzuständen in veränderter Form weiter. Das Lenkradmoment wird abhängig von Giergeschwindigkeit/Querbeschleunigung (STAF – STAte Feedback) oder von der Differenz zwischen der gemessenen und der vom Fahrzeugmodell geschätzten Giergeschwindigkeit (MORE – MOdel REference) berechnet. Die Fahrmanöver mit Seitenwindstörung wurden außer bei Geradeausfahrt noch bei Kurvenfahrt durchgeführt. Das Ergebnis zeigte, dass das STAF- und MORE-Lenkradmoment eine kleinere Spurabweichung als das Lenkradmoment aus Federkraft bei Geradeausfahrt verursachen. Bei Kurvenfahrt führt lediglich das MORE-Lenkradmoment zu einer Verbesserung.

Yuhara et al. (1997) hat die oben beschriebenen Regelkonzepte jeweils mit Modell-Simulationen, im statischen Fahrsimulator und in realen Fahrversuchen verglichen und stellte fest, dass die Rückführung mit dem MORE-Lenkradmoment eine bessere Alternative bei Geradeaus- sowie Kurvenfahrt darstellt. Die Crossover-Frequenz und die Phasenreserve des gesamten offenen Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises (vgl. Abschnitt 5.1) werden mit dem MORE-Regelkonzept erhöht. Dadurch werden die psychische und physische Belastung reduziert.

Das in Abschnitt 3.3.3.4 vorgestellte Symbol, das im Fahrsimulator die Fahrzeugposition im Vorausschaupunkt signalisiert, reduziert die Störung des Fahrer-Fahrzeug-Systems und den Messfehler vom Fahrer (Tajima et al., 1999). Yuhara et al. (1999) verwendeten dieses Prinzip mit einer haptischen Information am Lenkrad anstatt mit dem gezeigten Symbol. Das Lenkradmoment ist abhängig vom Gierwinkel und der Spurabweichung im Vorausschaupunkt, die über eine CCD-Kamera ermittelt werden soll (Yuhara et al., 1999). Die Versuche im Fahrsimulator zeigten, dass sich das Fahrer-Fahrzeug-System ähnlich verhält, wenn der Fahrer eine zusätzliche Information vom visuellen Symbol oder vom MORE-Lenkradmoment bekommt. Die (Gier)Verstärkung und die Regelgüte können dadurch erhöht werden.

Tajima et al. (1999) untersuchten verschiedene Lenkradmomentverläufe über dem Lenkradwinkel mit einer gemeinsamen konstanten Lenkübersetzung im statischen Fahrsimulator. Das Lenkradmoment wird *bei stationärer Kreisfahrt* mit 40 und 80 km/h jeweils mit 0.25 und 0.4 g-Querbeschleunigung von sehr weich (No.1 in Abbildung 3.25) bis sehr steif (No.4) konfiguriert, um die Spanne von einer kraftfreien Lenkung (isotonisch) bis zu einem festen Lenkrad (isometrisch) zu simulieren (vgl. Abschnitt 4.2.2). Die Tendenz zeigte, dass das zu weich (No.1) oder zu steif (No.4) abgestimmte Lenkradmoment zu einer schlechteren Regelgüte führt. Ein vernünftiges Lenkradmoment soll zwischen No.2 und No.3 liegen.

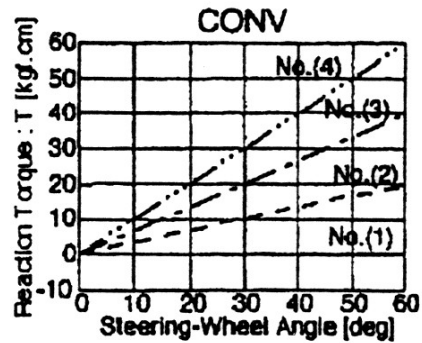


Abbildung 3.25: Lenkradmomentenverläufe über Lenkradwinkel beim stationären Kreisfahrt (Tajima et al., 1999)

Bei einem schnellen Spurwechsel-Manöver bis 0.75 g wurde das Lenkradmoment über dem Lenkradwinkel, je nach den in Abbildung 3.26 dargestellten Bedingungen, weiter gesteigert, konstant gehalten oder abgesenkt. No.2, No.3 und No.4 zeigten keinen signifikanten Unterschied. Das sinkende Lenkradmoment (No.1) bei Spurwechsel beeinträchtigt jedoch die Regelgüte und erhöht das Überschwingen der Spurabweichung.

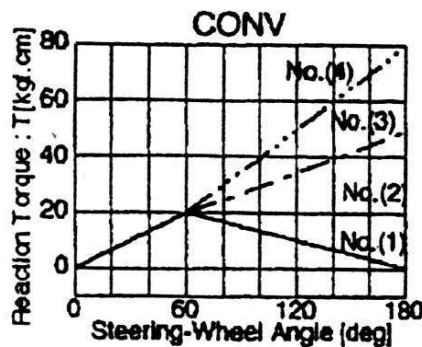


Abbildung 3.26: Lenkradmomentenverläufe über Lenkradwinkel beim Spurwechsel (Tajima et al., 1999)

3.3.5 Diskussion

3.3.5.1 Diskussion der konstanten Gierverstärkung und der Anwendbarkeit

Die schon im Kapitel 2 erwähnte optimale Giergeschwindigkeitsverstärkung (oder einfach Gierverstärkung) beim Fahren mit dem konventionellen Lenkrad liegt zwischen 0.3 bis 0.5 1/s bei Fahrgeschwindigkeiten von 80 oder 100 km/h. Durch mehrere Untersuchungen zu variablen Lenkübersetzungen wie von Temming (1984), Bränneby et al. (1991); Yuhara et al. (1999), Honda (2000), Penka (2000), Orend (2000) und Fleck (2003) in Abschnitte 3.3.2 und 3.3.3 zeigte sich, dass die mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit linear ansteigende Lenkübersetzung im mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeitsbereich (ab ca. 45 km/h) vom Fahrer am besten akzeptiert wird. Dies entspricht einer konstanten Gierverstärkung in diesem Fahrgeschwindigkeitsbereich. Als Aussage kann daher getroffen werden:

Der ideale statische Lenkübersetzungsverlauf im mittleren Fahrgeschwindigkeitsbereich kann aus einer konstanten Giergeschwindigkeitsverstärkung, die zwischen 0.3 bis 0.5 1/s liegt, abgeleitet werden.

Die standardisierten Fahrmanöver zur Untersuchung der Querdynamik, wie Lenkwinkelsprung und Spurwechsel, werden meistens bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h durchgeführt. Die Untersuchungen im Kapitel 2 zeigten bereits, welche Fahrzeugreaktionen für die subjektive Bewertung in diesem Fahrgeschwindigkeitsbereich wichtig sind. Die Gegenüberstellung der Regelkonzepte zwischen konventionellen und unkonventionellen Bedienelementen deutet darauf hin, dass die Korrelation zwischen objektiven Messgrößen und subjektiven Bewertungen im mittleren Fahrgeschwindigkeitsbereich sehr ähnlich ist. Die Erkenntnisse aus Kapitel 2 sind daher für die Entwicklung neuer Regelkonzepte weiterhin anwendbar.

Für niedrige Fahrgeschwindigkeiten, wie sie z.B. beim Parkieren auftreten, liegt jedoch keine Literaturquelle über die Korrelation zwischen subjektiven und objektiven Bewertungen vor. Außerdem verfügen Sticks oder andere Bedienelemente über deutlich kleinere Arbeitswinkelbereiche als ein Lenkrad. Die Gierverstärkung wird bei einem Stick als Bedienelement deutlich höher als bei einem Lenkrad. Ob dies für den normalen Fahrer akzeptabel ist, muss noch erprobt werden.

3.3.5.2 Diskussion der Zeitkonstante der Vorhaltelenkung

Die Zeitkonstanten der in Abschnitt 3.3.3 vorgestellten Vorhaltelenkungen zwischen Wallner (1972) und Zomotor (1991) sind unterschiedlich. Die Ursache könnte in unterschiedlicher Fahrzeuggeometrie, Lenkübersetzung und Fahrzeugreaktion begründet sein, da die Zeitkonstante der Vorhaltelenkung bei direkter Lenkung aus Erfahrungen der Fahrversuche kleiner eingestellt werden muss. Die Vorhaltezeitkonstante muss daher mit individuellen Fahrzeugen im gesamten Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis erprobt und abgestimmt werden.

3.3.5.3 Fahrzeugstabilisierung

Das in Abschnitten 3.3.3.3 und 3.3.3.4 vorgestellte Regelkonzept „Regelung der Giergeschwindigkeit“ enthält im Grenzbereich eine Funktion der Fahrzeugstabilisierung, da die gemessene Giergeschwindigkeit durch Lenkeingriff der Räder auf die gewünschte Giergeschwindigkeit geregelt wird. Im Gegensatz zu anderen Fahrstabilitätskontrollen mit Bremsengriff (van Zanten et al., 1994), wie z.B. DSC oder ESP, ist eine Stabilisierung mit Lenkeingriff vorteilhafter, da keine Reduzierung der Fahrgeschwindigkeit und keine akustische Auswirkung vom Fahrer wahrgenommen werden (Baumgarten, 2002). Durch die Kombination der gleichzeitigen Lenk- und Bremsengriffe kann das maximale Giermoment, welches das Fahrzeug bei kritischen Situationen stabilisiert, noch erhöht und dadurch mehr Sicherheit gewährleistet werden.

Da die rechnergestützte Regelung der Giergeschwindigkeit mit Lenkeingriff im Grenzbereich schneller und effizienter als vom Fahrer selbst bewältigt wird (vgl. Abschnitte 3.3.5.3, 5.3.3 und 6.3.5), wirken kritische Fahrsituationen auf den Fahrer unauffälliger. Die Fahreigenschaft kann sich dann jedoch abrupt verändern, falls die Vorgabe des Fahrers die physikalische Grenze des Fahrzeuges bzw. der Reifen überschreitet. Bei solchen Lenkvorgaben mit Giergeschwindigkeits-Regelung sollte die Rückmeldung zum Fahrer sorgfältig gestaltet werden. Das Lenkradmoment bzw. Gegenmoment mit anderen Bedienelementen kann

beispielweise abhängig von der Differenz des vorgesteuerten Radwinkels und des tatsächlichen geregelten Radwinkels sein (vgl. Abschnitt 6.3.5). Das Prinzip kann ähnlich wie ein Nichtlinearitäts-Index sein, der proportional zur Differenz der gewünschten und gemessenen Giergeschwindigkeit ist (Huang et al., 2000). Ein Index, der die Ausnutzung der potentiellen Querschleunigung signalisiert, kann auch für das variierbare Lenkradmoment verwendet werden (Bielaczek, 1998). In Abschnitt 2.3.2 wurden drei mögliche Lenkradmomentenverläufe im Grenzbereich bereits diskutiert.

4 Bedienelemente und Systemdynamik

In diesem Kapitel wird zunächst die Dynamik des geregelten Systems beschrieben. Das Funktionsprinzip von passiven und aktiven Bedienelementen wird vorgestellt. Des Weiteren wird präsentiert, welche Kombinationsmöglichkeiten von Bedienelement und Regelstrecke besser für die manuellen Regelungen geeignet sind. In Kapitel 2 wurde bereits gezeigt, dass der Bediener die Vorgabe und Rückmeldung gleichzeitig und gleichwertig empfindet und deshalb die beiden kombiniert betrachtet werden müssen. Die Kombination aus Vorgabe und Rückmeldung wird durch eine Vierpol-Darstellung aus der Netzwerktheorie konkretisiert, so dass der Entwurf, die Analyse und Gegenüberstellung von verschiedenen Regelkonzepten ermöglicht werden können.

4.1 Einführung der manuellen Regelung

Eine allgemeine manuelle Regelung im Mensch-Maschine-System kann durch Abbildung 4.1 veranschaulicht werden.

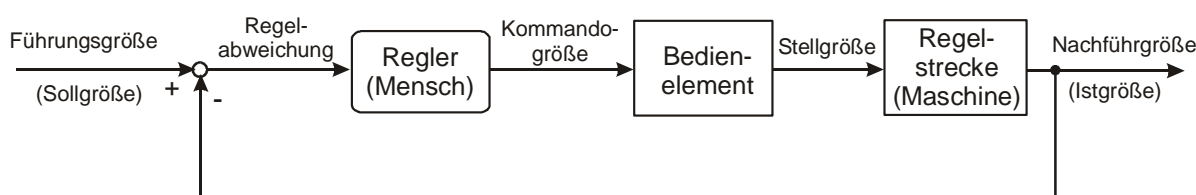


Abbildung 4.1: Struktur der allgemeinen manuellen Regelung

Die Führungsgröße bzw. Sollgröße ist die Aufgabenstellung, die hier beispielweise dargestellt wird. Die Nachführgröße bzw. Istgröße zeigt die Aufgabenerfüllung. Der Mensch als Regler reagiert auf die Regelabweichung zwischen Soll- und Ist-Größe und betätigt das Bedienelement mit der Stellgröße, die die Reaktion der Maschine direkt beeinflusst. Die Maschine wird üblicherweise in der Regelungstechnik durch eine Regelstrecke beschrieben. Manuelle Regelungssysteme sind häufig komplexe Mehrgrößenregelungssysteme (Johannsen, 1977a). Der Mensch reagiert jedoch, je nach dem ob er zwei (oder mehrere) Aufgaben simultan zu erfüllen hat oder es sich um zwei- (oder mehr-) dimensionale Aufgaben handelt, unterschiedlich.

Die Regelabweichung kann durch verschiedene Darstellungsarten für Menschen dargestellt werden, nämlich als Folgeaufgabe (pursuit-display) oder als Kompensationsaufgabe (compensatory-display), wie in Abbildung 4.2 gezeigt (Bubb, 1993).

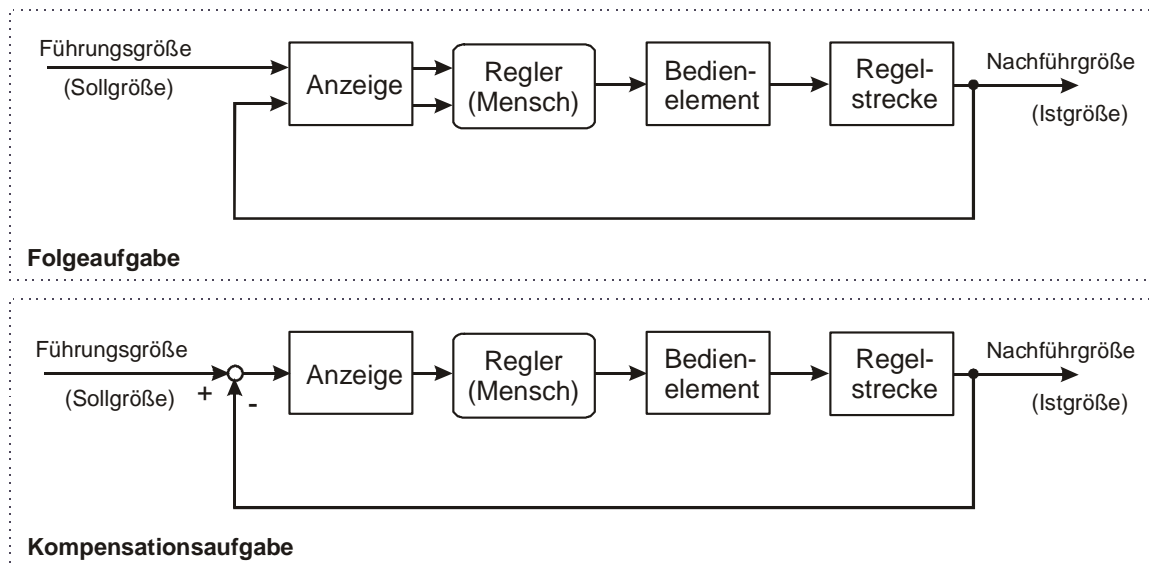


Abbildung 4.2: Vergleich zwischen Folge- und Kompensationsaufgabe

Bei der Folgeaufgabe wird dem Menschen der Vergleich zwischen Aufgabenstellung und Aufgabenerfüllung überlassen. Bei der Kompensationsaufgabe bekommt der Mensch durch die Anzeige lediglich die Information der Differenz zwischen Soll- und Ist-Größe. Die Kompensationsaufgabe hat eine Eigenschaft der „Displayverstärkung“, da bei manchen technischen Systemen der gesamte Bereich der Anzeige für die Regelabweichung zur Verfügung stehen kann. Die Fahrzeugführung wird häufig als Kompensationsaufgabe bezeichnet (Bubb, 1993). Dies wird in Abschnitte 6.1.2 und 6.2.2 näher erläutert.

Die Arten und die Dynamik der Bedienelemente und der Regelstrecke spielen bei manueller Regelung des gesamten Mensch-Maschine-Systems eine entscheidende Rolle und werden in Abschnitt 4.2 diskutiert. Die Vorgabe vom Menschen und die Rückmeldung aus Bedienelementen werden in dieses Kapitel zusammen aus einem neuen Blickwinkel in Abschnitt 4.3 betrachtet. Darüber hinaus wird noch ein Anwendungsbeispiel zur Querführung des Fahrzeuges vorgestellt.

4.2 Analyse der Systemdynamik

Die Systemdynamik bzw. Maschinendynamik wird im Folgenden in die Dynamik der Regelstrecke und die Dynamik der Bedienelemente aufgeteilt.

4.2.1 Dynamik der Regelstrecke

Die Eigenschaften der Regelstrecke können durch Differenzialgleichungen beschrieben werden. Die niedrigste Ableitung nach der Zeit bestimmt den Typ der Regelstrecke (Bubb, 1993). Der Typ zeigt den eingeschwungenen Zustand, nämlich Positionssystem, Geschwindigkeitssystem oder Beschleunigungssystem. Die höchste Ableitung nach der Zeit stellt den Ordnungsgrad dar. Der Ordnungsgrad bestimmt dann das Anfangsverhalten, wie Lagesteuerung, Geschwindigkeitssteuerung oder Beschleunigungssteuerung (vgl. hierzu Abbildung 4.3).

Bubb, P. (1978) führte Experimente bei Regelstrecken verschiedener Kombination zwischen dem Typ und dem Ordnungsgrad für eine zweidimensionale Kompensationsaufgabe mit

einem zweiachsigen federzentrierten Bedienelement durch. Die Versuchspersonen sollten den Regelfehler, der in einem Display dargestellt wurde, durch das Kommando des Bedienelementes so klein wie möglich halten. Als Ergebnis zeigte sich, dass der Ordnungsgrad die Regelleistung des Menschen deutlich beeinflusst und der Typ jedoch kaum, v.a. wenn die Eckfrequenz der Führungsgröße höher als die Eckfrequenz der Regelstrecke ist (Mücke, 1999). Die Ergebnisse in Tabelle 4.1 zeigen, dass sich die Kompensationsaufgabe bei einer Regelstrecke 1. Ordnung (Geschwindigkeitssteuerung) am besten erfüllen lässt. Dies gilt sowohl für den ungestörten Fall, als auch beim Auftreten von Rollschwingungsstörungen.

Ordnung der Regelstrecke	Regelgüte ohne Rollschwingungen	Störbarkeit durch Rollschwingungen	Eignung bei Rollschwingungen
0 (Lagesteuerung)	befriedigend	extrem stark	mangelhaft
1 (Geschwindigkeitssteuerung)	sehr gut	gering	sehr gut
2 (Beschleunigungssteuerung)	ausreichend	sehr gering	ausreichend

Tabelle 4.1: Eignung der Regelstrecken unterschiedlichen Ordnungsgrades bei Kompensationsaufgaben (Bubb, P., 1978)

Abbildung 4.3 erläutert die Gegenüberstellung von Typ und Ordnungsgrad bei verschiedenen Regelstrecken sowie die ergonomische Bewertung. Die Sprungantwort, d.h. die Reaktion der Regelstrecke „x“ auf den Eingangssprung „y“, wird auch dargestellt.

		Lagesteuerung	Geschwindigkeitssteuerung	Beschleunigungssteuerung	Rucksteuerung
Typ	Ordnung	0	1	2	3
0	Positionssystem	$a_0x = y$ 	$a_1\dot{x} + a_0x = y$ 	$a_2\ddot{x} + a_1\dot{x} + a_0x = y$ 	$a_3\dddot{x} + a_2\ddot{x} + a_1\dot{x} + a_0x = y$
	Frequenzgang	$F = \frac{1}{a_0}$ 	$F = \frac{1}{a_1s + a_0}$ 	$F = \frac{1}{a_2s^2 + a_1s + a_0}$ 	$F = \frac{1}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0}$
1	Geschwindigkeitssystem		$a_1\dot{x} = y$ 	$a_2\ddot{x} + a_1\dot{x} = y$ 	$a_3\dddot{x} + a_2\ddot{x} + a_1\dot{x} = y$
	Frequenzgang		$F = \frac{1}{a_1s}$ 	$F = \frac{1}{a_2s^2 + a_1s}$ 	$F = \frac{1}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s}$
2	Beschleunigungssystem			$a_2\ddot{x} = y$ 	$a_3\dddot{x} + a_2\ddot{x} = y$
	Frequenzgang			$F = \frac{1}{a_2s^2}$ 	$F = \frac{1}{a_3s^3 + a_2s^2}$

Berücksichtigung zunehmenden Zeitverzuges bei komplexeren Regelstrecken

weitere Verwirklichung nur mit elektronischer Schaltung möglich

Ergonomische Bewertung	Folgeaufgabe	+	-	--	---
	Kompensationsaufgabe	-	+	-	--

Abbildung 4.3: Gegenüberstellung der System(=Typ)- und Steuerungs(=Ordnung)-Arten der Regelstrecke und deren ergonomische Bewertung (Bubb, 1993)

Für Folgeaufgaben ist die Regelstrecke mit Lagesteuerung (0. Ordnung) günstiger bzw. der Regelfehler wird kleiner. Für Kompensationsaufgaben ist der Regelfehler bei der Geschwindigkeitssteuerung (1. Ordnung) am kleinsten, da die Phase zwischen Bedienelementbewegung und der Differenzwertdarstellung von Kompensationsaufgaben am kleinsten ist bzw. gegen Null geht (Bubb, 1993). Es kann ebenfalls durch das Crossover-Modell (vgl. Abschnitt 5.1) erklärt werden: Wenn sich die Regelstrecke bei der Schnittfrequenz wie eine Geschwindigkeitssteuerung, nämlich -20 dB/Dekade der Amplitudenkennlinie des Frequenzgangs, verhält, muss der Bediener weder integrieren noch differenzieren (Eckstein, 2001 und vgl. Abschnitt 5.2.2).

4.2.2 Dynamik der Bedienelemente

4.2.2.1 Klassifikation der Bedienelemente

Die Aufgabe, einen Gegenstand per Hand manuell von einer Position zu einer anderen Position zu bewegen, kann durch die in Abbildung 4.4 gezeigte Struktur erklärt werden.

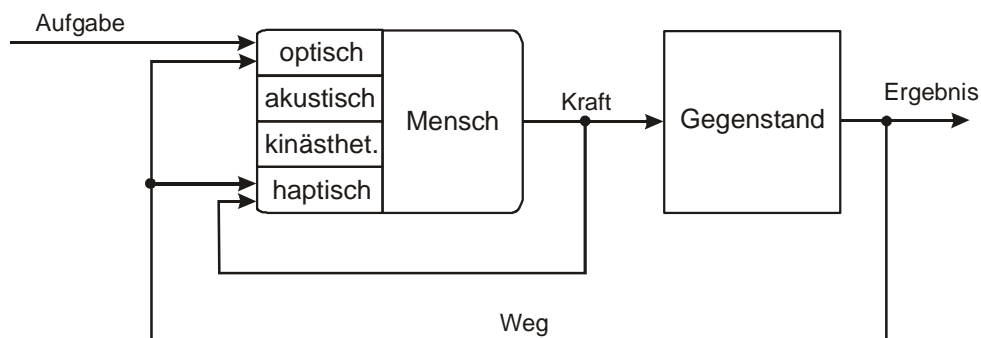


Abbildung 4.4: Manuelle Verschiebung eines Gegenstandes (Bolte, 1991)

Der Mensch übt eine Kraft auf den Gegenstand aus und der Gegenstand wird verschoben. Der Mensch bekommt während der gesamten Betätigung eine direkte haptische Rückmeldung der ausgeübten Kraft und des aktuellen Weges des Gegenstands. Dies wird als eine Beschleunigungssteuerung dargestellt (vgl. Abschnitt 4.2.1). Bei vielen Situationen, z.B. sehr schwere Gegenstände, gefährliche Umgebungen, werden Maschinen für die Unterstützung des Menschen verwendet, um die Aufgabe zu erfüllen. Die Stellgröße zur Maschine bzw. Regelstrecke wird aus Sensor-Messwerten des Bedienelementes berechnet (vgl. auch Abbildung 4.1). Die Abbildung 4.5 zeigt die Gegenüberstellung zwischen verschiedenen passiven Bedienelementen (Bolte, 1991, Rühmann, 1993). Der Operateur bekommt vom federzentrierten bzw. isomorphen Bedienelement eine Gegenkraft, die abhängig von dem im Bedienelement betätigten Weg (Position oder Winkel) ist. Je höher die Federsteifigkeit ist, desto größer wird die Gegenkraft, die der Operateur beim gleichen Weg bekommt. Wenn die Federsteifigkeit sehr groß wird, ist das Bedienelement quasi wegfrei (isometrisch, vgl. Abbildung 4.5). Wenn die Federsteifigkeit sehr klein wird, ist das Bedienelement quasi kraftfrei (isotonisch). Von den drei passiven Bedienelementen bekommt der Mensch lediglich die haptische Rückmeldung durch das Bedienelement, das vom realen Zustand der Regelstrecke unabhängig ist.

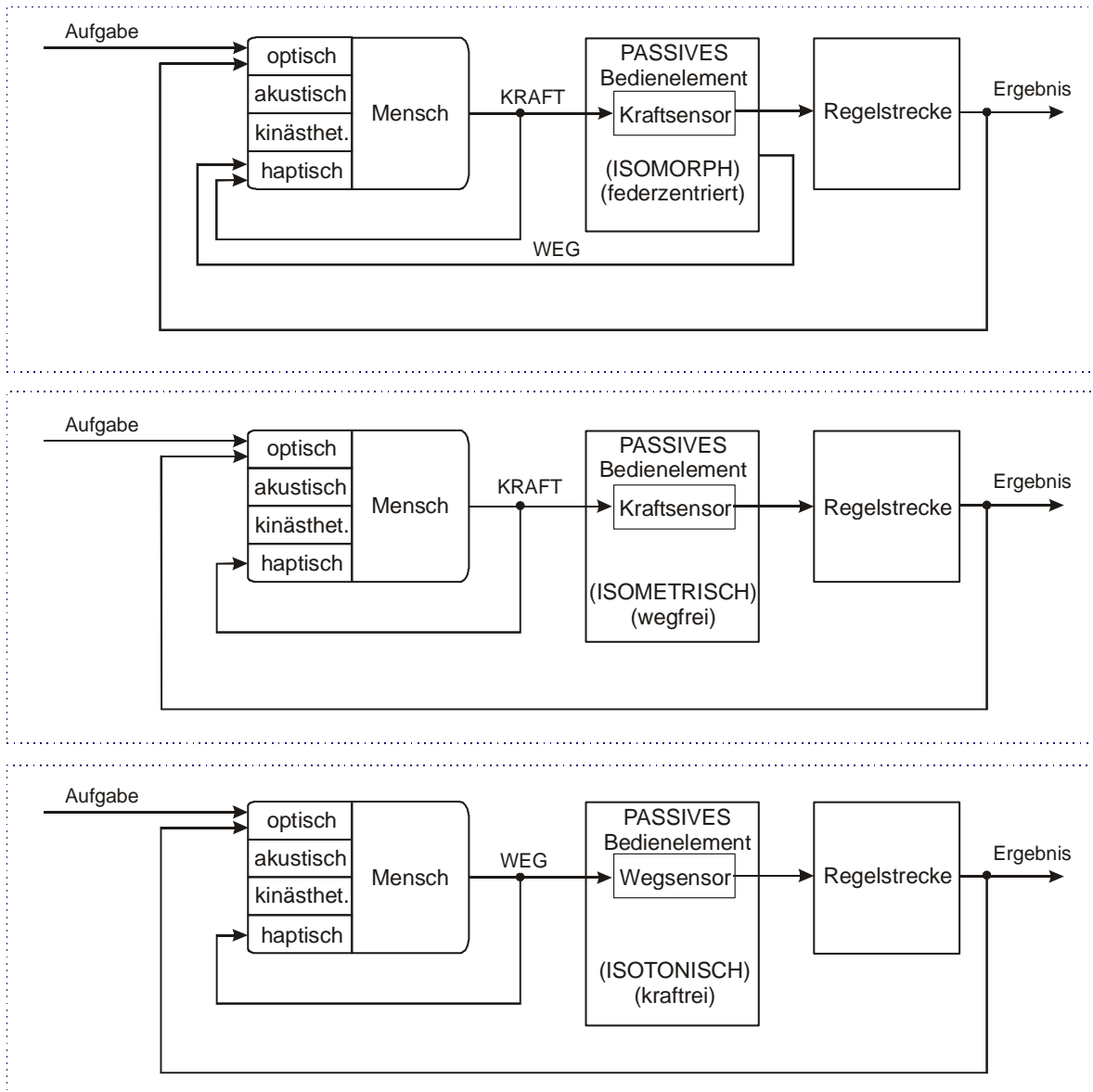


Abbildung 4.5: Gegenüberstellung der verschiedenen passiven Bedienelemente

Im Gegensatz zu den passiven Bedienelementen wird bei aktiven Bedienelementen (Abbildung 4.6) die aktuelle Dynamik der Regelstrecke durch den von der Regelstrecke abhängigen Weg (bzw. Kraft) in der Hand des Operators wahrgenommen (Bolte, 1991; Mayer, 1987; Mücke, 1999; Rühmann, 1978; Thurecht et al., 1996; Tichy, 1995). Bei aktiven Bedienelementen, sowie beim passiven isomorphen Bedienelement (vgl. Abbildung 4.5), können Regelkonzepte „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“ oder „Positionsvorgabe/Kraft-rückführung“ verwendet werden (vgl. Abbildung 6.2). Die Gegenüberstellung wird später in Abschnitte 4.3 und 6.3 betrachtet.

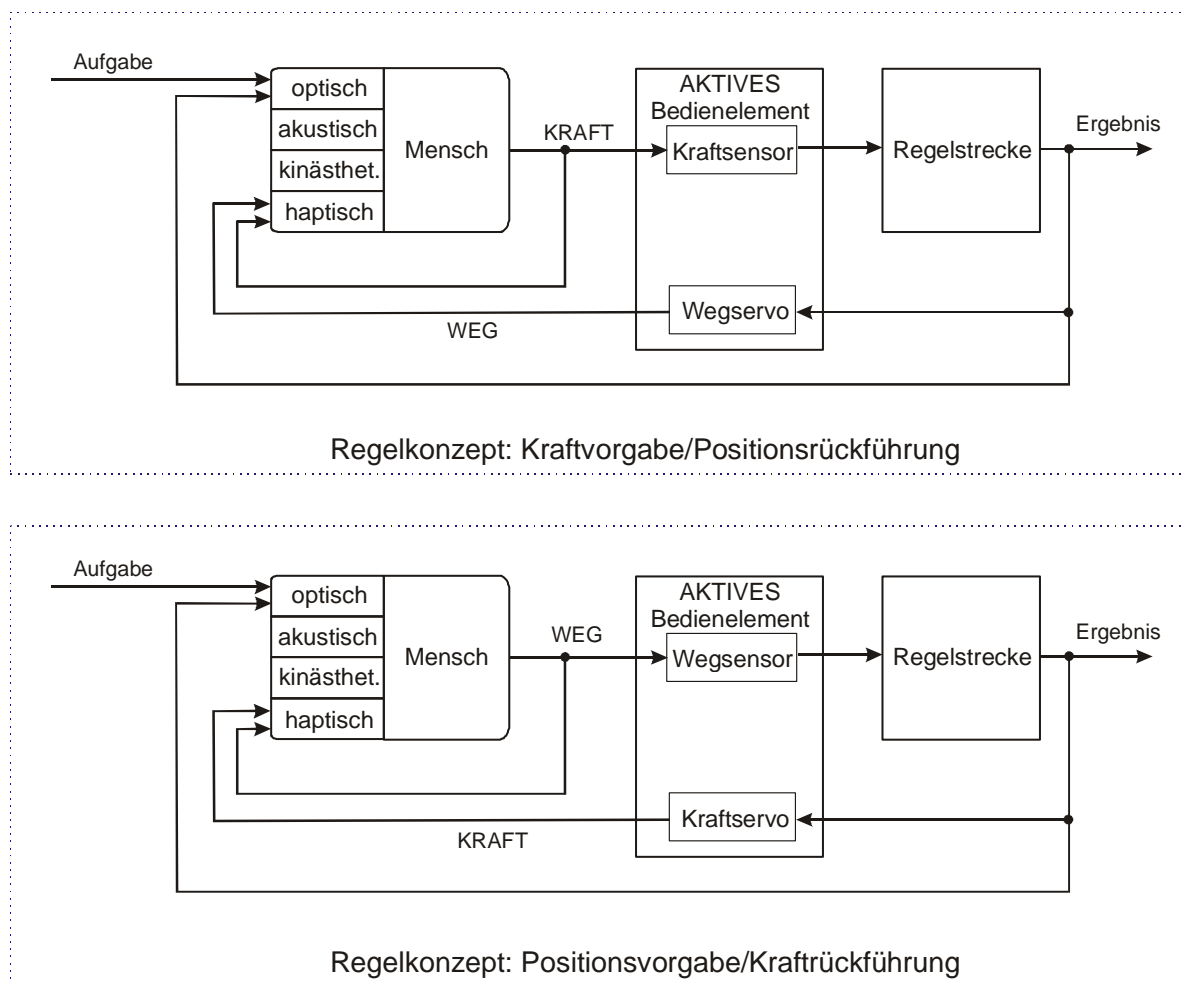


Abbildung 4.6: Aktive Bedienelemente mit unterschiedlichem Regelkonzept

4.2.2.2 Mechanische Übertragungseigenschaften

Massenträgheit

Erhöhte Massenträgheit eines Bedienelementes verkleinert die Einstellgeschwindigkeit und behindert schnelle Steuerung und feinfühliges Korrektur (Rühmann, 1993). Stickähnliche Bedienelemente werden durch Hand-Arm-Bewegungen betätigt und die Massenträgheit soll so klein wie möglich gestaltet werden, da die zur Überwindung der Armträgheit bei jeder Steuerbewegung notwendigen Kräfte Hinweis genug für den durch sie verursachten Bewegungszustand sind (Rühmann, 1993).

Federsteifigkeit

Die Federsteifigkeit bestimmt den Zusammenhang zwischen Position und Kraft. Beim federzentrierten Bedienelement kehrt das Bedienelement automatisch in die Nulllage zurück. Dies ist besonders vorteilhaft bei Regelstrecken mit Geschwindigkeits- oder Beschleunigungs-Steuerung (vgl. Abschnitte 4.2.1 und 4.2.3).

Dämpfung

Zur Verminderung der mechanischen Schwingungseinwirkung auf den Menschen ist ein Bedienelement mit viskoser Dämpfung vorteilhafter als ein Bedienelement mit statischer Reibung oder hoher Massenträgheit, da die Ansprechzeiten kürzer sind. Dämpfung wirkt

jedoch negativ bei Regelstrecken höherer Ordnung, da dort eine schnelle Steuerbewegung verlangt wird.

Nichtlinearitäten im Bedienelement

Nichtlinearitäten wie mechanisches Spiel oder Reibung beeinträchtigen allgemein die Regelleistung. Gewisse Reibung im passiven Bedienelement könnte jedoch positiv wirken (Rühmann, 1978), falls

- die Regelstrecke ebenfalls Reibung enthält, oder
- der Operateur die Steuerung in einer Umgebung mit mechanischen Schwingungen durchführt.

Eine nichtlineare Kennlinie bezüglich der Stellgröße ist ungünstig und führt generell zu schlechteren Regelergebnissen als eine lineare Kennlinie. Eine nichtlineare bzw. degressive Federcharakteristik bezüglich der Rückstellkraft kann jedoch die Feineinstellzeit bei Positionieraufgaben mit Lagesteuerung verkürzen und eine eindeutige Nullpunktsinformation bei Positionier- und Zielverfolgungsaufgaben mit Geschwindigkeitssteuerung liefern (Rühmann, 1993).

4.2.2.3 Rückführung der aktiven Bedienelemente

Der größte Vorteil von aktiven Bedienelementen ist die Rückführung des Zustands bzw. der Zustände der Regelstrecke. Der Bediener hat die direkte und aktuelle Dynamik des geregelten Systems „in der Hand“.

Mayer (1987) schilderte, dass sich das aktive Bedienelement wie ein federzentriertes Bedienelement verhält, wenn die geregelte Zustandsgröße bzw. Istgröße gleicher Steuerungsordnung zurückgeführt wird, z.B. Positionsrückführung bei Lagesteuerung oder Geschwindigkeitsrückführung bei Geschwindigkeitssteuerung. Das aktive Bedienelement ist nur dann bei einer solchen Kombination vorteilhafter gegenüber einem passiven federzentrierten Bedienelement, wenn die Regelstrecke mit Störungen behaftet ist.

Folgende Rückmeldungen bei aktiven Bedienelementen sind untersucht worden:

- Zustandsgröße: z.B. Positionsrückführung bei Systemart Typ 0 (vgl. Abschnitt 4.2.1), Geschwindigkeit bei Systemart Typ 1, Beschleunigung bei Systemart Typ 2 (Mayer, 1987; Bolte, 1991).
- Erste oder zweite (zeitliche) Ableitung der Zustandsgröße (Mayer, 1987; Bolte, 1991).
- Regelabweichung zwischen Führungsgröße und Zustandsgröße (Bubb, 1993; Yuhara et al., 1994; Yuhara et al., 1997).
- Quadratische Regelabweichung (Mücke, 1999).
- Regelabweichung am Vorausschaupunkt (Yuhara et al., 1999).
- Kombination der Zustandsgröße (z.B. 50%-Gewichtung) und deren erste Ableitung (z.B. 50%-Gewichtung), das sogenannte „Quickend Display“ (Bubb, 1993; Mücke, 1999).
- Kombination der Regelabweichung und deren erste Ableitung (Mücke, 1999).

Die verschiedenen Rückführungen bei aktiven Bedienelementen zeigten generell eine Verbesserung der Regelleistung gegenüber passiven Bedienelementen (vgl. Abschnitt 4.2.3). Es liegt jedoch noch keine systematische Untersuchung bei aktiven Bedienelementen vor, welche die Gegenüberstellung verschiedener Kombinationen zwischen unterschiedlichen Rückmeldungen (wie oben genannt), Regelstrecken und Darstellungsarten verdeutlichen kann.

4.2.3 Kombinationen von Bedienelement und Regelstrecke

Rühmann (1978) untersuchte verschiedene Kombinationen von passivem Bedienelement und Regelstrecke unter dem Einfluss der Rollschwingungen. Eine zweidimensionale Kompensationsaufgabe wurde von einem Display dargestellt und die stochastischen Rollschwingungen des gesamten Prüfstandes wurden durch eine hydraulische Anlage generiert. Vier stickähnliche passive Bedienelemente, ein wegfrees, ein kraftfreies, ein federzentriertes und ein viskos gedämpftes Bedienelement, drei unterschiedliche Regelstrecken, Lage-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungssteuerung, sowie Rollstörungen unterschiedlicher Grenzfrequenz wurden kombiniert. Die Bewertung der manuellen Regelleistung für eine zweidimensionale Kompensationsaufgabe wird in Tabelle 4.2 verdeutlicht.

Vergleichende Bewertung der Bedienelemente bei rotatorischer Schwingungsbelastung					
Steuerungsart	Eignung bei Schwingungsbelastung	Bedienelemente 0.-ter Ordnung			Bedienelemente 1. Ordnung
		isometrisch	federzentriert	kräftefrei	viskos gedämpft
Lagesteuerung	leicht-mittel	- *)	+	+	+
	stark	- *)	-	O	+
	gesamt	--	O	+	++
Geschwindigkeitssteuerung	leicht-mittel	-	+	+	+
	stark	-	+	O	+
	gesamt	--	++	+	++
Beschleunigungssteuerung	leicht-mittel	+	O	-	-
	stark	+	O	-	-
	gesamt	++	O	-	--
Übergeordnetes Konstruktionskriterium		wegfreie Bedienelemente	wegbehaftete Bedienelemente		

*) nicht steuerbar

++ sehr günstige, + günstige, O hinreichende, - ungünstige und -- sehr ungünstige Kombination von Bedienelement und Regelstrecke

Tabelle 4.2: Bewertung der Kombination aus passivem Bedienelement und Regelstrecke bei zweidimensionalen Kompensationsaufgaben (Rühmann, 1978)

Wie schon in Abschnitt 4.2.1 erwähnt wurde, ist die Regelstrecke mit Geschwindigkeitssteuerung besser geeignet für Kompensationsaufgaben. Die viskos gedämpften Bedienelemente bei der Lage- sowie Geschwindigkeitssteuerung sind ebenfalls sehr günstig, da die durch Rollstörungen induzierte Bewegungsenergie von einer viskosen Dämpfung aufgezehrt wird (Rühmann, 1978). Kraftfreie (isotonisch) Bedienelemente sind wegen der mangelhaften

propriozeptiven Rückmeldung insbesondere bei Regelstrecken höherer Ordnung wenig geeignet (Bubb, P., 1978).

Bei Regelstrecken mit Beschleunigungssteuerung müssen die Bedienelemente häufig nach einer Betätigung wieder schnell auf den Nullpunkt zurückgestellt werden. Der Mensch verhält sich hier wie On-Off-Regler. In diesem Fall sind die isometrischen und federzentrierten Bedienelemente, die ohne ausgeübte Handkraft die Stellgröße selbst auf Null setzen, für die Regelleistung günstiger. Die wegfreien (isometrischen) Bedienelemente haben noch folgende Vorteile (Rühmann, 1993):

- kürzere Verzögerungszeiten des neuromuskulären Systems, da keine Bewegungen auszuführen sind;
- geringeres Übersprechen bzw. geringe Kopplung zwischen Längs- und Quer-Bedienrichtung;
- verminderte Störanfälligkeit (bis 4 Hz) gegenüber mechanischen Erschütterungen, die auf das Hand-Arm-System übertragen werden.

Mayer (1987) untersuchte eine zweidimensionale Folgeaufgabe bei Regelstrecken 1. und 2. Ordnung (Geschwindigkeits-, und Beschleunigungssteuerung) und eine zweidimensionale Kompensationsaufgabe bei Regelstrecken 2. und 3. Ordnung (Beschleunigungs-, und Rucksteuerung) jeweils mit drei verschiedenen Bedienelementen, einem isometrischen, einem federzentrierten und einem aktiven Bedienelement. Beim aktiven Bedienelement wurde das Regelkonzept mit „Kraftvorgabe und Positionsrückführung“ untersucht. So berechnete sich die Stellgröße aus der am Bedienelement ausgeübten Kraft und der zurückgemeldete Winkel war je nach Versuchsausführung proportional zur Position bzw. Geschwindigkeit. Es wurden keine äußeren Störungen bzw. Schwingungen während der Versuche eingesetzt. Die Ergebnisse zeigen, mit Ausnahme¹⁰ der Kombination einer Kompensationsaufgabe mit Beschleunigungssteuerung, dass das aktive Bedienelement den kleinsten Regelfehler und die niedrigste subjektive Beanspruchung erzielte. Thurecht et al. (1996) führten einen Teil von Mayers (1987) Versuchen durch und bekamen ein ähnliches Ergebnis.

Mücke (1999) bestätigte ebenfalls, dass die Verbesserung der Regelleistung aktiver Bedienelemente gegenüber passiven Bedienelementen mit der Ordnung der Regelstrecke zunimmt. Die Leistungsvorteile aktiver Bedienelemente nehmen mit steigender Eckfrequenz der Führungsgröße zu und erreichen ein Optimum (vgl. Abschnitt 4.2.4.1). Das bedeutet, je schwieriger die Aufgabe ist, desto vorteilhafter wird das aktive Bedienelement. Der Einsatz der aktiven Bedienelemente bringt eine zusätzliche Reduktion der menschlichen Beanspruchung gegenüber passiven Bedienelementen.

Während die geringere Beanspruchung bei aktiven Bedienelementen gegenüber passiven Bedienelementen mehrmals bestätigt wurde (Merhav und Ya'acov, 1976; Mayer, 1987; Bolte, 1991; Mücke, 1999; Eckstein, 2001), konnte eine kürzere Lernzeit bei aktiven Bedienelemen-

¹⁰ Der Regelfehler vom aktiven Bedienelement war nicht signifikant kleiner als vom isometrischen Bedienelement.

ten in Versuchen von Mayer (1987) und Eckstein (2001) mit Ausnahme von Bolte (1991) jedoch nicht statistisch abgesichert werden.

4.2.4 Grenzen der manuellen Regelung

4.2.4.1 Grenzfrequenz der Führungsgröße bzw. Nachführgröße

Die Schnittfrequenz bzw. Crossover-Frequenz (vgl. Abschnitt 5.1.2) bei manuellen Regelaufgaben liegt in der Größenordnung zwischen 0.3 und 1.6 Hz (Johannsen, 1977b). Die obere und untere Grenzfrequenz der Führungsgröße bzw. Nachführgröße sind durch die menschliche Leistung, wie beispielweise Reaktionszeit oder Bewegungswahrnehmung, begrenzt. Bubb (1993) bezeichnete die obere Grenzfrequenz der Führungsgröße als 2.5 Hz. Die untere Grenzfrequenz hängt von der Bewegungsamplitude des Bedienelementes ab und liegt ca. bei 0.17 Hz.

Boller und Krüger (1978) untersuchten die manuelle Tiefen-Regelung eines simulierten U-Bootes bei einem aktiven und einem federzentrierten Bedienelement. Das aktive Bedienelement zeigte keine verbesserte Regelleistung bei solchen niederfrequenten¹¹ Systemen und wirkte sich subjektiv sogar negativer als das federzentrierte Bedienelement aus.

Mücke (1999) zeigte, dass die Eckfrequenz der Führungsgröße bei einem Optimum bzw. die beste Leistungsverbesserung je nach Regelstrecke (I-, I², IT₁ und PT₂-Strecke) zwischen 0.4 und 0.6 Hz liegt.

In modernen Flugzeugen werden viele unterlagerte Regelungen, wie Nick-, Roll-Lageregelung mit kompensiertem Nick-, Roll-Dämpfer, verwendet, damit der Pilot von untergeordneten Tätigkeiten wie Stabilisierung und Entkopplung der einzelnen Freiheitsgrade entlastet wird. Der beispielweise vom Pilot gewünschte Frequenzbereich der Anstellwinkelschwingung (Eingang: Winkel des Höhenruders, Ausgang: Nickgeschwindigkeit des Flugzeuges) bei simulierten Zielverfolgungsaufgaben mit Kampfflugzeugen liegt etwa zwischen 0.4 bis 0.6 Hz (Brockhaus, 1994).

4.2.4.2 Hardware-Konfigurationen und Wahrnehmungsschwelle

Thurecht et al. (1996) untersuchten bei einem stickähnlichen aktiven Bedienelement die Wandlerauflösung und die Abtastfrequenz, die für einen kontinuierlichen Krafteindruck benötigt werden. Eine Wandlerauflösung von 14 Bit und eine Abtastfrequenz von 125 Hz erwiesen sich als ausreichend gut. Die Auflösung von 16 Bit und die Abtastfrequenz von 1000 Hz lag über der menschlichen Wahrnehmungsschwelle. Das menschliche Auflösungsvermögen ist unabhängig von der Vorlast.

Meyer-Gramcko (1990) kennzeichnete die Wahrnehmungsschwelle von Kräften derart, *dass die Unterschiedsschwelle 0.02 beträgt - ein Kraftaufwand, der sich um Zweihundertstel von*

¹¹ Die exakte Eckfrequenz der Regelstrecke wurde in dem Artikel (Boller und Krüger, 1978) nicht vorgelegt. Laut einer Abbildung des Zeitverlaufes von Stellwinkel und Tiefen wird die Eckfrequenz mit Hilfe eines PT₂-Glieds grob auf 0.02 Hz geschätzt.

der vorher aufgewendeten Kraft unterscheidet, kann also noch wahrgenommen werden. In anderen Worten bedeutet dies, dass der Mensch nur Kraftinkremente von mehr als 2% auflösen kann. Das Ergebnis wurde aus Untersuchungen an Kupplung-, Brems-, Gaspedal und Lenkrad gewonnen.

Gillet (1998) verwendete ein aktives Bedienelement mit 6 Freiheitsgraden beim Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“, um einen sechsachsigen Industrieroboter zu steuern. Der Kraftaufnehmer wurde mit einer Auflösung von 0.02 N translatorisch bzw. 0.002 Nm rotatorisch bei einer Auflösung von 10 Bit und einer Wandlerrate von 518 Hz konfiguriert. Die Konfiguration mit Wandlerrate von 65 Hz zeigte keine signifikante Beeinträchtigung bei Steueraufgaben, da der hochfrequente Anteil der Steuersignale durch die hohe Trägheit des Roboters ausgefiltert wurde.

Die Winkelauflösung des schon in Abschnitt 3.1.1 vorgestellten Stick-Fahrzeuges von Saab beträgt 14 Bit bzw. 0.022 Grad mit einer Abtastfrequenz von 120 Hz, so dass der Fahrer einen glatten Verlauf erhält (Bränneby et al., 1991). Die Abtastfrequenz zur Lage- bzw. Kraftregelung der im DaimlerChrysler Stickfahrzeug eingesetzten Sticks beträgt 5000 Hz (Eckstein, 2001).

Anmerkung: Zusätzliche Einwirkung von Schwingungsstörungen

Die Leistungsverbesserungen durch aktive Bedienelemente werden bei fehlender Bewegungssimulation überschätzt, da die Beschleunigungskräfte dem Menschen eine zusätzliche Rückmeldung über den Streckenausgang geben, die in ihrer Wirkung mit der haptischen Rückführung über das aktive Bedienelement vergleichbar ist (Mücke, 1999; vgl. hierzu auch Abschnitt 5.1.2).

Die minimale Wandlerauflösung und Abtastrate könnte unter Schwingungsstörungen noch niedriger konfiguriert werden, da die Wahrnehmungsschwelle des Menschen vermutlich durch Schwingungen verändert wird.

4.2.4.3 Gegenüberstellung der zwei Bedienrichtungen

Es wurde an einem zweiachsigen Bedienelement beobachtet, dass der Regelfehler in der Längs-Bewegungsrichtung (nach vorn und hinten) größer als der Regelfehler in der Querrichtung ist. Während der Operateur in Querrichtung die wesentlichen Drehbewegungen mit dem Unterarm feinfühler ausführt, muss er bei Betätigungen in Längsrichtung den ganzen Arm mitbewegen. Je schwieriger die Regelstrecke ist, desto größere Korrekturbewegungen werden benötigt und desto größere Regelfehler werden beobachtet. Die wegbehafteten passiven Bedienelemente haben daher größere Regelfehler als die isometrischen Bedienelemente bei schwierigen Regelstrecken (Bubb, P., 1978; Mayer, 1987; Rühmann, 1978). Bei Rollstörungen wird die Regelleistung in Querrichtung stärker als in Längsrichtung beeinträchtigt (Bubb, P., 1978; Rühmann, 1978). Bei vertikalen Schwingungen und Längsschwingungen wird hauptsächlich die Regelleistung in Längsrichtung vermindert (Rühmann, 1984).

Penka (2000) beobachtete, dass der Fahrer in Schrecksituationen beim Bremsen den Stick, der zur Längs- und Querführung des Fahrzeuges verwendet wird, auf sein Schultergelenk zuzieht

und die Komponente in Querrichtung als Lenkwunsch interpretiert werden kann, wie in Abbildung 4.8 gezeigt.

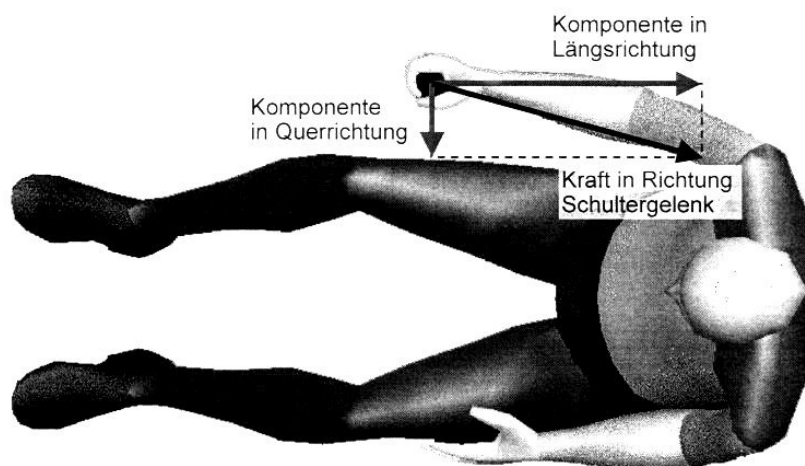


Abbildung 4.7: Reaktionsrichtung des Fahrers bei kritischen Situationen (Penka, 2000)

Versuche mit aktiven Sticks im dynamischen Fahrsimulator bei kritischen Situationen bzw. gleichzeitigem Lenken und Bremsen zeigten, dass die noch nicht genug geübten Fahrer (bis zwei Fahrstunden) größere Gierwinkelfehler als mit Lenkrad und Pedalen als Bedienelemente verursachten. Erst nach der dritten Fahrstunde waren die Gierwinkelfehler mit aktiven Sticks in kritischen Situationen vergleichbar klein, wie mit Lenkrad und Pedalen (Eckstein, 2001).

4.2.5 Diskussion: Einsatz von aktiven und passiven Bedienelementen

Es stellt sich die Frage, ob ein aktives Bedienelement vorteilhafter gegenüber einem passiven viskos gedämpften oder federzentrierten Bedienelement bei einer optimalen Kombination, nämlich Lagesteuerung bei Folgeaufgaben oder Geschwindigkeitssteuerung bei Kompensationsaufgaben ist. Bisherige Untersuchungen über aktive Bedienelemente und Regelstrecken (vgl. Abschnitt 4.2.3) wurden nicht mit den optimalen Kombinationen durchgeführt, da sich das aktive Bedienelement unter solchen Bedingungen wie ein passives federzentriertes Bedienelement verhält (Mayer, 1987; Mücke, 1999). Dies gilt insofern bei linearen Regelstrecken ohne Störungen. Das aktive Bedienelement zeigt jedoch seine Stärke besonders bei Störungen und bei Änderungen der Regelstrecke. Wo der Mensch als Regler eingesetzt wird, werden meistens die Adaptionfähigkeit, Flexibilität und Entscheidungen des Menschen benötigt. Bei den ständig veränderten Führungsaufgaben, Umweltbedingungen und Systemparametern, wie Trägheit, Steifigkeit der Regelstrecke, können die aktiven Bedienelemente den Operateur durch die haptische Rückmeldung besser unterstützen.

Die Kombination der passiven und aktiven Bedienelemente bietet mehr Vorteile. Die zusätzlich gut abgestimmten mechanischen Bauteile wie Feder, Dämpfer im aktiven Bedienelement können den Energieverbrauch reduzieren, da die Aktuatoren nur bei Bedarf wie beim Parkieren oder bei Störungen mehr aktiviert werden müssen. Außerdem verfügen solche mechanische Bauteile beim Ausfall der Aktuatoren noch über ein grundlegendes Betätigungsgefühl, so dass die Sicherheit erhöht wird.

4.3 Kombination der Vorgabe und Rückmeldung

Die Vorgabe und die haptische Rückmeldung wurden in den bisherigen Veröffentlichungen über aktive Bedienelemente, wie Boller und Krüger (1978), Bolte (1991), Bubb (1985), Bubb und Bolte (1987), Eckstein (2001), Mayer (1987), Mücke (1999), Thurecht (1996), Tichy (1995), Yamazaki und Kamata (1998), hauptsächlich getrennt betrachtet. Wie schon in Kapitel 2 und 3 gezeigt wurde, sind der Lenkradwinkel *und* das Lenkradmoment wichtig für die subjektive Bewertung des Fahrers. Ein Operateur empfindet also die Vorgabe und die Rückmeldung des Bedienelementes als einen Gesamteindruck. In diesem Abschnitt werden daher die Vorgabe und die Rückmeldung zusammen betrachtet und diskutiert.

In der elektronischen Netzwerktheorie wird häufig eine Vierpol-Theorie bzw. Zweitor-Theorie verwendet, um das Eingangs-/Ausgangsverhalten zu beschreiben, vgl. Abbildung 4.8 (Chua et al., 1987).



Abbildung 4.8: Prinzipsdarstellung der Vierpoltheorie

U_m , U_s ; I_m , I_s entsprechen jeweils Spannung und Strom an beiden Seiten. Solche elektrische Schaltungen können in Analogie zu mechanischen Systemen angewendet werden (Chen, 1995; Hannaford, 1989; Yokokohji und Yoshikawa, 1992).

4.3.1 Analogie der Dynamik

4.3.1.1 Vierpol-Theorie

Für die Vierpol-Theorie gibt es verschiedene Darstellungsformen, um beide Spannungen und Ströme der Eingangs-/Ausgangsseiten zu verbinden, wie Tabelle 4.3 zeigt (Helmholz, 1996; Chua et al., 1987).

Darstellungsform	Formel	Darstellungsform	Formel
Impedanzform	$U_m = z_{11} \cdot I_m + z_{12} \cdot I_s$ $U_s = z_{21} \cdot I_m + z_{22} \cdot I_s$	Hybridform	$U_m = h_{11} \cdot I_m + h_{12} \cdot U_s$ $I_s = h_{21} \cdot I_m + h_{22} \cdot U_s$
Admittanzform	$I_m = y_{11} \cdot U_m + y_{12} \cdot U_s$ $I_s = y_{21} \cdot U_m + y_{22} \cdot U_s$	Invershybridform	$I_m = g_{11} \cdot U_m + g_{12} \cdot I_s$ $U_s = g_{21} \cdot U_m + g_{22} \cdot I_s$
Kettenform	$U_m = a_{11} \cdot U_s + a_{12} \cdot I_s$ $I_m = a_{21} \cdot U_s + a_{22} \cdot I_s$	Kehrform	$U_s = b_{11} \cdot U_m + b_{12} \cdot I_m$ $I_s = b_{21} \cdot U_m + b_{22} \cdot I_m$

Tabelle 4.3: Verschiedene Darstellungsformen der Vierpoltheorie

Die Hybridform wird oft bei der Berechnung von Transistorschaltungen verwendet, da die Definitionen der vier Hybrid-Parameter folgende physikalische Bedeutungen haben (Boylestad und Nashelsky, 1987):

Definition des Hybrid-Parameters	Physikalische Bedeutung
$h_{11} = \left. \frac{U_m}{I_m} \right _{U_s=0}$	Kurzschluss-Eingangsimpedanz
$h_{12} = \left. \frac{U_m}{U_s} \right _{I_m=0}$	Leerlauf-Spannungsrückwirkung
$h_{21} = \left. \frac{I_s}{I_m} \right _{U_s=0}$	Kurzschluss-Stromverstärkung
$h_{22} = \left. \frac{I_s}{U_s} \right _{I_m=0}$	Leerlauf-Ausgangsadmittanz

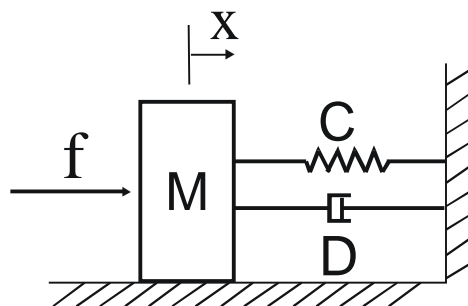
Tabelle 4.4: Physikalische Bedeutungen der Hybrid-Parameter

Die Dynamik der Komponenten aus Widerständen, Kapazitäten und Induktivitäten kann zusammengefasst und als Impedanz oder Admittanz bezeichnet werden:

$$Z(\text{Impedanz}) = \frac{U(\text{Spannung})}{I(\text{Strom})} = \frac{1}{Y(\text{Admittanz})}. \quad (4.1)$$

Im mechanischen System können die Spannung und der Strom durch Kraft und Positionsänderung bzw. Geschwindigkeit ersetzt werden (Chen, 1995; Hannaford, 1989; Yokokohji und Yoshikawa, 1992). Beim Beispiel eines Masse-Feder-Dämpfer-Systems, wie in Abbildung 4.9 dargestellt, kann die Differentialgleichung in die Laplace-Form umgewandelt werden:

$$\frac{F(s)}{X(s)} = Ms^2 + Ds + C. \quad (4.2)$$



$$f(t) = M \cdot \ddot{x}(t) + D \cdot \dot{x}(t) + C \cdot x(t)$$

Abbildung 4.9: Ein allgemeines Masse-Feder-Dämpfer-System

Die mechanische Impedanz ergibt sich aus Gleichung (4.1) zu:

$$Z(s) = \frac{F(s)}{V(s)} = \frac{F(s)}{s \cdot X(s)} = Ms + D + \frac{C}{s}. \quad (4.3)$$

Aufgrund der Analogie von elektrischer Schaltung und mechanischem System aus Abbildung 4.8 können die Eingangsseite durch „Mensch“ und die Ausgangsseite durch „Strecke bzw. Regelstrecke“ ersetzt werden. Dies ist die übliche Darstellung der Teleoperation bzw. Master-Slave-Manipulation (Chen, 1995; Hannaford, 1989). Die Hybrid-Parameter aus Tabelle 4.4 können für mechanische Systeme auf vier wichtige mechanische Eigenschaften des Master-Slave-Systems umformuliert werden (siehe Tabelle 4.5).

Definition des Hybrid-Parameters	Physikalische Bedeutung
$h_{11} = \left. \frac{U_m}{I_m} \right _{U_s=0}$	Master-Impedanz (Slave frei)
$h_{12} = \left. \frac{U_m}{U_s} \right _{I_m=0}$	Krafrückwirkung (Master fest)
$h_{21} = \left. \frac{I_s}{I_m} \right _{U_s=0}$	Geschwindigkeitsverstärkung (Slave frei)
$h_{22} = \left. \frac{I_s}{U_s} \right _{I_m=0}$	Slave-Admittanz (Master fest)

Tabelle 4.5: Physikalische Bedeutung der Hybrid-Parameter für Master-Slave-Manipulation

Der Parameter h_{11} zeigt die Impedanz der Master-Seite, wenn keine zusätzliche Kraft an der Slave-Seite vorhanden ist. Das bedeutet, dass die Master-Impedanz in solchen Situationen am besten auch Null wird, damit der Bediener keine Gegenkraft spürt. Die Geschwindigkeitsverstärkung h_{21} bleibt im idealen Fall über den gesamten Frequenzgang konstant. Wenn die Geschwindigkeit an der Master-Seite Null ist, soll die Krafrückwirkung h_{12} bzw. der Kehrwert der Kraftverstärkung im gesamten Frequenzbereich ebenfalls konstant sein. Die Slave-Admittanz h_{22} bzw. der Kehrwert der Slave-Impedanz soll ebenfalls gegen Null gehen, wenn die Master-Seite fest ist bzw. die Geschwindigkeit Null wird. Die vier Hybrid-Parameter werden hier noch einmal zusammengefasst:

$$\begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Eingangsimpedanz} & \text{Krafrückwirkung} \\ \text{Geschwindigkeitsverstärkung} & \text{Ausgangsadmittanz} \end{bmatrix}. \quad (4.4)$$

(Slave frei) | (Master frei)

Im idealen Fall bzw. bei der sogenannten „Tele-Transparenz“ wird

$$\begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.5)$$

Bei der „Tele-Transparenz“ spürt der Bediener exakt, was an der Umgebung bzw. Slave-Seite passiert. Das Minus-Vorzeichen von h_{21} tritt aufgrund der Definitionsrichtung auf, vgl. Abbildung 4.8. In den meisten Anwendungen werden die Parameter h_{12} und h_{21} durch

Konstante bzw. Übersetzungen ersetzt. Zur Erleichterung der Verschiebung eines schweren Gegenstandes kann der Parameter h_{12} verkleinert werden. Zur Verbesserung der Geschwindigkeits- bzw. Positions-Auflösung bei Anwendungen beispielweise in der Medizintechnik oder im Nanotechnik-Bereich (Grace, 1995; Sitti und Hashimoto, 1998) wird der Parameter h_{21} verkleinert. Bei Steer-by-Wire-Fahrzeugen entsprechen die beiden Parameter h_{12} und h_{21} jeweils der Übersetzung vom Radschwenkmoment um die Z-Achse zum Lenkradmoment und der Übersetzung vom Lenkradwinkel zum Radwinkel. Durch die Vierpol-Darstellung können nämlich die Parameter in der Vorgabe und Rückmeldung genau und gezielt eingestellt werden.

In den praktischen Anwendungen können die Hybrid-Parameter h_{11} , h_{22} nicht wie in Gleichung (4.5) zu Null gesetzt werden, da die Trägheit, Dämpfung und Federsteifigkeit in Bedienelement und Regelstrecke sowie die beschränkte Bandbreite der Aktuatoren nicht beliebig verändert werden können. Man versucht jedoch, die Hybrid-Parameter h_{11} , h_{22} in der gewünschten Bandbreite so klein wie möglich zu halten. Bei der Einstellung bzw. Suche der Hybrid-Parameter und evtl. der lokalen Regelung muss ein Kompromiss zwischen der Transparenz und der Stabilität des gesamten Regelkreises gefunden werden (Chen, 1995; Hannaford, 1988).

4.3.1.2 Dynamische Steifigkeit

Guldner (1999) verwendete die Vierpol-Theorie mit Ein/Ausgängen von „Momenten und Winkel“ statt „Momenten und Winkel-Geschwindigkeit“ (vgl. Abschnitt 4.3.1.1), um eine Lenkung des Fahrzeuges zu modellieren. Da „Kraft und Position“ bzw. „Moment und Winkel“ häufiger als „Kraft und Geschwindigkeit“ bzw. „Moment und Winkel-Geschwindigkeit“ bei Bedienelementen verwendet werden, kann die Übertragungsfunktion aus Gleichung (4.2) als „dynamische Steifigkeit K “ bezeichnet werden:

$$K(s) = \frac{F(s)}{X(s)} = Ms^2 + Ds + C. \quad (4.6)$$

Diese „dynamische Steifigkeit K “ entspricht also der Dynamik des Bedienelementes bzw. der Dynamik der Strecke. Zur Veranschaulichung bei linearen Systemen können der Ein- und Ausgang vertauscht werden, vgl. Abbildung 4.10.

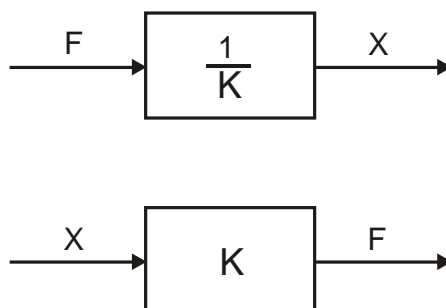


Abbildung 4.10: Äquivalente Darstellungen der Systemdynamik mit der dynamischen Steifigkeit

4.3.2 Gegenüberstellung der verschiedenen Regelkonzepte

4.3.2.1 Allgemeine Regelkonzepte

Ein Mensch-Maschine-System mit aktivem Bedienelement lässt sich gemäß der Vierpol-Theorie bei der „Tele-Transparenz“ (vgl. Abschnitt 4.3.1.1 und Gleichung (4.5)) wie in Abbildung 4.11 veranschaulichen¹². Hierbei besteht das Regelkonzept aus Kraftvorgabe und Positionsrückführung. Die Kraft (F_m) und die Position (X_m) werden durch die Übersetzungen k_v und k_R umgewandelt, diese können dabei konstant oder variabel sein.

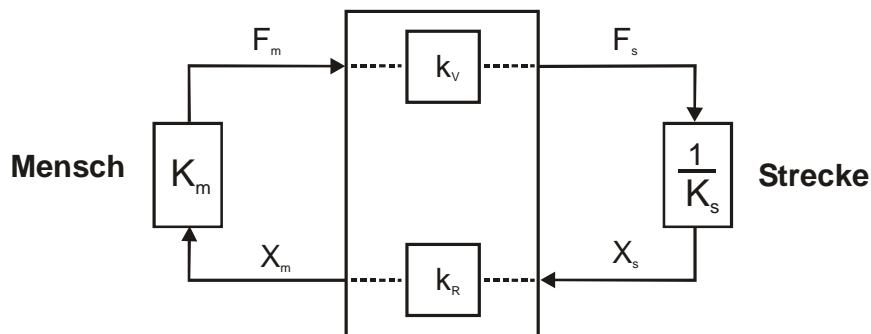


Abbildung 4.11: Mensch-Maschine-System mit vierpol-ähnlicher Darstellung

Die dynamische Steifigkeit K_m an der Mensch-Seite kann gemäß

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\frac{1}{k_v} \cdot F_s}{k_R \cdot X_s} = \frac{1}{k_v \cdot k_R} \cdot K_s \quad (4.7)$$

berechnet werden.

Die dynamische Steifigkeit der geregelten Strecke (K_s) wird zwar durch das Produkt der Übersetzungen k_v und k_R geteilt, doch der Mensch spürt die gleiche Dynamik der Regelstrecke, wenn das Produkt der Übersetzungen konstant ist.

Wenn die Dynamik des Aktuators im Bedienelement mitberücksichtigt wird, muss die Übersetzung k_R mit einem zusätzlichen Glied des Aktuators multipliziert werden. Die Dynamik des Aktuators in der Regelstrecke kann in der dynamischen Steifigkeit (K_s) enthalten sein. Dies gilt ähnlich bei dem Regelkonzept Positionsvorgabe/Kraftrückführung (s.u.).

Analog zum Regelkonzept mit Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung lässt sich das Konzept der Positionsvorgabe/Kraftrückführung betrachten (Abbildung 4.12). Hierbei kehren sich gegenüber Abbildung 4.11 die Übertragungsrichtungen der Strecke und des Bedienelementes um.

¹² Mit den folgenden Annahmen: die Aktuatoren des aktiven Bedienelementes und der Regelstrecke besitzen keine eigene Trägheit, Dämpfung und Steifigkeit. Die Dynamik der Aktuatoren hat daher eine unendliche Bandbreite. Es besteht ebenfalls keine zusätzliche Energiequelle an der Master- sowie Slave-Seite. In der Praxis kann die Dynamik der Aktuatoren mit der Regelstrecke kombiniert werden (vgl. Abschnitte 6.1.3 und 6.3.1)

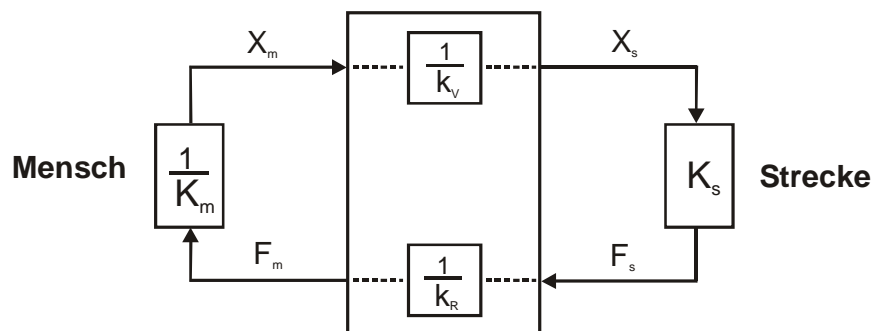


Abbildung 4.12: Regelkonzept Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung

Die Position (X_m) wird statt der Kraft (F_m) für die Vorgabe an die Regelstrecke verwendet. Die dynamische Steifigkeit des Regelkonzeptes „Positionsvorgabe/Kraftrückführung“ lautet:

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\frac{1}{k_R} \cdot F_s}{k_V \cdot X_s} = \frac{1}{k_V \cdot k_R} \cdot K_s \quad (4.8)$$

Wenn sich das System linear verhält, sind die Regelkonzepte „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“ und „Positionsvorgabe/Kraftrückführung“ identisch (vgl. Gleichungen (4.7) und (4.8)). Der Mensch bekommt daher bei beiden Varianten vom Bedienelement den gleichen Eindruck der Regelstrecke mit (vgl. auch Abbildung 6.2).

Gillet (1999) berichtete ebenfalls, dass der spürbare Unterschied bei perfekter Auslegung zwischen beiden Regelkonzepten verschwindet. In der Realität spielen jedoch die elektromechanischen Unzulänglichkeiten, wie Reibung, Nichtlinearität, Spiel, Totzeit, Massenträgheit, und die Grenzwerte (der Kraft oder Geschwindigkeit), die deutlich unterhalb der menschlichen Äquivalente liegen, eine Rolle. Gillet (1999) behauptete, dass das Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“ für Regelstrecken mit harten Anschlängen und das Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ für Regelstrecken mit weichen, nachgiebigen Materialien besser geeignet ist. Bei Systemen mit großer Reibung kann eine Dauerschwingung beim Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ induziert werden (Enk, 1997), die durch zusätzliche regelungstechnische Maßnahme wie Dämpfung, lokale Zustandsrückführung erst entschärft werden (Hannaford, 1988; Konigorski und Moritz, 1998; Guldner, 2002).

4.3.2.2 Invertierte Regelkonzepte

Zwei weitere mögliche Regelkonzepte, wie in Abbildung 4.13 gezeigt, können noch abgeleitet werden.

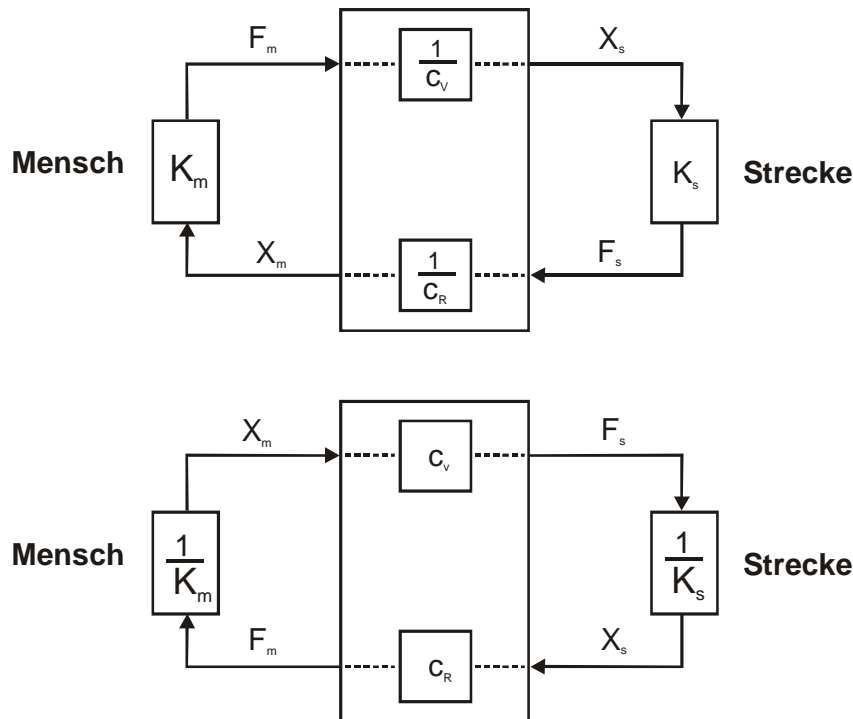


Abbildung 4.13: Zwei weitere invertierte Regelkonzepte

Von Mensch-Seite können die beiden Regelkonzepte jeweils als „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“ und „Positionsvorgabe/Kraftrückführung“ betrachtet werden. Die Regelstrecken werden jedoch mit Positions- und Kraft-Regelung unterschiedlich gesteuert. Die beiden Parameter c_v und c_r entsprechen den in Abschnitt 4.3.2.1 vorgestellten Übersetzungen k_v und k_r , wobei deren Bedeutung als „Steifigkeit“ bezeichnet wird und deren SI-Einheit „N/m“ bzw. „Nm/rad“ beträgt. In beiden Fällen bekommt der Mensch die folgende dynamische Steifigkeit:

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{c_v \cdot X_s}{\frac{1}{c_r} \cdot F_s} = c_v \cdot c_r \cdot \frac{1}{K_s}. \quad (4.9)$$

Der Mensch hat also die **umgekehrte bzw. falsche Dynamik** der Regelstrecke zur Hand und deshalb können die beiden invertierten Regelkonzepte *nicht direkt* (vgl. Anwendungsbeispiel in Abschnitt 4.3.4) für die manuelle Regelung verwendet werden.

Im Gegensatz zu den üblichen Rückführungen von Kraft oder Position können andere Zustände der Regelstrecke bei invertierten Regelkonzepten zurückgeführt werden. Eckstein (2001) verwendete das folgende veränderte invertierte Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“ zur Querführung des Fahrzeuges (vgl. hierzu Abschnitt 3.3.3.2):

- Vorgabe: Stickkraft (F_m) \rightarrow (proportional zu) Radwinkel (δ_{Rad})
- Rückmeldung: Bahnkurvenkrümmung (κ) \rightarrow Stickwinkel (X_m)

$$\delta_{\text{Rad}} = \frac{K_L}{1 + K_{L_V} \cdot v_x} F_m,$$

bzw.

$$X_m = K_R \cdot \kappa = K_R \cdot \frac{\delta_{\text{Rad}}}{1 + EG \cdot v_x^2},$$
(4.10)

wobei K_L , K_{L_V} , K_R : im Fahrversuch optimierte Parameter; EG: Eigenlenk-Gradient.

Daraus resultiert die dynamische Steifigkeit mit Vernachlässigung der Filterfunktion und Dynamik der Aktuatoren

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{1 + K_{L_V} \cdot v_x + EG \cdot v_x^2 + K_{L_V} \cdot EG \cdot v_x^3}{K_L \cdot K_R}.$$
(4.11)

Je höher die Fahrgeschwindigkeit (v_x) wird, desto steifer werden die Sticks (vgl. Abschnitt 4.3.4).

4.3.3 Zusammenhänge zwischen Steuerungsart und Rückmeldung

4.3.3.1 Vergleich der Steuerungsarten mit unterschiedlichen Rückmeldungen

Zur Veranschaulichung und Gegenüberstellung der verschiedenen Steuerungsarten wird der Ordnungsgrad passend zur Steuerungsart der Regelstrecke gewählt, nämlich Lagesteuerung mit der Regelstrecke 0. Ordnung (P-Strecke), Geschwindigkeitssteuerung mit der Regelstrecke 1. Ordnung (I-Strecke) und Beschleunigungssteuerung mit der Regelstrecke 2. Ordnung (I²-Strecke).

Folgende Parameter werden festgelegt:

- Regelstrecke für Lagesteuerung: 1
- Regelstrecke für Geschwindigkeitssteuerung: 1/s
- Regelstrecke für Beschleunigungssteuerung: 1/s²

Abbildung 4.14 zeigt ein Beispiel bei Geschwindigkeitssteuerung mit Positions-, Geschwindigkeits-, und Beschleunigungs-Rückführung. Die beiden Übersetzungen der Vorgabe und Rückmeldung (k_V und k_R) werden zur Vereinfachung auf 1 gesetzt.

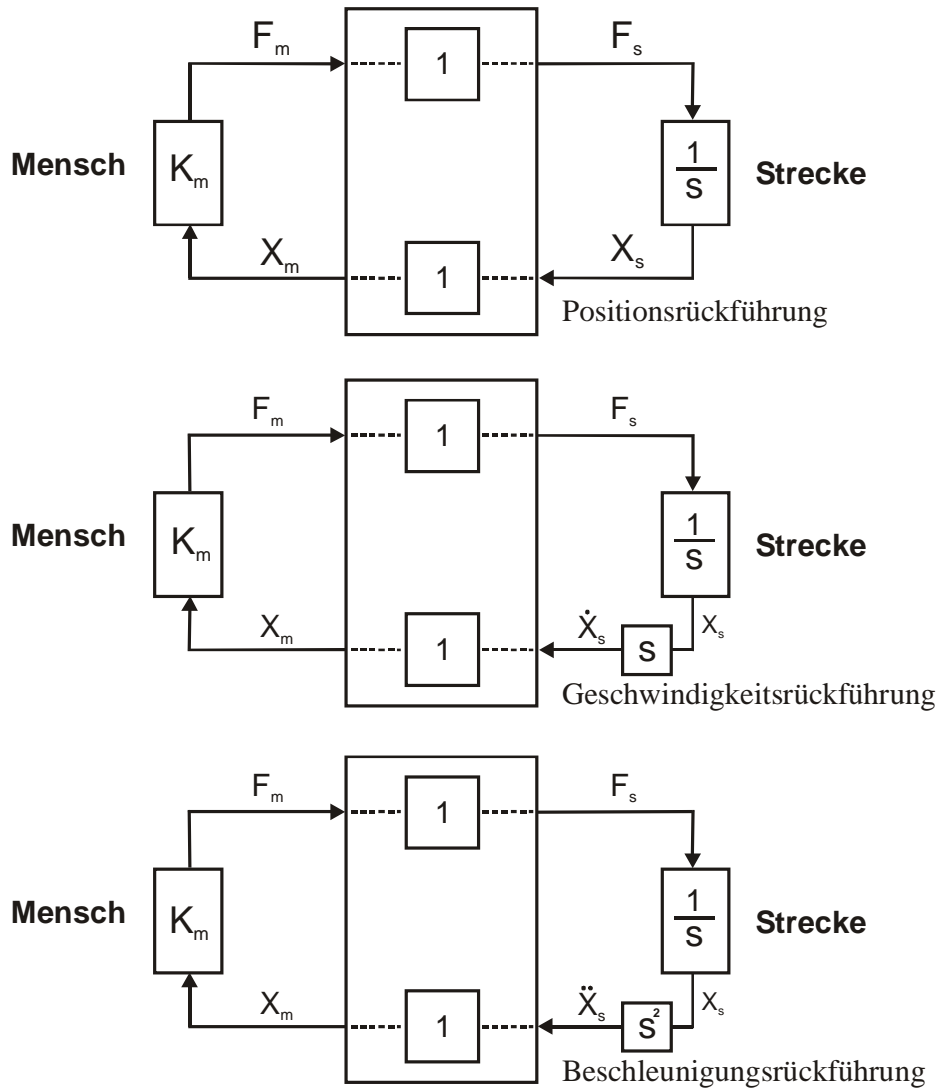


Abbildung 4.14: Geschwindigkeitssteuerung mit Positions-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungs-Rückführung

Die dynamische Steifigkeit bei der Positionsrückführung ist durch

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{F_s}{X_s} = s, \quad (4.12)$$

bei der Geschwindigkeitsrückführung durch

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{F_s}{\dot{X}_s} = \frac{F_s}{s \cdot X_s} = 1 \quad (4.13)$$

und bei der Beschleunigungsrückführung durch

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{F_s}{\ddot{X}_s} = \frac{F_s}{s^2 \cdot X_s} = \frac{1}{s} \quad (4.14)$$

gegeben.

Das Bedienelement bei der Positionsrückführung verhält sich wie ein viskos gedämpftes Bedienelement und bei der Geschwindigkeitsrückführung wie ein federzentriertes Bedienelement. Bei der Beschleunigungsrückführung wird die Gegenkraft bei Positionsabweichung aufintegriert.

Folgende Tabelle 4.6 stellt die dynamischen Steifigkeiten der verschiedenen Kombinationen zwischen Steuerungsart und Rückführung dar.

Dynamische Steifigkeit an der Mensch-Seite (K_m)			
Steuerungsart (Regelstrecke)	Positions- Rückführung	Geschwindigkeits- Rückführung	Beschleunigungs- Rückführung
Lagesteuerung (P-Strecke, $K_s = 1$)	1	1/s	1/s ²
Geschwindigkeitssteuerung (I-Strecke, $K_s = s$)	s	1	1/s
Beschleunigungssteuerung (I ² -Strecke, $K_s = s^2$)	s ²	s	1

Tabelle 4.6: Gegenüberstellung der Steuerungsarten und der verschiedenen Rückführung

Nur bei der Positionsrückführung wird die Dynamik der Regelstrecke wieder auf die Hand des Menschen „reflektiert“. Bei der Rückführung von Geschwindigkeit, Beschleunigung, usw. wird die zum Menschen übertragende Dynamik verändert. Der Ordnungsgrad der Regelstrecke wird dadurch reduziert.

Rühmann (1978) zeigte, dass die ideale Kombination zwischen Regelstrecken und passiven Bedienelementen bei Kompensationsaufgaben die Geschwindigkeitssteuerung mit einem federzentrierten oder viskos gedämpften Bedienelement ist (vgl. hierzu Abschnitt 4.2.3 und Tabelle 4.2). Das aktive Bedienelement bei Geschwindigkeitssteuerung verhält sich im oben genannten Beispiel (vgl. auch Gleichungen (4.12) und (4.13)) genau wie ein viskos gedämpftes oder federzentriertes Bedienelement, wenn die Rückführung jeweils proportional zur Position oder Geschwindigkeit ist.

Bei der Lagesteuerung mit Positionsrückführung, der Geschwindigkeitssteuerung mit Geschwindigkeitsrückführung und der Beschleunigungssteuerung mit Beschleunigungsrückführung verhält sich das Bedienelement wie ein federzentriertes Bedienelement. Der Mensch bekommt zwar bei solchen Kombinationen, nämlich Ordnungsgrad gleich Steuerungsart, die identische haptische Rückmeldung. Die optischen Rückmeldungen könnten jedoch unterschiedlich sein, je nachdem, wie die optische Anzeige gestaltet wird. Ähnlich verhält sich das Bedienelement wie ein viskos gedämpftes Bedienelement bei der Geschwindigkeitssteuerung mit Positionsrückführung oder bei der Beschleunigungssteuerung mit Geschwindigkeitsrückführung.

Für das Übertragungsverhalten der Regelstrecke, das durch eine Differentialgleichung beschrieben wird, soll folgendes angemerkt werden. In der Praxis treten fast immer neben der durch den Ordnungsgrad gegebenen höchsten Ableitung auch noch Ableitungen niedrigerer Ordnung auf. Dies muss bei Überlegungen zur Rückführung mitberücksichtigt werden. Als anschauliches Beispiel wird eine Sprungantwort des Bedienelementes bei einer PT₂-Regelstrecke bzw. Beschleunigungssteuerung mit Positions- und Geschwindigkeitsrückführung verglichen (Abbildung 4.15). Das Anfangsverhalten und der stationäre Zustand nach dem Sprung der Kraft (F_m) am Bedienelement bei Positions- und Geschwindigkeitsrückführung sind sehr unterschiedlich.

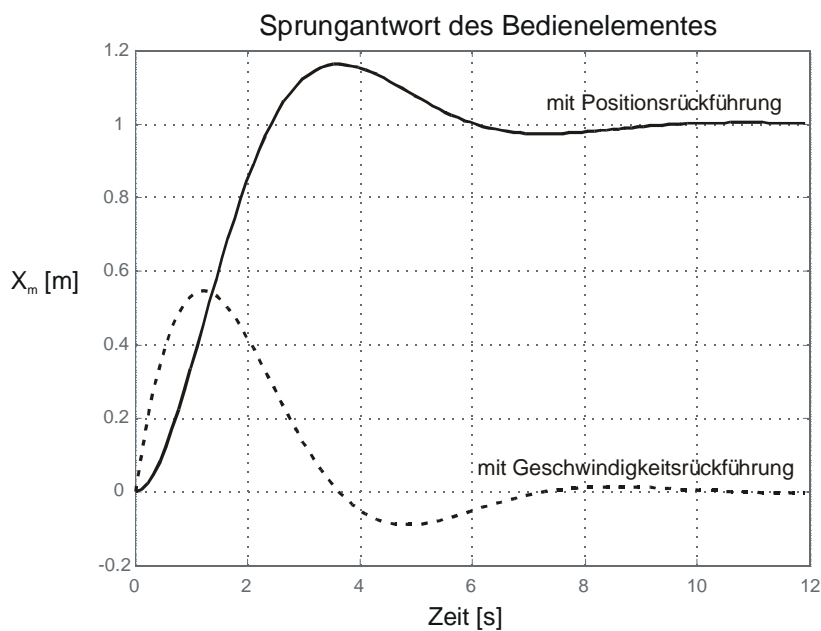
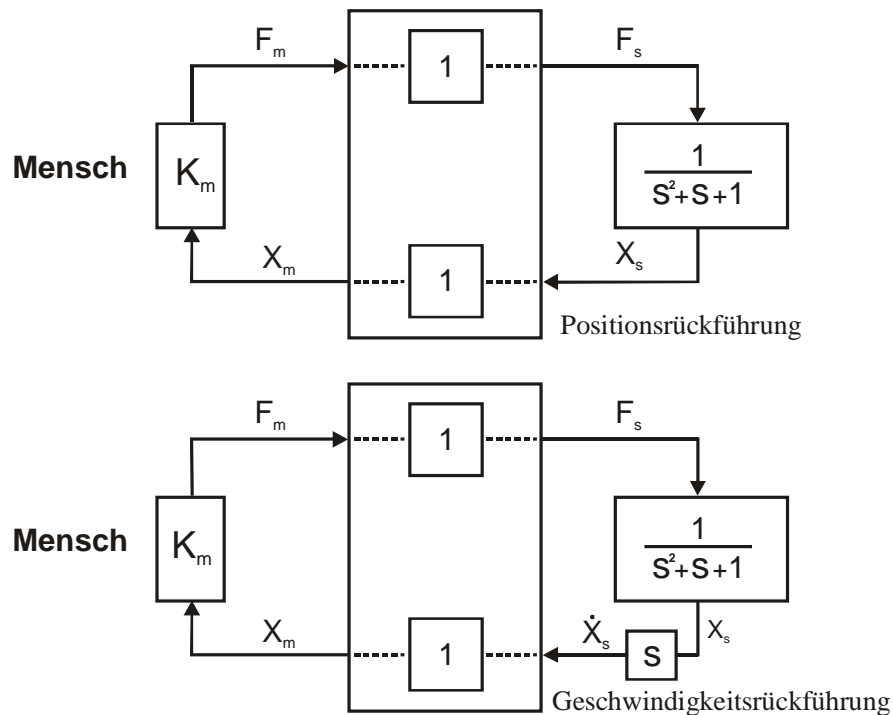


Abbildung 4.15: Vergleich der Sprungantwort bei Positionsrückführung und Geschwindigkeitsrückführung

4.3.3.2 Äquivalente Kombinationen

Bei Kompensationsaufgaben ist eine Geschwindigkeitssteuerung mit einem federzentrierten oder viskos gedämpften Bedienelement gut geeignet (vgl. Abschnitt 4.2.3). Die Lagesteuerung mit einem viskos gedämpften Bedienelement zeigt kleinere Regelfehler im Vergleich zur Lagesteuerung mit anderen passiven Bedienelementen (vgl. hierzu Tabelle 4.2). Eine andere mögliche Erklärung im Vergleich zu Rühmann (1987) ist, dass die haptische Rückmeldung bei der Lagesteuerung mit viskoser Dämpfung äquivalent zu der Geschwindigkeitssteuerung mit Positionsrückführung ist, vgl. Abbildung 4.16 und Abschnitt 6.3.3.

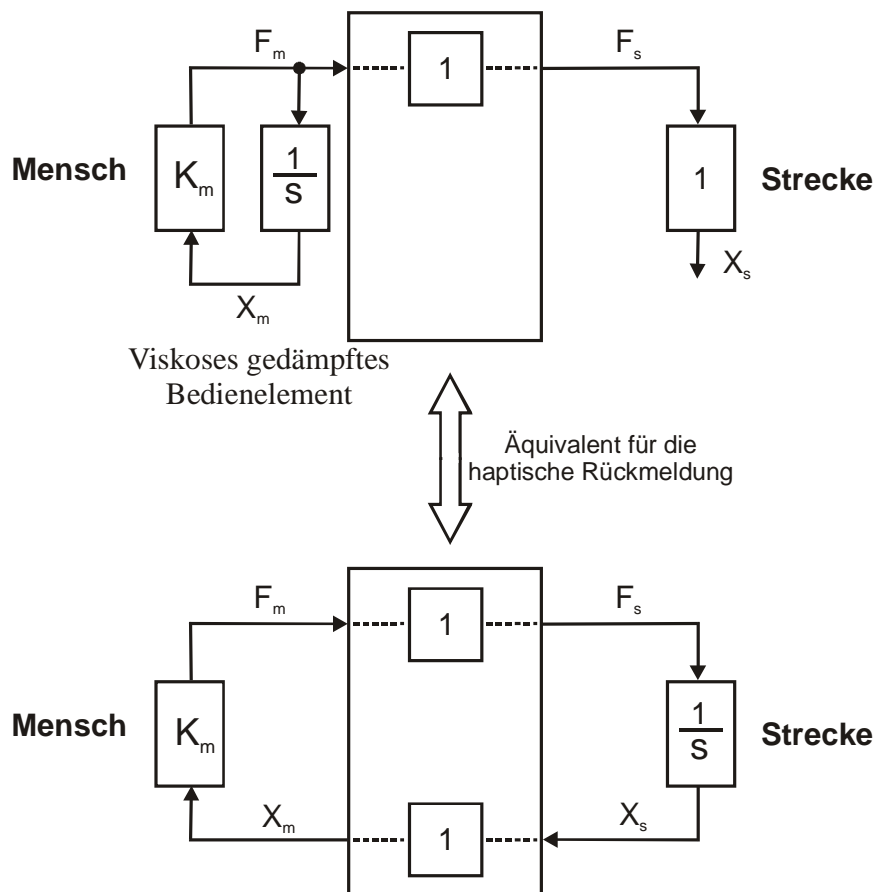


Abbildung 4.16: Äquivalente Kombinationen von der Regelstrecke und dem Bedienelement

4.3.3.3 Weitere Rückmeldungen bei aktiven Bedienelementen

Eine der in Abschnitt 4.2.2.3 erwähnten Rückmeldungsmöglichkeiten ist die Kombination aus Position und Geschwindigkeit, das sogenannte „Quickend Display“ (Abbildung 4.17).

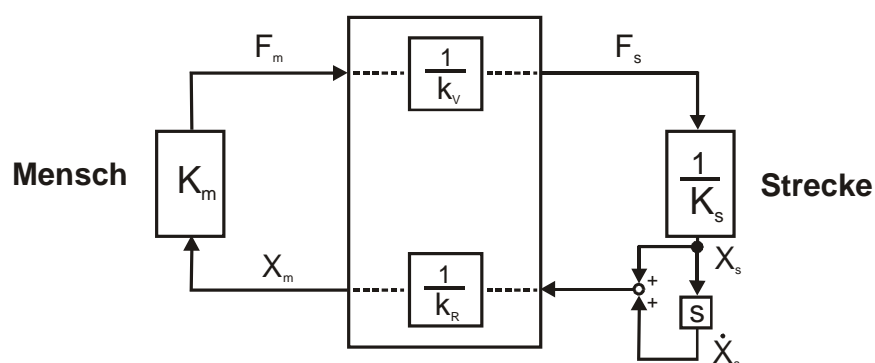


Abbildung 4.17: Rückführung von Position und Geschwindigkeit

Die dynamische Steifigkeit K_m ergibt sich durch

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\frac{1}{k_v} \cdot F_s}{k_R \cdot (X_s + s \cdot X_s)} = \frac{1}{k_v \cdot k_R} \cdot \frac{1}{1+s} \cdot K_s \quad (4.15)$$

Die Dynamik der Regelstrecke wird durch die Übersetzungen (k_V , k_R) und ein zusätzliches PT₁-Glied ($\frac{1}{1+s}$) modelliert.

Die weiteren Rückmeldungen, die von der Regelabweichung abhängig sind, können mit dem Störverhalten der dynamischen Steifigkeit erläutert werden.

4.3.4 Anwendungsbeispiel zur Querführung des Fahrzeuges

Die ausführlichen Anwendungen der Kombination zwischen der Vorgabe und der Rückmeldung zur Längs- und Querführung des Fahrzeuges werden erst in Kapitel 6 präsentiert. Hier sei nur ein kleines (aber möglicherweise das beste) Anwendungsbeispiel gezeigt.

Die Querführung eines Fahrzeuges wird oft als eine Kompensationsaufgabe angenommen (Bubb, 1985; Bolte, 1991). Dafür eignet sich laut Abschnitt 4.2.3 am besten eine Geschwindigkeitssteuerung. Folglich muss die Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges proportional zum Lenkradwinkel als Vorgabe der Querführung sein. Dies kann aus Ergebnissen mehrerer unkonventioneller Regelkonzepte (vgl. hierzu Abschnitt 3.3.5.1) zumindest für den mittleren Fahrgeschwindigkeitsbereich bestätigt werden. Im linearen Bereich der Reifenkennlinie kann die Querbeschleunigung (a_y) bei Vernachlässigung der Schwimmwinkel-Geschwindigkeit als Produkt aus Fahrgeschwindigkeit (v_x) und Giergeschwindigkeit ($\dot{\psi}$) berechnet werden. Die Querbeschleunigung ist dann durch

$$a_y = v_x \cdot \dot{\psi} \quad (4.16)$$

gegeben (Mitschke, 1990).

Mit dem Regelkonzept „Positions Vorgabe/Kraftrückführung“

- Vorgabe – Lenkradwinkel \rightarrow (proportional zu) Giergeschwindigkeit ($\dot{\psi}$)
- Rückmeldung – Querbeschleunigung (a_y) \rightarrow Lenkradmoment

bekommt der Fahrer eine von der Fahrgeschwindigkeit linear abhängige dynamische Steifigkeit:

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\text{Kraftübersetzung} \cdot a_y}{\dot{\psi}} = \text{Kraftübersetzung} \cdot v_x \quad (4.17)$$

Dieses Regelkonzept ist äquivalent zum Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“

- Vorgabe - Lenkradmoment \rightarrow Querbeschleunigung
- Rückmeldung - Giergeschwindigkeit \rightarrow Lenkradwinkel.

Je schneller man fährt, desto „härter“ wird das Lenkrad. Die **lineare** Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit ist gut für den Menschen zu interpretieren (Bubb, 1993).

Bei dem Regelkonzept „Positions Vorgabe/Kraftrückmeldung“

- Vorgabe - Lenkradwinkel \rightarrow Querbeschleunigung
- Rückmeldung - Giergeschwindigkeit \rightarrow Lenkradwinkel.

oder dem Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückführung“

- Vorgabe - Lenkradmoment \rightarrow Giergeschwindigkeit
- Rückmeldung - Querbeschleunigung \rightarrow Lenkradwinkel.

berechnet sich die dynamische Steifigkeit zu:

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\text{Kraftübersetzung} \cdot \dot{\psi}}{a_y} = \text{Kraftübersetzung} \cdot \frac{1}{v_x}. \quad (4.18)$$

Das Lenkrad wird „weicher“, je höher die Fahrgeschwindigkeit ist. Dies wird wegen höherem Lenkaufwand bei niedriger Fahrgeschwindigkeit und schlechter Fahrstabilität bei höherer Fahrgeschwindigkeit vom Fahrer nicht akzeptiert (vgl. Abschnitte 2.5.3 und 3.3.4).

Mit der dynamischen Steifigkeit können die Kombinationen zwischen der Vorgabe und der Rückmeldung bei verschiedenen Regelkonzepten vor der Implementierung und Fahrerprobung zuerst mit linearen sowie nichtlinearen Fahrzeugmodellen simuliert und systemergonomisch bewertet werden.

4.3.5 Diskussion

Durch die in Abschnitt 4.3.3 gezeigten Zusammenhänge zwischen Steuerungsarten und Rückmeldungen können die haptischen Rückmeldungen bei unterschiedlichen Kombinationen verglichen werden. Der Operateur kann bei zwei äquivalenten Kombinationen (vgl. Abschnitte 4.3.3.1 und 4.3.3.2) die gleiche haptische Rückmeldung aus dem Bedienelement bekommen, wobei die optischen Rückmeldungen wegen verschiedener Steuerungsarten bzw. Regelstrecken unterschiedlich sein können (vgl. Abschnitt 6.3.4).

Durch die Geschwindigkeitsrückführung (vgl. Abschnitt 4.3.3.1) wird im Prinzip auch der Ordnungsgrad der Regelstrecke reduziert. Bei schwierigen Aufgaben bzw. Regelstrecken bedeutet dies eine Erleichterung der Informationsverarbeitung des Menschen (vgl. Abschnitte 5.1.2 und 5.2.2) durch die haptische Rückmeldung. Andererseits sind dann die optische und die haptische Rückmeldung nicht immer identisch. Bei einigen Situationen gelingt eine Änderung der Information auf den Anzeigen bzw. im Display, um die optische Rückmeldung zu verändern. Bei manchen Situationen, wie Autofahren, kann die Anzeige bzw. der Blick auf Strassen nicht verändert werden, dann sollte zu mindest geprüft werden, ob die geplante haptische und optische Rückmeldung mit dem „inneren“ Modell des Menschen kompatibel sind.

Die bisherigen Untersuchungen und die relevanten Literaturquellen über aktive Bedienelemente bei Geschwindigkeits-Rückführung (Mayer, 1987; Mücke, 1999; Tichy, 1995; Eckstein, 2001) zeigten keinen eindeutigen Vorteil gegenüber der Positions-Rückführung. Es kann daran liegen, dass die Schwierigkeitsgrade der Aufgabenstellung und der Regelstrecke bei verschiedenen Untersuchungen unterschiedlich waren. Aus regelungstechnischer Sicht wird die Phase des Bedienelementes (Eingang: Kraft oder Moment; Ausgang: Position oder Winkel) durch die Geschwindigkeits-Rückführung, die komplett oder nur zum Teil wie Abschnitt 4.3.3.3 zurückgeführt wird, angehoben. Bei einer Aufgabenstellung mit niedriger Eckfrequenz und bei stabiler Regelstrecke wie von Mayer (1987) gab es keinen Unterschied zwischen Positions- und Geschwindigkeits-Rückführung, da vermutlich schon ausreichend Phasenreserve im gesamten Mensch-Maschine-Regelkreis vorhanden war. Bei Kompensationsaufgaben mit instabiler Regelstrecke wie bei Noggle bzw. Herzog (1969; aus

onsaufgaben mit instabiler Regelstrecke wie bei Noggle bzw. Herzog (1969; aus Eckstein, 2001) zeigte sich ein signifikanter Vorteil der Geschwindigkeits-Rückführung gegenüber der Positions-Rückführung, da die Phase des gesamten Regelkreises sehr entscheidend war.

Bemerkung:

In Abschnitt 3.3.4 wurden bei Versuchen mit Seitenwindstörungen von Niemand et al. (1980) mit unterschiedlichem Anteil der Querschleunigung als Rückmeldung schon erwähnt, dass die Reaktionszeit der Fahrer durch die Rückführung der Querschleunigung reduziert wurde.

Die Versuche bei Folge- und Kompensationsaufgaben im dynamischen Flugsimulator von Hosman et al. (1990) zeigen, dass der Regelfehler nicht durch die durch Geschwindigkeitsrückführung gewonnene Phase weiter reduziert wurde. Die subjektive Beurteilung wurde jedoch im Vergleich zur Positionsrückführung verbessert, da die Piloten weniger Vorhalt erzeugen müssen, d.h. die Belastung wird reduziert (vgl. Abschnitt 5.2.2).

5 Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis

Viele Verkehrsunfälle werden durch „menschliches Versagen“ verursacht. (FAT, 1978; Giesa und Timpe, 2000). Daher wird neben der Verbesserung der Regelstrecke „Fahrzeug“ eine Optimierung des gesamten Fahrer-Fahrzeug-Systems ständig untersucht.

Die Fahrzeugführungsaufgabe wird in Anlehnung an die Flugführung in eine dreistufige Hierarchie aufgeteilt (Donges, 1978; Brockhaus, 1994): Navigations-, Bahnführungs- und Stabilisierungsebene. Die Navigationsaufgabe besteht aus der Auswahl der Fahrtroute und der Abschätzung des zeitlichen Fahrtablaufs. In der Bahnführungsebene werden aus dem Straßenverlauf und der Verkehrssituation die detaillierte Sollspur und Sollgeschwindigkeit festgelegt. In der Stabilisierungsebene muss der Fahrer den Istfahrzustand durch Stellteile, Lenkrad, Pedale und evtl. Kupplung innerhalb eines vorgestellten Korridors halten (Bolte, 1991; Bubb, 1993; vgl. Abschnitt 5.2). Die in diesem Kapitel betrachteten Fahraufgaben beschränken sich hauptsächlich auf die Bahnführungsebene und die Stabilisierungsebene, da die Regelkonzepte zur Fahrzeugführung mit Bedienelementen nicht auf der Navigationsebene liegen.

Um ein gesamtes Fahrer-Fahrzeug-System zu bewerten, wird dieses häufig durch einen Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis wie Abbildung 5.1 beschrieben. Das Fahrer-Fahrzeug-System kann dann regelungstechnisch analysiert werden.

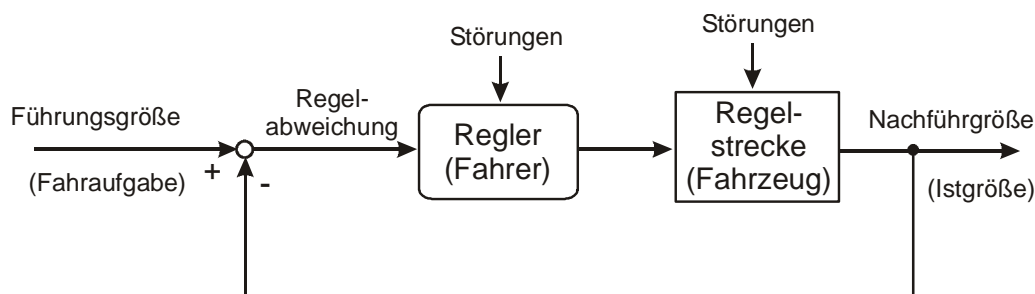


Abbildung 5.1: Struktur des Fahrer-Fahrzeug-Systems

Zur Modellierung eines offenen Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises wird zuerst das allgemeine Crossover-Modell in Abschnitt 5.1 vorgestellt. Der Fahrer als Regler wird in Abschnitt 5.2 erläutert. Da das Fahrer-Fahrzeug-System als ein Sonderfall der manuellen Regelung betrachtet werden kann (McRuer et al., 1977), werden einige Untersuchungsergebnisse aus dem Gebiet der manuellen Regelung hier vorgestellt.

5.1 Crossover-Modell

Bei den manuellen Regeltätigkeiten (vgl. Kapitel 4) wurde oft beobachtet, dass der Amplitudengang bei Frequenzanalyse des gesamten offenen Mensch-Maschine-Regelkreises in der Nähe der Schnittfrequenz (Amplitudengang = 1 bzw. 0 dB) mit einem Amplitudenabfall von 20 dB pro Frequenz-Dekade verläuft. Bei Regelstrecken mit unterschiedlicher Systemdynamik passt der Mensch sich so an, dass der gesamte offene Regelkreis trotz veränderter Regelstrecke einen ähnlichen Verlauf bekommt. Dies wird als Crossover-Modell bzw.

Schnittfrequenzmodell bezeichnet (McRuer und Klein, 1976; Johannsen, 1977; Krüger, 1989; Bubb, 1993). Abbildung 5.2 zeigt das Bodediagramm des offenen Regelkreises für die drei Steuerungsarten, nämlich Lage-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungs-Steuerung, bei Kompensationsaufgaben der manuellen Regelung (vgl. Abschnitt 4.2.1).

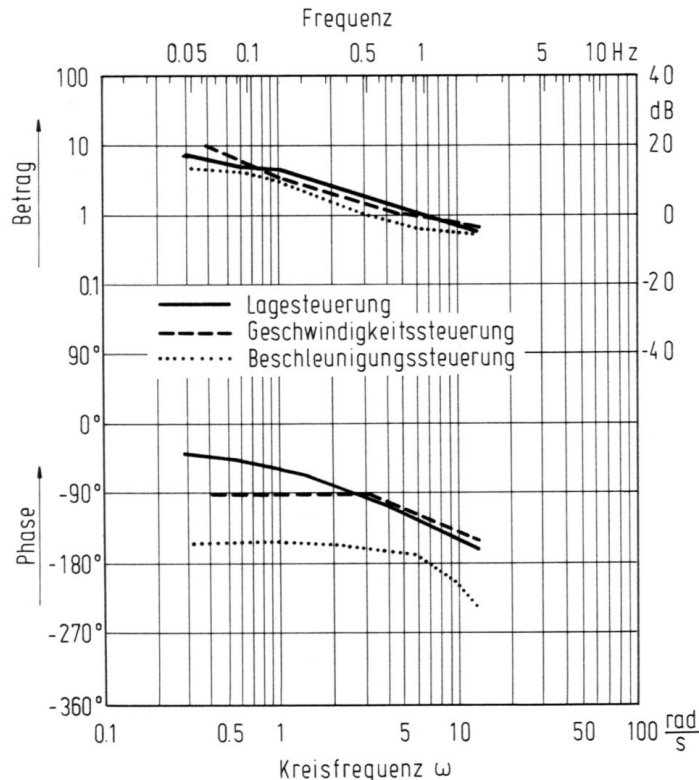


Abbildung 5.2: Bodediagramm des offenen Regelkreises (Johannsen, 1977; Bubb, 1993)

5.1.1 Anwendungsbedingungen

Das Crossover-Modell wird durch eine lineare regelungstechnische Theorie (vgl. Abschnitt 5.1.2) beschrieben. Der Mensch verhält sich jedoch nur unter bestimmten Situationen (s.u.) wie ein linearer Regler. Johannsen (1977) nannte das Regelverhalten des Menschen einen *quasi-linearen* Regler, da der durch das lineare Modell nicht erklärbare Anteil durch Restgrößen bzw. Störgrößen dargestellt wird (vgl. hierzu Abschnitt 5.2).

Führungsgrößen

Führungsgrößen (vgl. Abbildung 4.1) können im wesentlichen hinsichtlich ihrer stochastischen und deterministischen Eigenschaften unterschieden werden. *Bei deterministischen Führungsgrößen kann der Mensch neben der Kenntnis der momentan beobachtbaren Größen auch gewisse Kenntnisse über ihren zukünftigen Signalverlauf besitzen. Deterministische Signale können dem Menschen somit Antizipation ermöglichen* (Stein, 1977). Für die Fahrzeugführung kann z.B. eine Geradeausfahrt bei unregelmäßigen Störungen als eine stochastische Führungsgröße betrachtet werden. Eine vorhersehbare kurvige Strasse ist eine deterministische Führungsgröße. Das Regelverhalten des Menschen wird durch unterschiedliche Formen von deterministischen Führungsgrößen auch verändert. Um das Regelverhalten des Menschen mit unterschiedlichen Regelstrecken beim Crossover-Modell vergleichen zu

können, muss eine kontinuierliche, stochastische Führungsgröße verwendet werden. Die meisten Untersuchungen des menschlichen Regelverhaltens wurden bei Kompensationsaufgaben durchgeführt oder analysiert (Bubb, 1993; Johannsen, 1977; McRuer und Klein, 1976; McRuer et al, 1977, Mücke, 1999). Das Crossover-Modell kann daher nur bei **Kompensationsaufgaben** in Verbindung mit der **Regeltätigkeit** (s.u.) des Menschen verwendet werden.

Regeln oder Steuern

Bei langgezogenen Kurven und Geradeausstücken wird der Fahrer durch die Antizipation die Querführung fast nur steuern und wenig regeln (Dettki, 1997 bzw. vgl. Abschnitt 5.2.1). Der benötigte Regelanteil ist wegen des Erfahrungshorizonts von Fahrer zu Fahrer verschieden. Ein geübter Fahrer hat ein höheren steuernden Anteil - ein unerfahrener Fahrer braucht dagegen einen höheren Regelanteil, da der geübte Fahrer sich mehr auf die geschätzte Kurvenkrümmung aus der Antizipation heraus und der unerfahrende Fahrer sich auf die seitliche Abweichung konzentriert (McRuer et al., 1977; Bubb, 1993; Neculau, 1992; Reichelt und Strackerjan, 1992).

Farrer (1993) zeigte, dass die Verbindung zwischen Fahrer und Fahrzeug umso „lockerer“ wird, je weiter der Vorausschauzeitpunkt liegt. Dies bedeutet, je mehr der Steuerungsanteil durch Vorausschau wirkt, desto weniger muss der Fahrer regeln. Bei kürzerer Vorausschau konzentriert sich der Fahrer mehr auf die Spurabweichung und gleichzeitig werden mehr Lenkaktivitäten beobachtet – der Fahrer regelt mehr.

5.1.2 Parameteranalyse des Crossover-Modells

Das in Abbildung 5.2 vorgestellte Crossover-Modell kann mathematisch durch

$$F_o(s) = \frac{\omega_c}{s} e^{-\tau_e \cdot s} \quad (5.1)$$

modelliert werden, wobei es sich bei ω_c um die Schnittfrequenz und bei τ_e um die effektive Totzeit handelt. Dies gilt näherungsweise in Frequenzbereichen zwischen $0.5 \omega_c$ und $2 \omega_c$ (McRuer und Klein, 1976; McRuer et al., 1977; Bubb, 1993). Der große Vorteil des Crossover-Modells ist die Stabilitätsanalyse (Willumeit und Jürgensohn, 1997), siehe Abschnitt 5.1.3.

Die beiden Parameter, die Schnittfrequenz ω_c und die effektive Totzeit τ_e , sind abhängig von dem Frequenzgang der Regelstrecke und der Bandbreite der Führungsgröße. Je höher die Bandbreite ist, desto schwieriger ist die Aufgabe. Die Schnittfrequenz nimmt mit höherem Ordnungsgrad (vgl. Abschnitt 4.2.1) der Regelstrecke ab und mit höherer Bandbreite zu (mit Ausnahme der Beschleunigungssteuerung), wie Abbildung 5.3 zeigt.

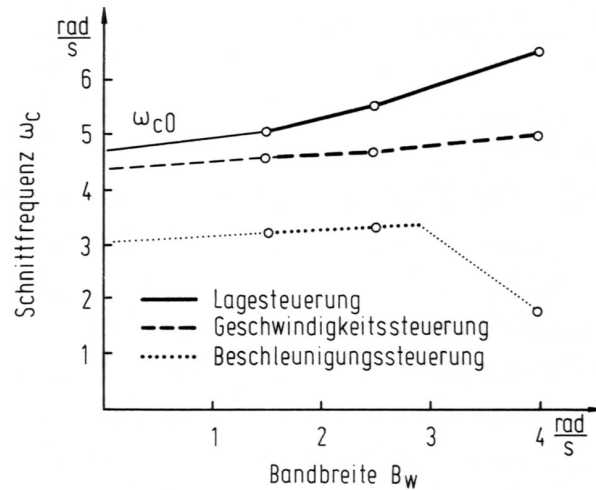


Abbildung 5.3: Abhängigkeit der Schnittfrequenz ω_c vom Ordnungsgrad der Regelstrecke und von der Bandbreite B_w der Führungsgröße (Johannsen, 1977; Bubb, 1993)

Die effektive Totzeit steigt mit zunehmendem Ordnungsgrad der Regelstrecke an und nimmt mit höherer Bandbreite der Führungsgröße ab, wie aus Abbildung 5.4 zu sehen ist (Bubb, 1993; Johannsen, 1977).

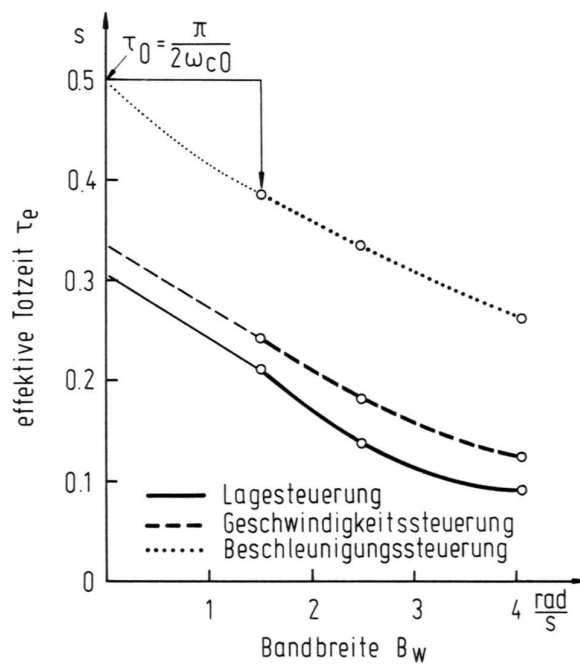


Abbildung 5.4: Abhängigkeit der effektiven Totzeit τ_e vom Ordnungsgrad der Regelstrecke und von der Bandbreite B_w der Führungsgröße (Johannsen, 1977; Bubb, 1993)

Die aus verschiedenen Bedingungen resultierende Schnittfrequenz und effektive Totzeit können in Tabelle 5.1 zusammengefasst werden:

Bedingungen		Schnittfrequenz	Effektive Totzeit
Aufgabe (Bandbreite der Führungsgröße)	schwerer (höher \uparrow)	\uparrow (steigt)	\downarrow (sinkt)
	einfacher (niedriger \downarrow)	\downarrow	\uparrow
Regelstrecke (Ordnungsgrad)	schwerer (höher \uparrow)	\downarrow	\uparrow
	einfacher (niedriger \downarrow)	\uparrow	\downarrow

Tabelle 5.1: Änderung der Schnittfrequenz und der effektiven Totzeit bei verschiedenen Bedingungen

Der Schnittfrequenzbereich liegt bei manuellen Regelaufgaben in der Größenordnung zwischen 2 und 10 rad/s bzw. zwischen 0.3 und 1.6 Hz (Johannsen, 1977). Bei der **Fahrzeugquerführung** variiert die Schnittfrequenz je nach Fahraufgaben und Fahrsituationen (Apel und Mitschke, 1997):

- Bei Geradeausfahrt liegt der Frequenzbereich der Schnittfrequenz zwischen 0.1 und 0.2 Hz.
- Bei Kurvenfahrt ist die Schnittfrequenz ca. 0.35 Hz.
- Bei kritischen Situationen wie Ausweichmanöver liegt die Schnittfrequenz ca. bei 0.5 Hz.

Tabelle 5.1 verdeutlicht dies: Je schwieriger die Aufgabe ist, desto höher wird die Schnittfrequenz. Des Weiteren kam Krüger (1989) zu dem Ergebnis, dass die Schnittfrequenz bei der Fahrzeugquerführung mit steigender Fahrgeschwindigkeit sinkt (vgl. Abschnitt 5.3.1).

Bei Fahrversuchen mit Seitenwindstörungen wurde von McRuer et al. (1977) beobachtet, dass die Schnittfrequenz im statischen Fahrsimulator und im realen Fahrzeug unterschiedlich ist. Die Schnittfrequenz im statischen Fahrsimulator liegt bei ca. 2 rad/s (0.32 Hz) und im realen Fahrzeug bei ca. 4 rad/s (0.64 Hz). Hosman et al. (1990) kamen zu einem vergleichbaren Ergebnis, nämlich dass die Schnittfrequenz bei Kompensationsaufgaben gegen Störungen im statischen Flugsimulator niedriger ist als im dynamischen Flugsimulator. Das bedeutet, dass die Regeltätigkeit bei gleichem Schwierigkeitsgrad mit einer zusätzlichen kinästhetischen Rückmeldung einfacher durchgeführt werden kann. Anderes ausgedrückt: Die gesamte Regelstrecke mit Störungen wird für den Bediener einfacher.

Yuhara et al. (1992 und 1994) analysierten die Wirkung der haptischen Rückführung des Bedienelementes durch das Crossover-Modell bei einem aktiven Bedienelement mit der Rückführung von Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung im Vergleich zu einem passiven federzentrierten Bedienelement (vgl. Abschnitt 3.3.4). Sie zeigten, dass die Schnittfrequenz bei der aktiven Rückführung erhöht und die effektive Totzeit reduziert wird. Mit dieser zusätzlichen haptischen Rückmeldung wird die Regelstrecke für den Menschen leichter beherrschbar (vgl. Tabelle 5.1).

Bei der Abstandshaltung zum vorausfahrenden Fahrzeug bzw. Kompensationsaufgabe liegt die Schnittfrequenz in der **Längsdynamik** bei 0.046 Hz (Donges, 1982). Die Schnittfrequenz der Längsdynamik ist um ca. eine Zehnerpotenz niedriger als die Schnittfrequenz der Querdynamik bei verschiedenen Fahrsituationen (s.o.).

5.1.3 Stabilität des Regelkreises

Die Stabilität eines Regelkreises kann durch die Phasenreserve bewertet werden. Die Phasenreserve ist beim Phasengang des offenen Regelkreises die Differenz zwischen den Phasen an der Schnittfrequenz und -180 Grad. Wenn die Phasenreserve also größer Null ist, bleibt der Regelkreis stabil. Je größer die Phasenreserve ist, desto höhere Dämpfung hat das Führungsverhalten und desto stabiler wird der gesamte Regelkreis (Föllinger, 1994). Die Phasenreserve hängt also direkt mit der effektiven Totzeit (siehe Abschnitt 5.1.2) zusammen.

In Abbildung 5.2 ist die Phasenreserve bei der Regelstrecke mit Geschwindigkeitssteuerung am größten. Dies bedeutet wiederum, dass die Geschwindigkeitssteuerung für die Kompensationsaufgabe gut geeignet ist (vgl. Abschnitt 4.2.3).

Im Gegensatz zum großen Wertebereich der Schnittfrequenz bei unterschiedlichen Fahrsituationen der Querdynamik liegt der Bereich der Phasenreserve relativ konstant zwischen 30 bis 60 Grad (Apel und Mitschke, 1997).

Bei realen Fahrversuchen mit einem Aktuator, der zur Simulation von Seitenwindstörungen an der Spurstange zusätzlich in unterschiedlich konfigurierten Fahrzeugen eingebaut wurde, wurde von McRuer und Klein (1976) festgestellt, dass die Phasenreserve des offenen Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises bei steigender äquivalenter Verzögerungszeit der Gieregeschwindigkeit bzw. bei niedriger Giereigenfrequenz abnimmt. Die Schnittfrequenz bleibt dagegen jedoch fast konstant.

5.2 Der Fahrer als Regler

Es gibt viele verschiedene Fahrermodelle, die für Verkehrssimulation, Panikreaktion, Assistenzsystem, Fahrzeugentwicklung usw. entwickelt wurden. Ein allgemeines Fahrermodell für alle Fahrsituationen gibt es nicht (Willumeit und Jürgensohn, 1997; Jürgensohn, 2000). Für die Analyse und Optimierung des Fahrverhaltens wird häufig auf ein regelungstechnisches Modell zurückgegriffen, so dass eine Stabilitätsanalyse möglich ist (vgl. Abschnitt 5.1.3).

Die Vorgänge des Fahrerverhaltens können durch drei Prozesse beschrieben werden: Informationsaufnahme, Informationsverarbeitung und Informationsumsetzung. Bei der Informationsaufnahme werden verschiedene Informationen durch Sinnesorgane des Menschen wahrgenommen (vgl. Abschnitt 2.1). Die aufgenommenen Informationen werden beispielsweise mit dem Entscheidungsmechanismus im Gehirn verarbeitet. Bei der Informationsumsetzung handelt es sich um die Umsetzung der aus Informationsverarbeitung resultierten Handlungssequenzen durch Muskelkraft in die mechanische Bewegung (Bubb, 1993).

Das menschliche Lenkverhalten wird oft mit einem „Zwei-Ebenen-Modell“ beschrieben (Donges, 1978; Willumeit und Jürgensohn, 1997). Der Fahrer lenkt zuerst mit Hilfe einer antizipatorischen Steuerung und die übliche Spurabweichung wird dann kompensatorisch geregelt, wie Abbildung 5.5 zeigt (vgl. Abschnitte 5.1.1 und 5.2.2). Das „nicht aufgabenbezogene Lenken“ umfasst die nicht nachbildbaren Bestandteile bzw. die Restgröße, z.B. durch Rauschen der menschlichen Wahrnehmungsorgane und der Muskulatur.

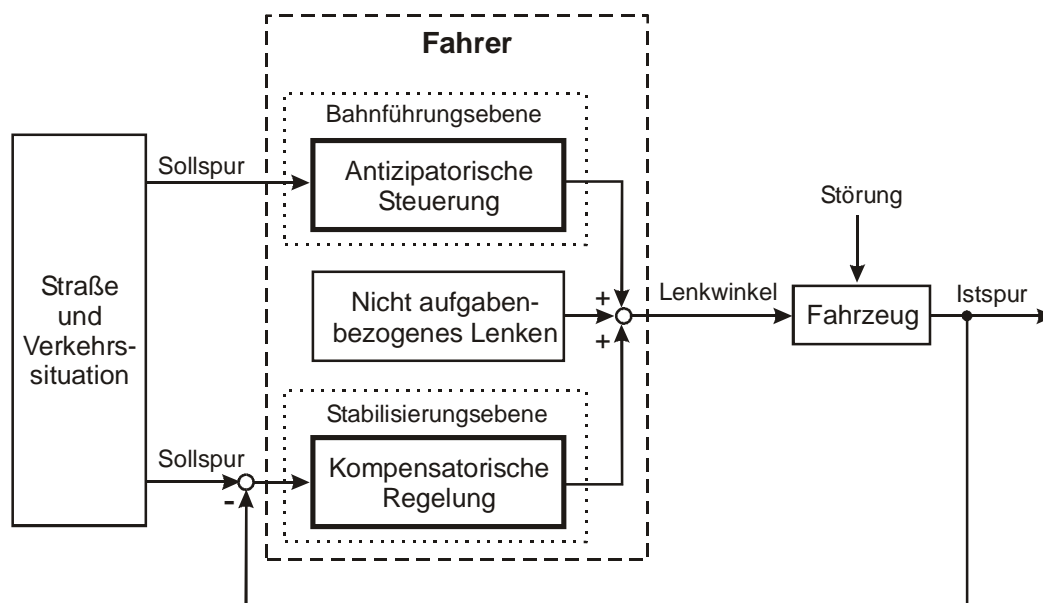


Abbildung 5.5 Zwei-Ebenen-Modell nach Donges (1978)

5.2.1 Steuerung durch Vorausschau

Durch Vorausschau baut der Fahrer eine antizipatorische Steuerung auf. Aus einem Vorausschauzeitpunkt wird die Straßenkrümmung geschätzt, die zu einem späteren Zeitpunkt für die Steuerung des Fahrzeuges benötigt wird (Apel und Mitschke, 1997; Donges, 1978; Neculau, 1992; Reichelt und Strackerjan, 1992). Diese antizipatorische Steuerung reduziert die Spurabweichung und ermöglicht es den gesamten Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis zu stabilisieren (McRuer et al., 1977). Der Fahrer kann beispielweise kurz vor einer Kurve schon einlenken, um die effektive Totzeit von Fahrer und Fahrzeug (vgl. hierzu Abschnitt 5.1.2) zu kompensieren (Donges, 1978; Reichelt, 1990). Die Phasenreserve des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises wird dadurch erhöht. Die geschätzte Straßenkrümmung wird ebenfalls für die Längsdynamik zur Verfügung gestellt und der Fahrer kann aus eigenen Erfahrungen in der aktuellen Fahrsituation entscheiden, ob die Fahrgeschwindigkeit angepasst werden muss (Neculau, 1992).

Die Vorausschauzeit wurde jeweils in der Größenordnung von 1 s bei Querdynamik und 1.5 s bei Längsdynamik für Simulationen des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises verwendet (Yuhara et al., 1999; Guan et al., 2000). Donges (1978) kam bei Versuchen im beweglichen Fahrsimulator zu dem Ergebnis, dass die Antizipationszeit bzw. Vorausschauzeit unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist und ca. bei 1 s liegt. Die Entfernung zum Vorausschauzeitpunkt wird durch die steigende Fahrgeschwindigkeit vergrößert, da die Entfernung bei einer konstanten Vorausschauzeit proportional zur Fahrgeschwindigkeit ist ($\text{Entfernung} = \text{Vorausschauzeit} * \text{Fahrgeschwindigkeit}$).

Bubb (1993) stellte fest, dass die optimale Vorausschauzeit von der Grenzfrequenz der Führungsfunktion abhängt und zwischen 2 und 3 s liegt, da der Mensch die veränderliche visuelle Informationsreihenfolge von ca. 2 s im Gedächtnis behalten kann. Der Fahrer ist bereit, seinen Blick bis zu 2 s abzuwenden, um Instrumente zu beobachten. Hier entsteht also eine „Zwei-Sekunden-Marke“.

Die Untersuchungen aus dem Bereich der automatischen Fahrzeugführung, deren Regler aus elektronischen Systemen statt menschlichen Regeltätigkeiten besteht, wie beispielweise das kalifornische Projekt PATH (Partners for Advanced Transit and Highways), zeigen, dass der gesamte Regelkreis besser gedämpft bzw. stabiler wird, je früher der Fahrbahnverlauf von Sensoren detektiert werden kann (Guldner et al., 1997; Mayr, 2001).

Bei der Untersuchung des Fahrer- und Fahrzeug-Modells durch das Wurzelortskurven-Verfahren¹³ zeigten Kusaka und Higuchi (1998), dass ein mit kleinen Phasen gut gedämpfter Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis durch eine passende Vorausschauzeit (2 s) erreicht werden kann.

Bei normaler Kraftfahrzeugfahrt wird nicht nur der zukünftige Straßenverlauf bzw. die geschätzte Straßenkrümmung durch die Vorausschau berücksichtigt, *sondern es wird der zukünftige Verlauf der Fahrzeugbewegung aus den gegenwärtigen, gefühlsmäßig erfassten Fahrzeug- und Fahrparametern zusätzlich vorgeahnt* („inneres Modell“). Dies ist eine Art der Voranzeige, die den Menschen v.a. bei Aufgaben unterhalb seiner Grenzregelfrequenz entlasten kann (Bubb, 1993).

Wallis et al. (2002) untersuchten ein solch inneres Modell bei einem einfachen Spurwechsel-Manöver mit der Fahrgeschwindigkeit von 65 km/h im statischen Fahrsimulator. Der einfache Spurwechsel, der täglich in normalen Fahrsituationen vorkommt, soll aus einer annähernd sinusförmigen Lenkbewegung bestehen. Bei fehlender visueller Information¹⁴ konnte jedoch keine der 8 Versuchspersonen dieses Fahrmanöver vollständig durchführen. Lediglich wurde die erste Hälfte der sinusförmigen Lenkbewegung beobachtet und die zweite Hälfte der Lenkbewegung fehlte, sogar bei den erfahrenen Fahrern. Die Autoren berichteten, dass der Fahrer möglicherweise die Strategie „erst Lenken und dann Schauen“ benutzt. Außerdem wurde für die komplette Lenkbewegung über 2 s benötigt, die folglich die oben genannte „Zwei-Sekunden-Marke“ überschreitet. Es kann also sein, dass das innere Modell nicht immer richtig oder vollständig ist.

5.2.2 Regelverhalten

Die Regeltätigkeiten des Fahrers zur Querführung werden häufig durch einen „universellen Regler“ modelliert, das sogenannte Tustin-Modell (Bubb, 1993) bzw. quasilineare Modell (Jürgensohn, 2000):

$$F_M(s) = \frac{K_P(1 + T_A s)}{(1 + T_1 s)(1 + T_N s)} \cdot e^{-\tau_T s} \quad (5.2)$$

Die Eigenschaft des Menschen als PD-Regler wird durch die Verstärkung K_P und ein Vorhaltglied T_A beschrieben. Die Verzögerung durch das PT_1 -Glied mit der Anpasszeit T_1 entspricht einer gewissen glättenden Wirkung bei der Übertragung von Signalen. Ein weiteres PT_1 -Glied mit der Zeitkonstante T_N wird durch das Hand-Arm-System verursacht. Die physiologische Reaktionszeit des Menschen wird durch eine Totzeit τ_T modelliert. Die

¹³ Die Wurzelortskurve (WOK, English: root locus) ist ein regelungstechnisches Verfahren, um den Verlauf der Polstellen des geschlossenen Regelkreises mit unterschiedlicher Verstärkung zu analysieren (s. Föllinger, 1994)

¹⁴ Beim Anfang des Spurwechsels fährt das Auto in einen unbeleuchteten Tunnel. Die Sichtweite ist dann 0 m.

Parameter des menschlichen Reglers bewegen sich in folgenden Wertebereichen, wie Tabelle 5.2 zeigt (Bubb, 1993).

Parameter	Wertebereich
Verstärkung K_P	1-100
Vorhaltezeit T_A	0 -25 s
Totzeit (Reaktionszeit) τ_T	0.2 -0.3 s
Neuromuskuläre Verzögerungszeit T_N	0.1 -0.16 s
Verzögerung des Anpassterms T_1	0 -20 s

Tabelle 5.2: Parameter für das Tustin-Modell (Bubb, 1993)

Der Eingang zum Regler bzw. zum Fahrermodell kann die Spurabweichung oder der Gierwinkelfehler sein und die Ausgangsgröße ist meistens der Lenkradwinkel (vgl. hierzu Abbildung 5.5). Das menschliche Regelverhalten kann ebenfalls durch eine Mehrgrößenregelung beschrieben werden. Die oft verwendeten Regelgrößen sind die Spurabweichung, der Gierwinkelfehler und die Krümmungsdifferenz des Straßenverlaufs (Donges, 1978; Willumeit und Jürgensohn, 1997; Apel und Mitschke, 1997). Donges (1978) berichtete in seinem Artikel, dass der Gierwinkelfehler die wichtigste Information von den drei visuellen Wahrnehmungsgrößen ist. Gleichzeitig wurde beobachtet, dass die Gewichtung der Krümmungsdifferenz mit steigender Fahrgeschwindigkeit zunimmt und die Gewichtung der Querabweichung mit steigender Fahrgeschwindigkeit abnimmt.

Das in Gleichung (5.2) beschriebene **Tustin-Modell** hat keinen Zusammenhang mit der vom Bedienelement zurückgeführten Gegenkraft. Eine solche Krafrückmeldung aus dem Bedienelement wird in einem sogenannten **Präzisionsmodell** mitberücksichtigt, so dass diese Krafrückmeldung mit dem neuromuskulären Hand-Arm-System zusammen modelliert werden kann (Boller, 1977; Bubb, 1993; Krüger, 1989). Die beiden Modelle zeigen jedoch erst unter der Regelfrequenz von 0.1 Hz deutliche Unterschiede (Bubb, 1993).

Verzögerungszeit

Die neuromuskuläre Verzögerungszeit und die Verzögerungszeit des Anpassterms sind erst bei Regelfrequenzen größer 1 Hz bedeutsam (Bubb, 1993). Für den für manuelles Regeln wesentlichen Frequenzbereich zwischen 0.2 und 1.0 Hz kann das Regelverhalten des Menschen vereinfachend durch einen PD-Regler mit einem Totzeit-Glied angegeben werden (Bubb, 1993):

$$F_M(s) = K_P(1 + T_A s) \cdot e^{-\tau_T \cdot s} . \quad (5.3)$$

Totzeit

Alle informatorischen Prozesse des Menschen (vgl. Abschnitt 5.2) beinhalten eine Totzeit. Sie werden im Totzeit-Glied mit der Zeitkonstanten τ_T zusammengefasst. Je schwieriger die Regelstrecke bzw. je höher der Ordnungsgrad (vgl. Abschnitte 4.2.1 und 5.1.2) ist, desto längere Informationsverarbeitungszeit braucht der Mensch (Johannsen, 1977).

Donges (1978) zeigte, dass die Totzeit bzw. die Reaktionszeit des Fahrers bei der kompensatorischen Regelung (vgl. Abschnitte 5.1 und 5.2) mit steigender Fahrgeschwindigkeit abnimmt. Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit kann sich der Fahrer also für die Kompensation der Spurabweichung Zeit lassen und bei höherer Fahrgeschwindigkeit wird er gezwungen, schneller zu reagieren. Die Fahraufgabe und die Regelstrecke Fahrzeug verändern sich jedoch gleichzeitig bei Änderung der Fahrgeschwindigkeit (vgl. Abschnitt 5.3.1).

Willumeit und Jürgensohn (1997) deuteten an, dass die Totzeit des Fahrermodells sinnlos wird, wenn die Totzeit durch die Vorausschau bzw. antizipatorische Steuerung (s. Abschnitt 5.2.1) kompensiert wird.

Vorhaltezeit

Bei Fahrversuchen mit Seitenwindstörung konnten McRuer und Klein (1976) durch die Analyse der Parameter des Fahrermodells bei verschiedenen Fahrzeug-Konfigurationen zeigen (vgl. Abschnitt 5.1.3), dass der Fahrer mehr Vorhalt (PD-Verhalten) erzeugen muss, um eine höhere äquivalente Verzögerungszeit der Giergeschwindigkeit zu kompensieren, damit die Schnittfrequenz (vgl. Abschnitt 5.1) konstant bleibt. Erfahrene Fahrer können diese Kompensation besser durchführen bzw. sich schneller an unterschiedliche Fahrzeuge adaptieren.

Eine größere Vorhaltezeit verursacht jedoch wiederum eine größere Totzeit bei der Informationsverarbeitung und beeinträchtigt die subjektive Bewertung, da die Vorhaltbildung für Menschen eine zusätzliche Belastung bewirkt (McRuer und Klein, 1976; Johannsen, 1977; Bubb, 1993; Apel und Mitschke, 1997)

Bolte (1991) analysierte die Fahrer-Daten bei Untersuchungen im Fahr Simulator mit einem Lenkrad und einem aktiven Stick als Bedienelement und zeigte, dass die Vorhaltezeit beim Stick kleiner ist als beim Lenkrad. Die Totzeit des Fahrers ist jedoch beim Stick größer als beim Lenkrad. Bolte erklärte dies damit, dass der Fahrer die Aufgabenstellung durch den aktiven Stick leichter als mit einem Lenkrad empfindet (vgl. Abschnitte 5.1.2 und 5.3.4).

5.3 Diskussion

5.3.1 Änderung der Schnittfrequenz und der effektiven Totzeit

Die Schnittfrequenz nimmt mit steigender Fahrgeschwindigkeit bei der Fahrzeugquerführung ab (s. Abschnitt 5.1.2). Donges (1978) zeigte, dass die Totzeit des Fahrers bei steigender Fahrgeschwindigkeit abnimmt (s. Abschnitt 5.2.2). Die effektive Totzeit des Crossover-Modells wird ebenfalls abnehmen, falls die Totzeit des Fahrzeuges bei steigender Fahrgeschwindigkeit konstant bleibt oder deren Änderung im Vergleich zur menschlichen Totzeit vernachlässigbar ist.

Bei sinkender Schnittfrequenz kann aus Tabelle 5.1 herausgelesen werden, dass entweder die Aufgabe leichter oder die Regelstrecke schwerer wird. Die sinkende effektive Totzeit bedeutet jedoch, dass entweder die Aufgabe schwerer oder die Regelstrecke leichter wird. Dieser Widerspruch kann darin liegen, dass die Fahraufgabe und die Regelstrecke Fahrzeug gleichzeitig durch die wachsende Fahrgeschwindigkeit verändert werden.

Bei Fahrversuchen mit Seitenwindstörungen und verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen (unterschiedliche Lenkübersetzung und Giereigenfrequenz) von McRuer und Klein (1976) wurde lediglich ein Unterschied der Phasenreserve beobachtet und die Schnittfrequenz blieb fast konstant (vgl. Abschnitt 5.1.3). Laut der Ergebnisse in Tabelle 5.1 sollten bei einer schwierigen Regelstrecke die Schnittfrequenz und die Phasenreserve sinken und die effektive Totzeit steigen. Es kann sein, dass der Bediener durch eigene Adaption (s. Abschnitt 5.3.4) bei kleiner Parameteränderung der Regelstrecke (Ordnungsgrad bleibt unverändert) versucht, die gewünschte Schnittfrequenz zu erhalten. Bubb, P. (1978) kam zu einem ähnlichen Ergebnis, nämlich dass die Regelleistung des Menschen mehr vom Ordnungsgrad als vom Typ beeinflusst wird (vgl. Abschnitt 4.2.1).

5.3.2 Fahraufgaben

Um ein modellierbares Fahrermodell nachzubilden, wurden viele Fahraufgaben nur im Fahrsimulator unter sehr bestimmten Umständen durchgeführt (s. Abschnitt 5.1.1). In der Realität bestehen die normalen Fahraufgaben jedoch aus Folgeaufgaben und Kompensationsaufgaben (vgl. Abschnitte 5.1.1, 5.3.2, 6.1.2 und 6.2.2). Bei Folgeaufgaben sind der zukünftige Straßenverlauf und die jetzige sowie die geschätzte zukünftige Fahrzeugbewegung für den Fahrer gleichzeitig vorhanden. Der Fahrer kann also vorausschauend lenken (vgl. Abschnitt 5.2.1). Bei Kompensationsaufgaben wird nur die momentane Änderung wie z.B. durch plötzlich auftretenden Seitenwind wahrgenommen. Das in Abschnitt 5.2.2 beschriebene Regelverhalten des Fahrers ist erst gültig bei Kompensationsaufgaben. Willumeit und Jürgensohn (1997) schrieben sogar, dass *nur in den seltensten Fällen das Verhalten des Menschen so eindeutig ist, dass es sich mit mathematischen Methoden wie der linearen Regelungstheorie beschreiben lässt*.

In Abschnitt 4.3 wurde darauf hingewiesen, dass eine Lagesteuerung bei Folgeaufgaben und eine Geschwindigkeitssteuerung bei Kompensationsaufgaben besser geeignet ist. Viele Untersuchungen über variable Lenkübersetzung (s. Abschnitt 3.3) zeigen, dass eine Giergeschwindigkeitssteuerung (Lenkradwinkel proportional zur Giergeschwindigkeit) bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit für den Fahrer grundsätzlich besser geeignet ist. Verschiedene Ansätze können betrachtet werden:

- Die Folgeaufgaben sind durch Geschwindigkeitssteuerung besser auszuführen als die Kompensationsaufgaben durch Lagesteuerung.
- Die Fahraufgaben bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit sind eher Kompensationsaufgaben. Die bisherigen Annahmen über Folgeaufgaben sind möglicherweise eine andere Art von Kompensationsaufgaben.
- Die Geschwindigkeitssteuerung bei Kompensationsaufgaben ist äquivalent zur Lagesteuerung bei Folgeaufgaben (Lenkradwinkel proportional zur Giergeschwindigkeit = Lenkradwinkel proportional zum Gierwinkel im Vorausschaupunkt bzw. Giergeschwindigkeit * Vorausschauzeit)

5.3.3 Fahrerunterstützung

Rennfahrer oder Profifahrer gewinnen innere Modelle für kritische Fahrsituationen im Grenzbereich der Reifenkennlinie durch viel Übung. Das nichtlineare Reifen-, sowie Fahrzeugverhalten im Grenzbereich ist jedoch für die meisten normalen Fahrer sehr fremd und sie sind bei solchen kritischen Situationen ungeübt und daher nicht vorbereitet. Der Fahrer muss sich bei großer Änderung der Fahreigenschaft stärker adaptieren, um das gewünschte Fahrer-Fahrzeug-Systemverhalten zu erhalten. Diese Änderung der Fahreigenschaften im Grenzbereich ist häufig die Ursache für Unfälle ohne Fremdverschuldung (Ammon, 1997).

Durch Analyse des Fahrverhaltens in kritischen Situationen zeigt sich, dass gleichzeitiges Lenken und Bremsen (mit ABS) für die Stabilisierung des Fahrzeuges und die Beherrschung des Fahrzustands sinnvoll ist (Dreyer, 1993; Sievert, 1994). Eckstein (2001) berichtete jedoch, dass sich der Fahrer bei kritischen Situationen häufig auf die Bremsung konzentriert und zu spät lenkt. Eine weitere Einschränkung des menschlichen Vermögens ist die Limitation in der Informationsumsetzung (Eckstein, 2001). Beispielweise kann der Fahrer nicht vier Einzelrad-Bremsen betätigen, wie die rechnergestützte Fahrstabilitätskontrolle (wie DSC oder ESP), auch wenn es vier Bremspedale gäbe.

Die Bandbreite der menschlichen Regelleistung ist eine andere Beschränkung bei der Stabilisierung des Fahrzeuges. Bubb (1993) stellte fest, dass der für manuelles Regeln wesentliche Frequenzbereich zwischen 0.2 und 1.0 Hz liegt. Untersuchungen über manuelle Regelungen und Flugzeugführungen deuten an, dass der Frequenzbereich menschlicher Regeltätigkeiten zur Leistungsverbesserung des Gesamtsystems durch aktive Bedienelemente zwischen 0.4 und 0.6 Hz liegt (Mücke, 1999; Brockhaus, 1994; vgl. Abschnitt 6.3.7).

Je mehr der Fahrer in der Stabilisierungsebene entlastet wird, desto besser kann er sich auf die übergeordnete Bahnführungs- und Navigationsebene konzentrieren. Die Beanspruchung kann dadurch reduziert und somit die Fahrsicherheit erhöht werden (Donges, 1985). Fahrerunterstützungen wie ABS und DSC helfen dem Fahrer das Fahrzeug besser zu stabilisieren und funktionieren wesentlich schneller (also hochfrequenter) und präziser als der Fahrer, der durch seinen körperlichen und seelischen Zustand stark beeinflusst wird.

Erfahrungen aus dem Bereich der Flugregelung zeigen, dass die Flugeigenschaften durch verschiedene untergeordnete Regler beeinflusst werden. Der Pilot kann von den höherfrequenten Regeltätigkeiten wie der Stabilisierung und der Entkopplung der einzelnen Freiheitsgrade und der Störungsunterdrückung entlastet werden und sich intensiver den übergeordneten Aufgaben zuwenden. Die Sicherheit wird dadurch erhöht (Brockhaus, 1994).

5.3.4 Variabilität des Menschen

Bei dem Crossover-Modell wurde schon gezeigt, dass der Mensch sich an verschiedene Regelstrecken anpasst, um ein bestimmtes Gesamtsystemverhalten zu erreichen (s. Abschnitte 5.1 und 5.1.2). Tabelle 5.1 zeigt solche Adaptionen bei verschiedenen Bedingungen. Bei gleichen Regelstrecken mit unterschiedlichen Aufgaben reagiert der Mensch unterschiedlich. Bei gleichen Aufgaben mit unterschiedlichen Regelstrecken verhält sich der Mensch wieder

anders. Das menschliche Regelverhalten wurde wie in Abschnitt 5.2 unter sehr bestimmten Versuchsumgebungen grob beschrieben. Zusätzlich ist das Regelverhalten neben den Randbedingungen von Aufgaben und Regelstrecken jedoch bei jeder einzelnen Person unterschiedlich. Das hängt sehr stark mit den individuellen Strategien, Erfahrungen, Motiven etc. zusammen (Jürgensohn, 2000 und 2001; Irmscher; 2001). Bei Betrachtung der allgemeinen Fahrzeugführung wird die Streuung zwischen verschiedenen Fahrern noch größer.

Andere Schwierigkeiten bei der Modellierung des Menschen als Regler liegen darin, dass alle informatorischen Prozesse (Informationsaufnahme, Informationsverarbeitung und Informationsumsetzung) nicht direkt beobachtbar und daher auch nicht dekomponierbar sind (Bubb, 1993; Jürgensohn, 2000).

Das menschliche Verhalten wird ebenfalls durch die unterschiedliche kinästhetische und haptische Rückmeldung beeinflusst, obwohl die Aufgabe und die Vorgabe zwischen dem Bediener und der Regelstrecke gleich geblieben sind (s. Abschnitt 5.1.2). Bei unterschiedlichen Bedienelementen sowie Regelkonzepten werden die Vorgabe und Rückmeldung gleichzeitig verändert. Das bedeutet, dass das Regelverhalten des Menschen bei verschiedenen Regelkonzepten auch unterschiedlich wird. Im Grenzbereich der Reifenkennlinie kann noch kein Modell das Fahrerverhalten gut beschreiben, da alle (optischen, kinästhetischen, haptischen oder akustischen) Rückmeldungen im Grenzbereich viel stärker als im Normalbereich verändert sind, in dem das gewohnte innere Erfahrungsmodell des Fahrers aufgebaut wird (vgl. auch Abschnitt 5.3.3).

Laut oben genannter Gründe ist eine konkrete Vorhersage durch Fahrer-Fahrzeug-Modelle zur Stabilitätsanalyse des Fahrer-Fahrzeug-Systems oder zum subjektiven Fahreindruck bei unterschiedlichen Bedienkonzepten nicht möglich. In Kapitel 2 wurde schon gezeigt, dass die subjektive Empfindung so feinsinnig ist, dass die Streuung der Parameter im Fahrermodell für verschiedene Personen schon zu groß für den Vergleich der subjektiven Bewertung sein kann. Eine regelungstechnische Analyse des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises kann jedoch bei bestimmten Fahraufgaben (s. Abschnitt 5.1.1) nachträglich durchgeführt werden, um das Fahrerverhalten zu untersuchen, wie die Untersuchungen von Bolte (1991), Yuhara (1992) und Hosman et al. (1990) zeigten.

Durch die Kenntnisse der bisherigen Untersuchungen über Fahrer-Fahrzeug-Regelkreise können einige Perspektiven für die Entwicklung von neuen Bedienkonzepten abgeleitet werden:

- Die vom Fahrer erzeugte Vorhaltezeit soll so klein wie möglich sein, um seine Beanspruchung zu minimieren (s. Abschnitt 5.2.2).
- Die Totzeit des Fahrzeuges soll so klein wie möglich sein, um die Phasenreserve des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises zu erhöhen (s. Abschnitt 5.1) und um den subjektiven Fahreindruck zu verbessern (s. Abschnitt 2.5.2).
- Die Unterschiede eines Menschen müssen für verschiedene Fahrsituationen mitberücksichtigt werden (s.o.).

- Die Fahraufgaben müssen mit dem Fahrzeug unter Umständen gleichzeitig miteinbezogen werden (vgl. Abschnitt 5.1.2).
- Die Vorgaben und die Rückmeldungen von der Regelstrecke „Bedienelement + Fahrzeug“ sollten zusammen betrachtet werden (vgl. Abschnitte 5.1.2 und 4.3).
- Die höherfrequenten Regeltätigkeiten zur Stabilisierung des Fahrzeuges können/sollen durch elektromechanische Regelsysteme durchgeführt werden (s. Abschnitt 5.3.3)

6 Vorschlag für neue Regelkonzepte

Aufgrund der Ergebnisse aus den vorhergehenden Kapitel können nun die möglichen Regelkonzepte zur Fahrzeugführung entworfen werden. Die Fahrzeugführung stellt in normalen Fahrsituationen eine zweidimensionale Aufgabe dar, da das Fahrzeug immer auf der Erdoberfläche bleibt. Somit benötigt man Regelkonzepte sowohl für die Längs- als auch für die Querführung. Dazu werden im folgenden die Fahraufgaben in der Längs- und Querdynamik sowie die relevanten Regelgrößen des Fahrers untersucht. Des Weiteren werden die Darstellungsarten der Fahrzeugführung für den Fahrer diskutiert. Durch die Analogie zur Vierpol-Theorie aus Abschnitt 4.3 können die Vorgabe und Rückmeldung, die der Fahrer gleichzeitig und gleichwertig empfindet, kombiniert und aus systemergonomischem Sicht analysiert werden.

6.1 Regelkonzepte für die Längsdynamik

6.1.1 Fahraufgaben und ihre ergonomische Interpretation

In der Längsdynamik sind drei Zustandsgrößen von Bedeutung, nämlich die Längsbeschleunigung (a_x), die Fahrgeschwindigkeit (v_x) und der Abstand (x) zu beispielweise einem vorausfahrenden Fahrzeug oder zu einer Ampel. Der Ruck bzw. die Änderung der Beschleunigung ist wegen zu hohem Ordnungsgrad gegenüber dem Abstand nicht relevant für die Regelgrößen des Fahrers (vgl. Abschnitt 6.1.3)

Bei einer Abstandsregelung (x) eines konventionellen Fahrzeuges kann vereinfachend angenommen werden, dass der Fahrer durch die Gaspedalstellung (α_{GP}) die Antriebskraft (K) bestimmt. Die Differentialgleichung ergibt sich gemäß (Bubb, 1993; Eckstein, 2001)

$$\alpha_{GP} \cdot a_0 \approx M_g \cdot \ddot{x} + D_{LW} \cdot \dot{x}, \quad (6.1)$$

wobei M_g die Massenträgheit des Fahrzeuges, D_{LW} die Wirkung des Luftwiderstandes und des Rollwiderstandes und a_0 die Übersetzung durch Getriebestufe und Motorkennlinienfeld sind. Für die ergonomische Betrachtung genügt es, den Zusammenhang zwischen dem Luftwiderstand und der Fahrgeschwindigkeit nicht quadratisch, sondern als linear anzunehmen (Bubb, 1993; Eckstein, 2001). Die Abstandsregelung durch das Gaspedal ist also ein Geschwindigkeitssystem (Typ 1) mit einer Beschleunigungssteuerung (Ordnungsgrad 2), vgl. Abschnitt 4.2.1.

Eckstein (2001) fasste die Aufgaben und ihre ergonomischen Interpretationen für die Längsdynamik in Tabelle 6.1 zusammen.

Fahraufgabe	Ergonomische Interpretation
Weg x mit Gaspedal regeln	$\alpha_{GP} = a_2 \cdot \ddot{x} + a_1 \cdot \dot{x}$ Geschwindigkeitssystem mit Beschleunigungssteuerung
Geschwindigkeit v_x mit Gaspedal regeln	$\alpha_{GP} = a_1 \cdot \dot{v}_x + a_0 \cdot v_x$ Positionssystem mit Geschwindigkeitssteuerung
Beschleunigung a_x mit Gaspedal beeinflussen	$\alpha_{GP} = a_0 \cdot a_x + a_1 \cdot \int a_x \cdot dt$ Integriersystem mit Positionssteuerung
Weg x mit Bremspedal regeln	$\alpha_{BP} = a_2 \cdot \ddot{x}$ Beschleunigungssystem mit Beschleunigungssteuerung
Geschwindigkeit v_x mit Bremspedal regeln	$\alpha_{BP} = a_1 \cdot \dot{v}_x$ Geschwindigkeitssystem mit Geschwindigkeitssteuerung
Beschleunigung a_x mit Bremspedal beeinflussen	$\alpha_{BP} = a_0 \cdot a_x$ Positionssystem mit Positionssteuerung

Tabelle 6.1: Verschiedene Aufgabestellungen zur Längsführung und ihre ergonomische Interpretation (Eckstein, 2001)

Die Dynamik zwischen Gaspedalstellung und Abstand kann als eine reine Beschleunigungssteuerung weiter vereinfacht werden, falls die Störungen von Fahrwiderständen und Fahrbahnsteigungen gegebenenfalls durch elektrische Systeme kompensiert werden können.

Bei der Abstandsregelung durch die Bremspedalstellung (α_{BP}) kann die Wirkung des Luftwiderstandes und des Rollwiderstandes ebenfalls vernachlässigt werden, da der Anteil der Bremskraft meistens viel größer als der Anteil der Fahrwiderstandskraft ist. Somit lautet das Übertragungsverhalten (Eckstein, 2001)

$$\alpha_{BP} \cdot a_0 \approx M_g \cdot \ddot{x}. \quad (6.2)$$

Dabei ist a_0 die Bremskraftverstärkung. Dies wird bei der ergonomischen Betrachtung als Beschleunigungssystem (Typ 2) mit Beschleunigungssteuerung (Ordnungsgrad 2) bezeichnet. Will der Fahrer statt des Abstandes die Fahrgeschwindigkeit regeln, reduziert sich die Differentialgleichung um eine Ordnung. Die Regelstrecke stellt dann ein Geschwindigkeitssystem mit Geschwindigkeitssteuerung dar (siehe Tabelle 6.1). Dies hat zur Folge, dass die Dynamik zwischen Fahrer und Fahrzeugreaktion bei gleicher Regelstrecke Fahrzeug durch verschiedene Fahraufgaben vom Fahrer unterschiedlich interpretiert wird.

Die Längsbeschleunigung sowie die Verzögerung ist eine Stellgröße, mit der die Fahrgeschwindigkeit gezielt geregelt werden kann. Will der Fahrer zum Beispiel schneller als die momentane Fahrgeschwindigkeit fahren, d.h. er will die Fahrgeschwindigkeit erhöhen (Fahrgeschwindigkeitsregelung), wird die Längsbeschleunigung durch die Betätigung des Gaspedals und eventuellen zusätzlichen Gangstufenwechsels verändert und dadurch wird die Soll-Fahrgeschwindigkeit erreicht. In Abbildung 6.1 werden die Verläufe der Fahrgeschwindigkeit und der Längsbeschleunigung bei einem Geradeausbeschleunigungsmanöver mit einem Versuchsträger (BMW E46 318i, Schaltgetriebe, Masse des Gesamtfahrzeuges mit Fahrern und Messsystemen 1602 kg) dargestellt. Der Fahrer wollte in diesem Beispiel eine maximale Fahrgeschwindigkeit so schnell wie möglich erreichen. Die Längsbeschleunigung resultierte aus der Summe verschiedener Faktoren, wie Fahrzeugmasse, Motorleistung,

Gangstufe, Gaspedal- bzw. Drosselklappenwinkel, Luftwiderstand usw. Die deutlich erkennbaren Schwingungen bei der Längsbeschleunigung wurden von dem Gangstufenwechsel und der sprunghaften Gaspedalbewegung an dem Antriebstrang, von den Achsenbauteile sowie der Karosserie angeregt (Bencker, 1998)

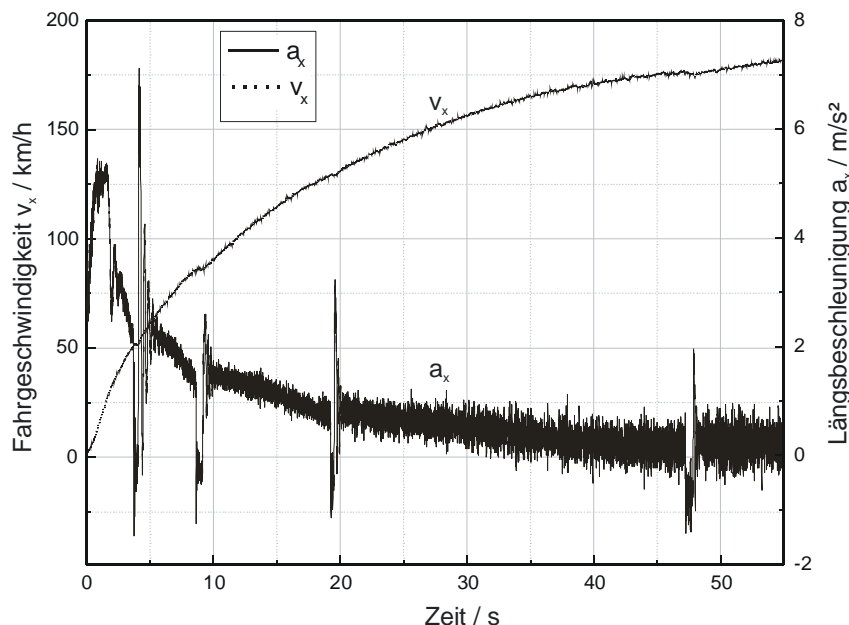


Abbildung 6.1: Fahrgeschwindigkeit und Längsbeschleunigung bei einem Geradeausbeschleunigungsmanöver

6.1.2 Darstellungsart

Die Darstellungsarten von Folgeaufgaben oder Kompensationsaufgaben haben Einfluss auf die Wahl der geeigneten Regelstrecken und der Bedienelemente für das gesamte Mensch-Maschine-System (s. Abschnitte 4.1 und 5.1.1). Die Differenz-Abbildung zwischen Soll- und Ist-Wert bei der Fahrzeugführung hängt jedoch von der Betrachtungsweise des Fahrers ab und ist daher nicht direkt beobachtbar (vgl. Abschnitt 5.3.4). Es wird jedoch versucht, die Darstellungsarten indirekt über die Wahrnehmungen und den Regelvorgang zu klären.

Bei der manuellen Regelung des Abstandes will der Fahrer beispielweise bei einer roten Ampel sein Fahrzeug anhalten. Der Fahrer sieht die veränderte Entfernung zwischen Haltelinie und eigenem Standpunkt und regelt gleichzeitig durch die Bremskraft bzw. Verzögerung (als Beispiel mit konventionellem Bremssystem). Der Fahrer sieht unmittelbar die Differenz zwischen Sollwert (Entfernung auf 0 m) und Istwert (momentane Entfernung). Die Fahraufgabe ist also eine Kompensationsaufgabe. Der Fahrer stellt sich darüber hinaus noch aufgrund „innerer Modelle“ die Lage des eigenen Fahrzeuges (Ist-Lage) vor. Gleichzeitig betrachtet er die Haltelinie bei der Ampel (Soll-Lage). Diese beiden kann er in Beziehung zueinander stellen. Die Darstellungsart wird bei solchem Fahrerverhalten als Folgeaufgabe bezeichnet. Das bedeutet, dass die Fahraufgabe eine Mischung aus Folgeaufgaben und Kompensationsaufgaben sein kann (Bubb, 1977). Es wird davon ausgegangen, dass der Anteil von Kompensationsaufgaben höher ist als von Folgeaufgaben, da die Abbildung der Folgeaufgaben einen zusätzlichen Aufwand vom Fahrer erfordert. Vor allen, wenn er sich

gerade im intensiven Regelvorgang befindet und sich auf die Betätigung des Bedienelementes konzentriert, bleibt ihm wenig „Rechenkapazität“ für die Folgeaufgabe. Er will daher den Differenzwert bzw. Soll-Ist-Abstand, der einfach von seinen Augen aufgenommen wird, direkt benutzen.

Die aktuelle Fahrgeschwindigkeit kann der Fahrer durch eine optische Rückmeldung bzw. das Geschwindigkeitsvektorfeld auf der Retina und durch eine akustische Wahrnehmung des motorkennfeldabhängigen Geräuschkennfelds grob einschätzen. Bei der Kurvenfahrt kann die kinästhetische Wahrnehmung bzw. Querbesehleunigung noch zusätzlich in die Einschätzung der Fahrgeschwindigkeit einbezogen werden (Bubb, 1977; Eckstein, 2001). Die genauere Fahrgeschwindigkeit wird jedoch über die Beobachtung des Tachometers ermittelt. Bei einer Regelung der Fahrgeschwindigkeit wegen beispielsweise einer Geschwindigkeitsbegrenzung blickt der Fahrer kurz auf das Tachometer und entscheidet sich, ob er bei Bedarf noch schneller fahren kann oder langsamer fahren soll. Während der Beobachtung der Zeigerstellung des Tachometers schätzt der Fahrer die Differenz zwischen Soll- und Ist-Fahrgeschwindigkeit. Dies deutet darauf hin, dass diese Darstellungsart bei der Regelung der Fahrgeschwindigkeit eine Folgeaufgabe ist (vgl. Abschnitt 4.1).

6.1.3 Regelkonzepte zur Längsführung

Bei der Überlegung der passenden Regelkonzepte zur Längsführung wird zunächst zur Veranschaulichung die Verzögerung zwischen Sollvorgabe und Ist-Fahrzeugreaktion vernachlässigt. Die Betrachtung mit der Systemverzögerung wird später behandelt (s.u. und vgl. Abschnitt 6.3.1). Die Regelkonzepte können durch verschiedene technische Ansätze, nämlich Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung und Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung realisiert werden (vgl. Abschnitt 4.3.2.1). Der Fahrer spürt jedoch direkt von dem kombinierten Effekt aus Kraft und Position bzw. den Bedienelementeigenschaften. In Abbildung 6.2 werden die beiden Ansätze schematisch gegenübergestellt.

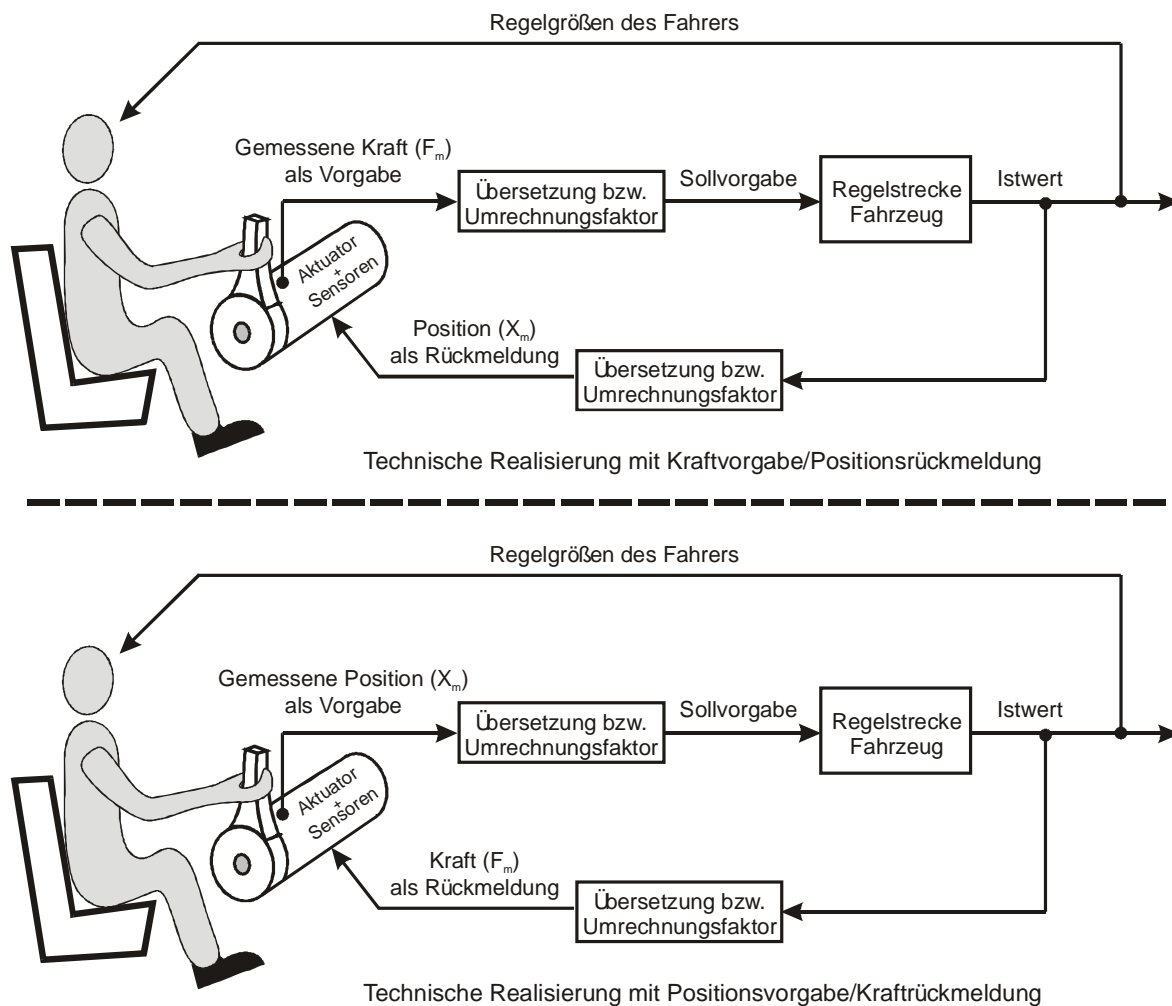


Abbildung 6.2: Gegenüberstellung der Regelkonzepte mit „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ und „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“

Im folgenden werden die möglichen Regelkonzepte zur Längsführung in zwei Kategorien, einmal mit Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung (in Tabelle 6.2) und einmal mit Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung (in Tabelle 6.3) separat vorgestellt. Grund dafür ist, dass die direkte Transformation von Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung zu Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung bei Bedienelementen mit Dämpfer-Eigenschaften nicht möglich ist. (vgl. Abschnitt 6.3.2).

Regelgröße	Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Steuerungsart nach Kraft	Steuerungsart nach Position	Bedienelementeigenschaft
Abstand x	x_{soll}	$\int x_{ist} \cdot dt$	Lagesteuerung	Integriersystem	Dämpfer
	v_{x_soll}	x_{ist}	Geschwindigkeitssteuerung	Lagesteuerung	Dämpfer
	v_{x_soll}	v_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung		Feder
Fahr-geschwindigkeit v_x	v_{x_soll}	x_{ist}	Lagesteuerung	Integriersystem	Dämpfer
	a_{x_soll}	v_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung	Lagesteuerung	Dämpfer
	a_{x_soll}	a_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung		Feder
Beschleunigung a_x	a_{x_soll}	v_{x_ist}	Lagesteuerung	Integriersystem	Dämpfer
	\dot{a}_{x_soll}	a_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung	Lagesteuerung	Dämpfer
	\dot{a}_{x_soll}	\dot{a}_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung		Feder

Tabelle 6.2: Mögliche Regelkonzepte zur Längsführung mit „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“

Regelgröße	Positions-Vorgabe (X_m)	Kraft-Rückmeldung (F_m)	Steuerungsart nach Position	Steuerungsart nach Kraft	Bedienelementeigenschaft
Abstand x	x_{soll}	v_{x_ist}	Lagesteuerung	Geschwindigkeitssteuerung	Dämpfer
	v_{x_soll}	a_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung	Beschleunigungssteuerung	Dämpfer
	v_{x_soll}	v_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung		Feder
Fahr-geschwindigkeit v_x	v_{x_soll}	a_{x_ist}	Lagesteuerung	Geschwindigkeitssteuerung	Dämpfer
	a_{x_soll}	\dot{a}_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung	Beschleunigungssteuerung	Dämpfer
	a_{x_soll}	a_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung		Feder
Beschleunigung a_x	a_{x_soll}	\dot{a}_{x_ist}	Lagesteuerung	Geschwindigkeitssteuerung	Dämpfer
	\dot{a}_{x_soll}	\ddot{a}_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung	Beschleunigungssteuerung	Dämpfer
	\dot{a}_{x_soll}	\dot{a}_{x_ist}	Geschwindigkeitssteuerung		Feder

Tabelle 6.3: Mögliche Regelkonzepte zur Längsführung mit „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“

Die häufigsten Fahraufgaben in der Längsdynamik sind die Regelung des Abstandes und der Fahr-geschwindigkeit. Da der Abstand zum Vorderwagen oder zur Haltelinie aus Fahrersicht sich ständig verändert und nur durch zusätzliche technische Ausrüstung, wie Videokamera, Laser, Radar, Ampelstatus, Digitalstraßenkarte usw., teilweise ermittelt werden kann, können die für den Abstand relevanten Vorgaben und Rückmeldungen der Regelkonzepte nicht direkt

verwendet werden. Eine Rucksteuerung (\dot{a}_{x_soll}) ist wegen zu hohem Ordnungsgrad bei der Abstandsregelung nicht geeignet (vgl. Abschnitt 4.2.1). Aus diesen Gründen können die möglichen geeigneten Regelkonzepte zur Längsführung aus Tabelle 6.2 und Tabelle 6.3 in Tabelle 6.4 zusammengefasst werden.

Regelgröße	Kraftvorgabe (F_m)	Positionsrückmeldung (X_m)	Bedienelementeigenschaft
x	v_{x_soll}	v_{x_ist}	Feder
v_x	a_{x_soll}	v_{x_ist}	Dämpfer
v_x	a_{x_soll}	a_{x_ist}	Feder
a_x	a_{x_soll}	v_{x_ist}	Dämpfer
Regelgröße	Positionsvorgabe (X_m)	Krafrückmeldung (F_m)	Bedienelementeigenschaft
x	v_{x_soll}	a_{x_ist}	Dämpfer
x	v_{x_soll}	v_{x_ist}	Feder
v_x	v_{x_soll}	a_{x_ist}	Dämpfer
v_x	a_{x_soll}	a_{x_ist}	Feder

Tabelle 6.4: Gegenüberstellung der geeigneten Regelkonzepte zur Längsführung

Die Gegenüberstellung zeigt, dass die Regelkonzepte in den beiden Kategorien „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ und „Positionsvorgabe/Krafrückmeldung“ äquivalent sind, wenn die Systemverzögerung nicht berücksichtigt wird. Daher werden die folgenden Regelkonzepte zuerst nur durch „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ dargestellt. Für eine Abstandsregelung ist das in Tabelle 6.5 gezeigte Regelkonzept bei wegbehafteten Bedienelementen besser geeignet, da die Steuerungsart hier eine Geschwindigkeitssteuerung ist (vgl. Tabelle 6.4 und Abschnitt 4.2.3). Die Übersetzungsfaktoren in der Vorgabe und Rückmeldung (ähnlich wie die Übersetzungen k_v und k_R aus Abschnitt 4.3.2.1) werden durch den Parameter C_x zusammen erfasst. Bei diesem Regelkonzept kann der Fahrer die Beschleunigung nur indirekt über einen internen Geschwindigkeitsregler beeinflussen (s. Anhang A2).

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
v_{x_soll}	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{C_x \cdot v_{soll}}{v_{ist}} = C_x$	Feder

Tabelle 6.5: Ein geeignetes Regelkonzept zur Abstandsregelung

Das äquivalente Regelkonzept mit v_{x_soll} als Positionsvorgabe und v_{x_ist} als Krafrückmeldung aus Tabelle 6.3 ist bei großer Systemverzögerung nicht geeignet, da die haptische Rückmeldung nicht der realen Regelstrecke entspricht (s.u. und vgl. Abschnitt 6.3.1).

Für eine Regelung der Fahrgeschwindigkeit sind die Regelkonzepte in Tabelle 6.6 denkbar. Dort wird auf die Steuerungsart einer Lage- oder Geschwindigkeitssteuerung zurückgegriffen

(vgl. Tabelle 6.2 und Tabelle 6.3). Die Übersetzungsfaktoren werden durch den Parameter C_x für Feder-Eigenschaft oder D_x für Dämpfer-Eigenschaft zusammen erfasst.

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
a_{x_soll}	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{D_x \cdot a_{x_soll}}{v_{x_ist}} = D_x \cdot s$	Dämpfer
a_{x_soll}	a_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{C_x \cdot a_{x_soll}}{a_{x_ist}} = C_x$	Feder

Tabelle 6.6: Geeignete Regelkonzepte zur Fahrgeschwindigkeitsregelung

Die Vorgabe der Beschleunigung (a_{x_soll}) bedeutet, dass der Fahrer keine zusätzliche Kraft ausüben muss, um das Fahrzeug auf einer konstanten Fahrgeschwindigkeit zu halten, falls die Fahrwiderstände und Straßenstörungen wie Steigung und Unebenheiten selbsttätig vom System ausgeregelt werden (vgl. auch Anhang A2).

Berücksichtigung der Systemverzögerung

In der Praxis liegt jedoch wegen großer Massenträgheit des Fahrzeuges und Fahrwiderständen eine große Verzögerung zwischen der Sollvorgabe und den Fahrzeugreaktionen sowie der Rückmeldung in der Längsdynamik vor. Die Auswirkung dieser Verzögerung kann durch ein PT_1 -Verzögerungsglied modelliert werden. Abbildung 6.3 zeigt einen Fahrgeschwindigkeitsverlauf bei der Geradeausbeschleunigung (vgl. auch Abbildung 6.1). Die Zeitkonstante (T_z) der Verzögerung hängt hauptsächlich von der Fahrzeugmasse, Motordynamik, Motorleistung, Fahrwiderständen und Aerodynamik ab.

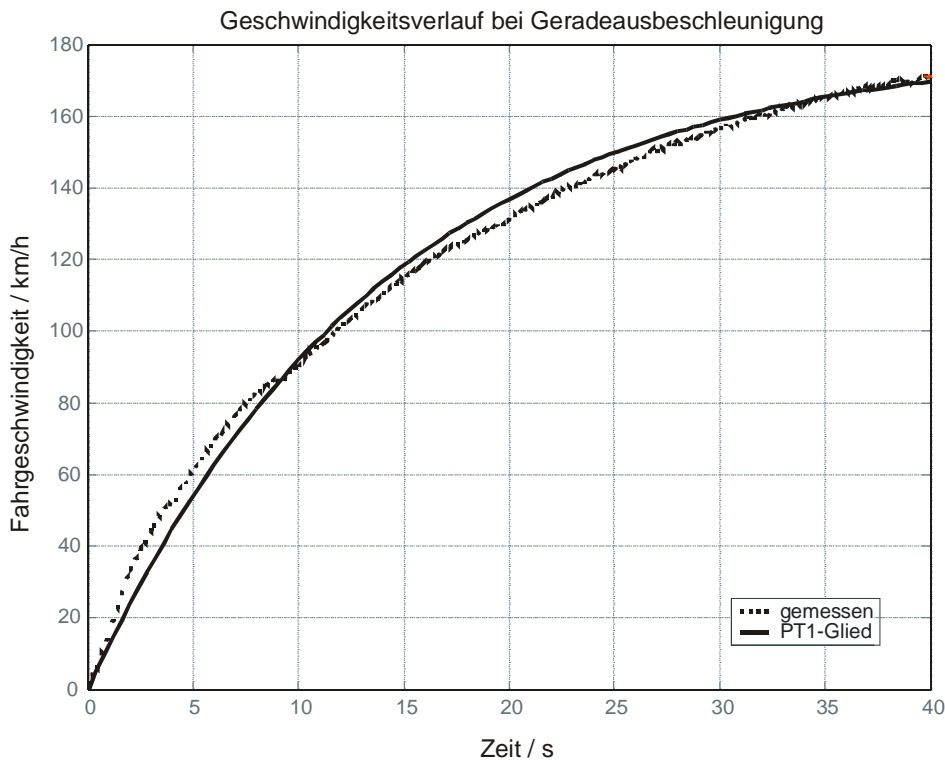


Abbildung 6.3: Fahrgeschwindigkeitsverlauf und das angenährte PT_1 -Glied mit $T_z = 15$ s

Die in Tabelle 6.5 und Tabelle 6.6 aufgelisteten Regelkonzepte können mit diesem PT_1 -Glied erweitert werden, wie in Tabelle 6.7 gezeigt wird. Die jeweilige Eigenschaft des Bedienelementes mit der Einwirkung der Systemverzögerung kann vor der Implementierung genauer simuliert werden.

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
v_{x_soll}	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{C_x \cdot v_{x_soll}}{v_{x_ist}}$ $= C_x \cdot (1 + T_Z \cdot s)$	Feder + Dämpfer
a_{x_soll}	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{D_x \cdot s \cdot v_{x_soll}}{v_{x_ist}}$ $= D_x \cdot s \cdot (1 + T_Z \cdot s)$	Dämpfer 1. und 2. Ordnung
a_{x_soll}	a_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{C_x \cdot s \cdot v_{x_soll}}{s \cdot v_{x_ist}}$ $= C_x \cdot (1 + T_Z \cdot s)$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.7: Drei Regelkonzepte mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung beim simulierten PT_1 -Verzögerungsglied

Mit einer großen Zeitkonstanten T_Z zeigen die Regelkonzepte im aktiven Bedienelement eine starke Dämpfung. Die Eigenschaften der drei Regelkonzepte tendierten zu einem isometrischen bzw. wegfreien Bedienelement, da eine große Gegenkraft bei Betätigung des Bedienelementes im ersten Augenblick erzeugt wird. Boller und Krüger (1978) berichteten ebenfalls, dass der Bediener beim aktiven Bedienelement für langsame Systeme mit großer Verzögerungszeit das „Positionier-Gefühl“ verliert. Bei Bedarf kann die Systemverzögerung auch durch andere Übertragungsfunktion höherer Ordnung simuliert werden.

Die Vorgabe mit reiner Längsbeschleunigung wird bei der Abstandsregelung als Steuerungsart „Beschleunigungssteuerung“ bezeichnet und sollte besser mit isometrischen bzw. wegfreien Bedienelementen als mit wegbehafteten Bedienelementen kombiniert werden (vgl. Abschnitt 4.2.3).

Vorhalte-Vorgabe

Durch ein Vorhalte-Glied $(1+T_V \cdot s)$ bei der Vorgabe kann das durch Systemverzögerung bewirkte trägere Bedienelement wieder kompensiert werden, wie in Tabelle 6.8 gezeigt (vgl. Abschnitt 6.3.2).

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\frac{v_{x_soll}}{1 + T_V \cdot s}$	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{C_x \cdot v_{x_soll}}{(1 + T_V \cdot s) \cdot v_{x_ist}}$ $= C_x \cdot \frac{1 + T_Z \cdot s}{1 + T_V \cdot s}$	je nach Parametern T_V u. T_Z
$\frac{a_{x_soll}}{1 + T_V \cdot s}$	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{D_x \cdot a_{x_soll}}{(1 + T_V \cdot s) \cdot v_{x_ist}}$ $= D_x \cdot s \cdot \frac{1 + T_Z \cdot s}{1 + T_V \cdot s}$	Dämpfer
$\frac{a_{x_soll}}{1 + T_V \cdot s}$	a_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{C_x \cdot a_{x_soll}}{(1 + T_V \cdot s) \cdot a_{x_ist}}$ $= C_x \cdot \frac{1 + T_Z \cdot s}{1 + T_V \cdot s}$	je nach Parametern T_V u. T_Z

Tabelle 6.8: Regelkonzepte zur Längsführung mit Vorhalte-Vorgabe und simulierter Systemverzögerung

Bei der Realisierung können jedoch mögliche regelungstechnische Probleme auftreten. Zum einen kann ein zu großer Rückführungsfaktor bzw. Vorgabefaktor eine Instabilität im gesamten Regelkreis verursachen (Hannaford, 1988). Zum anderen wird die Aktuatordynamik von der Stellgröße meistens mechanisch begrenzt. Wiederum kann das oben dargestellte Vorhaltglied und Verzögerungsglied erster Ordnung durch andere Übertragungsfunktionen höherer Ordnung ersetzt werden.

Frequenzbereich der manuellen Regeltätigkeiten

Die *Eigenfrequenz* der Längsdynamik bei Geradeausbeschleunigung, wie beispielweise in Abbildung 6.3 dargestellt, beträgt ca. 0.01Hz. Sie liegt deutlich unterhalb des Frequenzbereiches zwischen 0.2 und 1 Hz, der für die manuelle Regelung gut geeignet ist (Bubb, 1993). Die *Schnittfrequenz* bei einer Abstandshaltung zum vorausfahrenden Fahrzeug beträgt 0.046 Hz (s. Abschnitt 5.1.2), die ebenfalls viel niedriger als der optimale Schnittfrequenzbereich (0.3 - 1.6 Hz) ist (Johannsen, 1977b). Mücke (1999) zeigte, dass der Frequenzbereich der menschlichen Regeltätigkeiten, der durch aktive Bedienelemente zur maximalen Leistungsverbesserung beiträgt, zwischen 0.4 und 0.6 Hz liegt. Bei einer Untersuchung mit einem simulierten niederfrequenten U-Boot war ein passives federzentriertes Bedienelement sogar etwas besser als ein aktives Bedienelement (s. Abschnitt 4.2.4.1).

6.1.4 Vorschlag der Regelkonzepte zur Längsführung

Die Eignung von Regelkonzepten zur Längsführung ist abhängig von der Art des Bedienelementes. Das Bedienelement kann dabei wegbehaftet oder wegfrei sein (s. Abschnitt 4.2.2.1).

Regelkonzept mit einem wegbehafteten *passiven* Bedienelement

Die Erkenntnisse aus Abschnitt 6.1.3 zeigten, dass ein aktives Bedienelement, das die Dynamik der niederfrequenten Regelstrecke (Fahrzeughängedynamik) direkt zurückführt, nicht unbedingt besser zur Längsführung geeignet ist als ein passives Bedienelement. Die möglichen Regelkonzepte aus Tabelle 6.8 können daher mit einem passiven Bedienelement implementiert werden, wie in Tabelle 6.9 gezeigt wird:

Kraftvorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\frac{v_{x,soll}}{1 + T_V \cdot s}$	passive	$C_X + D_X \cdot s$	Feder + Dämpfer
$\frac{a_{x,soll}}{1 + T_V \cdot s}$	passive	$C_X + D_X \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.9: Vorschlag des Regelkonzeptes zur Längsführung mit passivem Bedienelement

Der wichtigste Unterschied zwischen beiden ist, dass der Fahrer im Regelkonzept „Kraftvorgabe zur Fahrgeschwindigkeit $v_{x,soll}$ “ bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit eine Gegenkraft ausüben muss. Beim Regelkonzept „Kraftvorgabe zur Beschleunigung $a_{x,soll}$ “ ist hingegen bei konstanter Fahrgeschwindigkeit keine Gegenkraft notwendig (vgl. Abschnitt 6.1.3). Ein zweiter Unterschied besteht in der Phase zwischen Vorgabe und Fahrzeugreaktion. Die Phase der haptischen Rückmeldung zwischen Kraftvorgabe und Position beträgt bei der Beschleunigungssteuerung -180 Grad und bei der Geschwindigkeitssteuerung -90 Grad ohne Einbeziehung der Systemverzögerung.

Für eine Abstandsregelung mit wegbehafteten Bedienelementen ist eine Geschwindigkeitssteuerung besser (vgl. Abschnitt 4.2.3). Eine Fahrgeschwindigkeitsregelung mit der Geschwindigkeitssteuerung wird als eine Lagesteuerung bezeichnet. Eine Lagesteuerung sollte mit einem viskos gedämpften Bedienelement kombiniert werden. Aus diesen Gründen wird die erste Variante „Kraftvorgabe zur Fahrgeschwindigkeit“ als bester Kompromiss angesehen.

Regelkonzept mit einem wegbehafteten *aktiven* Bedienelement

Ein passives Bedienelement kann nicht an verschiedene Fahrsituationen angepasst bzw. adaptiert werden. Ein aktives Bedienelement kann dagegen bei Bedarf fast alle Eigenschaften von isometrisch (wegfrei) bis isotonisch (kräftefrei) sowie variabler Dämpfung simulieren. Zusätzliche haptische Rückmeldungen oder Warnungen von Straßenstörungen und Fahrerassistenzsystemen sind ebenfalls durch aktive Bedienelemente möglich. In Tabelle 6.10 werden drei mögliche Regelkonzepte zur Längsführung gezeigt. Bei der ersten Variante wird die aktuelle Fahrgeschwindigkeit direkt zurückgeführt. Bei einer zu großen Verzögerungszeit T_Z muss die gewünschte dynamische Steifigkeit jedoch durch weitere regelungstechnische Maßnahmen abgestimmt werden, damit das gesamte Fahrer-Fahrzeug-System stabil bleibt (vgl. Abschnitt 6.1.3). Die dynamische Steifigkeit der zwei weiteren Regelkonzepte ist dagegen abhängig von der lokalen Kraftvorgabe und nicht von den Fahrzeugreaktionen. Die Parameter C_A und D_A entsprechen jeweils der Federsteifigkeit und Dämpfung und können gegebenen-

falls auch abhängig von verschiedenen Fahrsituationen variiert werden. Das aktive Bedienelement wird dadurch stabiler als ein Bedienelement mit direkter Fahrzustandsrückführung. Eine Fahrgeschwindigkeitssteuerung wird bei wegbehafteten Bedienelementen bevorzugt (s.o. „Regelkonzept mit einem wegbehafteten passiven Bedienelement“).

Kraftvorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\frac{v_{x_soll}}{1 + T_V \cdot s}$	v_{x_ist}	$K_{mx} = C_x \cdot \frac{1 + T_Z \cdot s}{1 + T_V \cdot s}$	je nach Parametern T_V u. T_Z
$\frac{v_{x_soll}}{1 + T_V \cdot s}$	aktiv simuliert	$K_{mx} = C_A + D_A \cdot s$	Feder + Dämpfer
$\frac{a_{x_soll}}{1 + T_V \cdot s}$	aktiv simuliert	$K_{mx} = C_A + D_A \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.10: Vorschlag des Regelkonzeptes zur Längsführung mit aktivem Bedienelement

Regelkonzept mit einem Isometrischen Bedienelement

Es bestehen folgende Gründe, weswegen ein isometrisches Bedienelement zur Längsführung eingesetzt werden kann:

- Die Interferenz bzw. Kopplung zwischen Längs- und Querrichtung können durch ein isometrisches Bedienelement in Längsrichtung reduziert werden. (vgl. Abschnitte 3.2.3.1 und 4.2.4.3)
- Bei einem stickähnlichen Bedienelement sind Störungen in der Längsrichtung auffälliger als in Querrichtung (Rühmann, 1984 und vgl. Abschnitt 3.2.3.1).
- Die Längsregelung muss nicht so exakt und häufig eingesetzt werden wie die Querregelung (Bubb, 1975; Willumeit und Jürgensohn, 1997), da sie sehr niederfrequent ist (vgl. Abschnitt 6.1.3).
- Die große Phase zwischen Vorgabe und Fahrzeugreaktion kann durch die schnelle Betätigung etwas reduziert werden, da keine Bewegung vom neuromuskulären System ausgeführt werden muss (vgl. Abschnitt 3.2.1.1).

Bei der Abstandsregelung hat sich eine Beschleunigungssteuerung mit isometrischen Bedienelementen schon als guter Lösungsansatz erwiesen. Für die Fahrgeschwindigkeitsregelung ist dieser Ansatz allerdings nicht so gut geeignet (s. Abschnitt 4.2.3), da die Betätigung ohne Wahrnehmung der Wegänderung schwierig dosierbar ist (vgl. Abschnitt 6.1.3).

Die Aufgabe einer allgemeinen Fahrgeschwindigkeitsregelung verursacht eine höhere menschliche Belastung. Die Fähigkeit der visuellen Informationsaufnahme und Informationsverarbeitung wird dadurch vermindert. Der Regelfehler zur Kurshaltung wächst bei steigender Belastung (FAZ, 1978; FAZ, 1979). Daher sollte die Fahrgeschwindigkeit, die durch Fahrwiderstände oder Störungen von Straßen verändert wird, von einem untergeordneten Geschwindigkeits-Regler geregelt werden. Der Fahrer braucht nur bei Bedarf durch die Kraftvorgabe die Beschleunigung bzw. Fahrgeschwindigkeitsänderung beeinflussen. Ein ähnliches Regelkonzept wurde schon im Daimler-Chrysler Stickauto implementiert (vgl.

Abschnitt 3.2.1.2). Beim isometrischen Bedienelement ist daher eine Kraftvorgabe zur Längsbeschleunigung, wie in Tabelle 6.11 dargestellt, für einen sehr guten Kompromiss geeignet.

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\frac{a_{x,soll}}{1 + T_v \cdot s}$	keine	unendlich	isometrisch

Tabelle 6.11: Vorschlag des Regelkonzeptes zur Längsführung mit isometrischem Bedienelement

Abstimmungen

Da die Fahrzeugparameter, wie Masse, Motorleistung, Motordynamik, Getriebeübersetzung, Aerodynamik, usw. bei jedem Fahrzeug unterschiedlich sind, müssen die Parameter der Vorgabe und Rückmeldung vom Regelkonzept ebenfalls angepasst werden. Außerdem muss die Geometrie des Bedienelementes im Regelkonzept mitberücksichtigt werden. Zum Beispiel bei einem insgesamt kleineren Winkelbereich soll die Steifigkeit wegen Störempfindlichkeit größer sein. Jedoch bei einem größeren Winkelbereich und bei einem niedrigeren Kraftbedarf ist die Dämpfung wegen der Dosierbarkeit wichtig.

Die beiden Ansätze, die Kraftvorgabe zur Fahrgeschwindigkeit mit wegbehafteten Bedienelementen und die Kraftvorgabe zur Längsbeschleunigung mit isometrischen Bedienelementen, haben jeweils Vor- und Nachteile. Für wegbehaftete Bedienelemente steht die Information der Fahrgeschwindigkeit dem Fahrer zur Verfügung. Für isometrische Bedienelemente bekommt der Fahrer zwar keine haptische Rückmeldung der aktuellen Fahrgeschwindigkeit, jedoch kann der untergeordnete Fahrgeschwindigkeits-Regler den Fahrer entlasten. Welche Variante für die Längsführung geeignet ist, vor allen bei der Kombination mit der Querführung, sollte aus realen Erprobungen gefunden werden.

6.2 Regelkonzepte für die Querdynamik

6.2.1 Relevante Zustandsgrößen für die Querführung

Bei Untersuchungen über die Korrelation zwischen subjektiven Messgrößen und objektiven Bewertungen (vgl. Kapitel 2) und bei der Identifikation und Modellierung des Fahrerverhaltens (vgl. Kapitel 5) wurde gezeigt, dass die in Tabelle 6.12 aufgelisteten Zustandsgrößen vom Fahrer als Vorgaben oder als Rückmeldungen benötigt oder von Fahrerassistenzsystemen (wie z.B. Fahrstabilitätskontrolle DSC, Spurhalteregelung bzw. Heading Control) als Regelgrößen verwendet werden, um die Querführung des Fahrzeuges stabil durchzuführen. Die Vorgabe und die Rückmeldung können bei der Betrachtung der manuellen Regelkonzepte evtl. ausgetauscht werden (vgl. hierzu Abschnitt 4.3.2).

Zustandsgrößen	Literaturquelle
Gierwinkelfehler $\Delta\Psi$	McRuer und Klein, 1976; Donges, 1978; Allen, 1982; Reichelt und Strackerjan, 1992; Yuhara et al., 1997; Farrer, 1993; Apel und Mitschke, 1997
Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$	Bundorf, 1965; Bisimis, 1977; Weir und Dimarco, 1978; Jaksch, 1979; Bränneby et al., 1991; Mitschke et al., 1991; Zomotor, 1991; Reichelt und Strackerjan, 1992; Yuhara et al., 1992; Farrer, 1993; Dettki, 1997; Segawa et al., 2000; Aurell et al., 2000
Gierbeschleunigung $\ddot{\Psi}$	Bolte, 1991
Querabweichung Δy	McRuer und Klein, 1976; Donges, 1978; Yuhara et al., 1997; Allen, 1982; Reichelt und Strackerjan, 1992; Kusaka und Higuchi, 1998; Yoshimoto et al., 2000, Willumeit und Jürgensohn, 1997; Yamazaki und Kamata, 1998; Apel und Mitschke, 1997; Kusaka und Higuchi, 1998; Naab, 2000; Yoshimoto et al., 2000; Tan et al., 1994; Farrer, 1993
Quergeschwindigkeit v_y	Godthelp, 1987; Reichelt und Strackerjan, 1992; Yoshimoto et al., 2000
Querbeschleunigung a_y	Jaksch, 1979; Niemand et al., 1980; Norman, 1984; Zomotor, 1991; Yuhara et al., 1992; Segawa et al., 2000; Eckstein, 2001
Fahrbahn-Krümmung κ	McRuer und Klein, 1976; Donges, 1978; Neculau, 1992; Reichelt und Strackerjan, 1992; Apel und Mitschke, 1997; Naab, 2000; Eckstein, 2001
Schwimmwinkel β	Lincke et al., 1973; Mitschke, 1990; Zomotor, 1991; Riedel und Gnadler, 1996; Naab, 2000

Tabelle 6.12: Wichtigste Zustandsgrößen für die Querführung des Fahrzeuges

Beim stationären Zustand mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit und einem kleinen Schwimmwinkel kann der Zusammenhang zwischen Gierwinkelfehler und der Querabweichung in Vorausschau punkt (Δy_L) durch die Gleichung

$$\Delta y_L \approx L \cdot \Delta\Psi, \quad (6.3)$$

dargestellt werden, wobei L die Vorausschauentfernung ist (vgl. Abbildung 6.4).

Die Quergeschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt (v_{y_CG}) wird bei einem kleinen Schwimmwinkel gegen Null ($v_{y_CG} \approx 0$) gehen.

Der Zusammenhang zwischen Giergeschwindigkeit und der Quergeschwindigkeit in Vorausschauentfernung (v_{y_L}) lautet

$$v_{y_L} = L \cdot \dot{\Psi}. \quad (6.4)$$

Durch die Gleichungen (6.3) und (6.4) kann gezeigt werden, dass die Drehbewegung im Fahrzeugschwerpunkt und die seitliche Bewegung im Vorausschau punkt gekoppelt sind. Die beiden Bewegungen werden gleichzeitig vom Fahrer für die Querführung verwendet. Die Zusammenhänge zwischen Drehbewegung und seitlicher Bewegung können durch Abbildung 6.4 veranschaulicht werden.

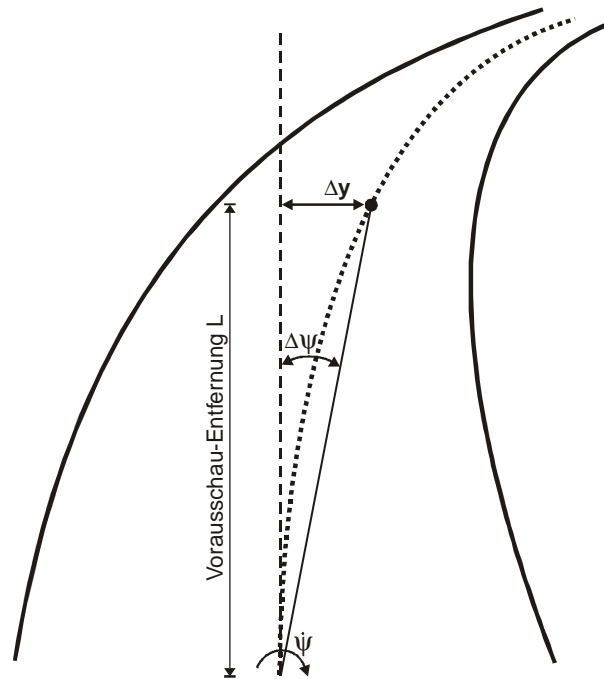


Abbildung 6.4: Schematische Darstellung bei einer Kurvenfahrt

Das Regelkonzept von Bolte (1991) nutzt die Gierbeschleunigung als Kraftvorgabe und Giergeschwindigkeit als Positionsrückführung. Dies kann in ein äquivalentes Regelkonzept umformuliert werden, in dem die Positionsvorgabe die Aufgabe der Giergeschwindigkeit und die Krafrückmeldung die der Gierbeschleunigung übernimmt (siehe Anhang A3).

Die Krümmung im Fahrzeugschwerpunkt (κ_{CG}) lässt sich annähernd durch

$$\kappa_{CG} \approx \frac{a_{y-CG}}{v_x^2} \quad (6.5)$$

beschreiben.

Die Krümmung im Vorausschaupunkt bzw. Krümmungsdifferenz zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorausschaupunkt wird vom Fahrer über den Gierwinkelfehler und die Querabweichung geschätzt (Neculau, 1992).

Die Vorausschauentfernung L

$$L = T_L \cdot v_x \quad (6.6)$$

ist bei einer konstanten Vorausschauzeit (T_L , vgl. Abschnitt 5.2.1) proportional zur Fahrgeschwindigkeit.

6.2.2 Fahraufgaben und Darstellungsarten

Fahraufgaben

Eckstein (2001) fasste die möglichen Fahraufgaben für die Querführung und ihre ergonomische Interpretation in Tabelle 6.13 zusammen.

Aufgabe	Ergonomische Interpretation
Bahnkrümmung κ beeinflussen	$\delta_{LR} = a_0 \cdot \kappa$ (Lenkradwinkel δ_{LR} ist proportional zur Bahnkrümmung) Positionssystem mit Positionssteuerung
Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$ beeinflussen	$\delta_{LR} = \frac{a_0}{v} \cdot \dot{\Psi}$ Positionssystem mit Positionssteuerung
Querbewegung a_y beeinflussen	$\delta_{LR} = \frac{a_0}{v^2} \cdot a_y$ Positionssystem mit Positionssteuerung
Gierwinkel ψ beeinflussen	$\delta_{LR} = \frac{a_0}{v} \cdot \dot{\Psi}$ Geschwindigkeitssystem mit Geschwindigkeitssteuerung
Seitlichen Abstand y beeinflussen	$\delta_{LR} = \frac{a_0}{v^2} \cdot \ddot{y}$ Beschleunigungssystem mit Beschleunigungssteuerung

Tabelle 6.13: Verschiedene Aufgabestellungen zur Querführung und ihre ergonomische Interpretation (Eckstein, 2001)

Es stellt sich nun die wichtige Frage: Wann will der Fahrer was regeln? Diese Frage kann nicht direkt bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit geklärt werden, da mit dem konventionellen Lenksystem die folgende Proportionalität zwischen Lenkradwinkel (δ_{LR}), Radwinkel (δ_{Rad}) und den Fahrzuständen im stationären Zustand

$$\delta_{LR} \sim \delta_{Rad} \sim \kappa \approx \frac{\dot{\Psi}}{v_x} \approx \frac{a_y}{v_x^2} \quad (6.7)$$

bzw.

$$\delta_{LR} \sim \delta_{Rad} \sim \kappa \sim \dot{\Psi} \sim a_y \quad (6.8)$$

gilt.

Um diese Frage zu beantworten, müssen die Abhängigkeiten zwischen Lenkradwinkel und Fahrzuständen mit dem Fahrgeschwindigkeitsverlauf mitberücksichtigt werden. Zahlreiche Untersuchungen über die variablen Lenkübersetzungen deuten darauf hin, dass eine feste Lenkübersetzung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten bis ca. 25 km/h und eine mit der Fahrgeschwindigkeit steigende Lenkübersetzung bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten ab ca. 45 km/h vom Fahrer gewünscht werden (siehe Abschnitt 3.3.5.1). Dies bedeutet, dass die Lenkvorgabe bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten proportional zur Krümmung und bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten zur Giergeschwindigkeit ist. Diese Beschreibung passt ebenfalls mit den in Tabelle 6.12 dargestellten Zustandsgrößen zusammen. Die Regelstrecke Fahrzeug kann dadurch aus Sicht des Fahrers bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten als eine Lagesteuerung und bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten als eine Giergeschwindigkeitssteuerung betrachtet werden.

Darstellungsarten

Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten beeinflusst der Fahrer die Krümmung bzw. Krümmungsdifferenz zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Vorausschaupunkt durch eine Lagesteuerung (s.o. und vgl. Abschnitt 6.2.1). Direkt aus der Sicht des Fahrers betrachtet er die Differenz zwischen Soll- und Ist-Krümmung, die sogenannte Differenzanzeige für Kompensationsaufgaben. Der Fahrer kann sich jedoch aufgrund innerer Modelle die Lage des eigenen Fahrzeuges vorstellen und betrachtet gleichzeitig auch den Straßenverlauf bzw. die Sollspur. Dann wird die Fahraufgabe eine Folgeaufgabe (Bubb, 1977). Ohne solche zusätzliche innere Vorstellungen wird die Fahraufgabe zur Querführung hauptsächlich eine Kompensationsaufgabe. Bei den optimalen Kombinationen zwischen Bedienelementen und Regelstrecken (vgl. Abschnitt 4.2.3) zeigte sich, dass bei Kompensationsaufgaben eine Lagesteuerung mit einem viskos gedämpften Bedienelement am besten kombiniert werden kann. Daher wird eine fahrgeschwindigkeitsabhängige Dämpfung im Lenkrad vom Fahrer gewünscht (vgl. Abschnitt 2.2.3). Bei Fahrversuchen mit einem Steer-by-Wire-Lenksystem im BMW-Z22-Versuchsträger zeigte sich ebenfalls, dass eine Dämpfung im Lenkrad gegen zu schnelles Lenken bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten zusätzlich zu einer leichten Federeigenschaft für den Rücklauf des Lenkrades erforderlich ist, da sonst die zu schnelle Gierbewegung als unangenehm vom Fahrer empfunden wird (Guldner, 2002).

Bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten will der Fahrer den Gierwinkelfehler durch eine Giergeschwindigkeitssteuerung reduzieren bzw. regeln (s.o. und vgl. Tabelle 6.12). Die Fahraufgabe ist daher eine eindeutige Kompensationsaufgabe, da eine Kompensationsaufgabe durch eine Geschwindigkeitssteuerung mit einem federzentrierten und viskos gedämpften Bedienelement, dem die meisten heutigen Lenksysteme entsprechen, sehr gut durchgeführt werden kann. Diese Giergeschwindigkeitssteuerung ist äquivalent zu einer Quergeschwindigkeitssteuerung im Vorausschaupunkt beim Regelkonzept mit Querbewegung als Kraftvorgabe (s. Abschnitte 6.2.1 und 6.2.3).

Diese Erkenntnisse über Fahraufgaben entsprechen dem Argument von Bubb (1985), dass *das Lenken eines Kraftfahrzeuges im wesentlichen eine Kompensationsaufgabe ist*.

Es gibt einen Übergangsbereich zwischen den Fahrgeschwindigkeiten von ca. 25 bis 45 km/h, in dem der Fahrer möglicherweise die Krümmung und den Gierwinkelfehler gleichzeitig als Regelgrößen verwendet. Die Zusammenhänge zwischen Regelgrößen, Steuerungsarten und Darstellungsarten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeitsbereichen können wie in Tabelle 6.14 zusammengefasst werden.

Fahrgeschwindigkeit	Regelgrößen vom Fahrer	Steuerungsart	Darstellungsart
niedrige bis ca. 25 km/h	Krümmung	Lagesteuerung	Folgeaufgabe/ Kompensationsaufgabe
Übergangsbereich ca. von 25 bis 45 km/h	Krümmung + Gierwinkel/ Spurabweichung	Lagesteuerung + Geschwindigkeits- steuerung	Folgeaufgabe/ Kompensationsaufgabe
mittlere und höhere ab ca. 45 km/h	Gierwinkel/Spurabweichung	Geschwindigkeitssteu- erung	Kompensationsaufgabe

Tabelle 6.14: Regelgrößen, Steuerungsart und Darstellungsart bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeitsbereichen

Der Fahrer verwendet also verschiedene Regelgrößen in unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeitsbereichen, um die Querführung zu realisieren. Eine mögliche Erklärung dafür ist das mit der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit eingeengte Blickfeld des Fahrers, wie in Abbildung 6.5 dargestellt (Gramberg-Danielsen, 1967; Seemann, 2000). Das Blickfeld wird ebenfalls durch eine höhere Belastung des Fahrers verkleinert (FAT, 1978).

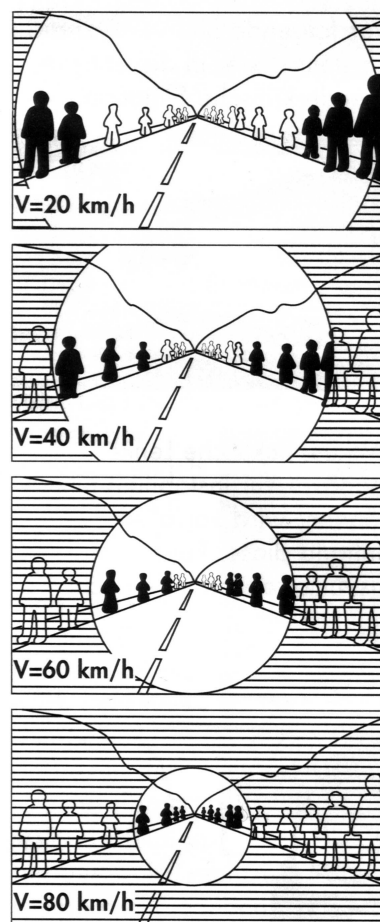


Abbildung 6.5: Blickfeld bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten (Seemann, 2000)

Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten sieht der Fahrer noch ein Teil der Fahrzeugkarosserie und der breiteren Umwelt. Er kann die Krümmung im Fahrzeugschwerpunkt sowie die Krümmung in der Vorausschauentfernung durch sein breites Blickfeld ableiten. Bei höheren

Fahrgeschwindigkeiten muss der Fahrer auf einen vorderen engen Bereich fokussieren und ist außerdem gezwungen, schneller auf Fahrsituationen zu reagieren als bei niedriger Fahrgeschwindigkeit (vgl. Abschnitt 5.2.2). Er kann daher nur den Gierwinkelfehler bzw. die Seitenabweichung betrachten. Da die Vorstellung der Folgeaufgaben eine zusätzliche Belastung des Fahrers verursacht, wird davon ausgegangen, dass die Fahraufgabe unter großer Belastung oder in kritischen Situationen eher eine Kompensationsaufgabe wird.

6.2.3 Regelkonzepte zur Querführung

Regelkonzepte für niedrige Fahrgeschwindigkeiten

Die Lagesteuerung der Straßen-Krümmung wird vom Fahrer bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten gewünscht und dazu eine Positionsvorgabe verwendet (s. Abschnitt 6.2.2). Aus diesem Grund werden die möglichen Regelkonzepte zuerst mit Positionsvorgabe und Krafrückmeldung vorgestellt. Die äquivalenten Regelkonzepte mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung können daraus transformiert werden (vgl. Abschnitt 4.3.2).

Bei Kompensationsaufgaben ist eine Lagesteuerung mit einem viskos gedämpften Bedienelement gut geeignet (vgl. Abschnitt 4.2.3). Da sich der Fahrer die Nulllage des Lenkrades bzw. Bedienelementes als Neutralpunkt vorstellt und die meisten Straßenverläufe gerade oder nur mit sehr kleiner Krümmung sind, liegt es im Interesse des Fahrers, dass sich das Bedienelement auf den Neutralpunkt selbst zentriert. Die möglichen Regelkonzepte zur Querführung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten werden in Tabelle 6.15 aufgelistet. Die Federsteifigkeit und die Dämpfung können wegen unterschiedlichen Rückführungen abhängig oder unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit sein.

Positionsvorgabe (X_m)	Krafrückmeldung (F_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
κ_{soll}	κ_{ist}	$K_{\text{my}} = \frac{F_{\text{my}}}{X_{\text{my}}} = \frac{C_y \cdot \kappa_{\text{ist}}}{\kappa_{\text{soll}}} = C_y$	Feder
κ_{soll}	$\dot{\psi}_{\text{ist}}$	$K_{\text{my}} = \frac{F_{\text{my}}}{X_{\text{my}}} = \frac{C'_y \cdot \dot{\psi}_{\text{ist}}}{\kappa_{\text{soll}}} \approx \frac{C'_y \cdot v_x \cdot \kappa_{\text{ist}}}{\kappa_{\text{soll}}}$ $= C'_y \cdot v_x = C_y$	fahrgeschwindigkeitsabhängige Feder
κ_{soll}	$\dot{\kappa}_{\text{ist}}$	$K_{\text{my}} = \frac{F_{\text{my}}}{X_{\text{my}}} = \frac{D_y \cdot \dot{\kappa}_{\text{ist}}}{\kappa_{\text{soll}}} = D_y \cdot s$	Dämpfer
κ_{soll}	$\ddot{\psi}_{\text{ist}}$	$K_{\text{my}} = \frac{F_{\text{my}}}{X_{\text{my}}} = \frac{D'_y \cdot \ddot{\psi}_{\text{ist}}}{\kappa_{\text{soll}}} \approx \frac{D'_y \cdot s \cdot v_x \cdot \kappa_{\text{ist}}}{\kappa_{\text{soll}}}$ $= D'_y \cdot v_x \cdot s = D_y \cdot s$	fahrgeschwindigkeitsabhängige Dämpfer

Tabelle 6.15: mögliche Regelkonzepte zur Querführung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten

Die in Tabelle 6.15 dargestellten Regelkonzepte können, wie in Tabelle 6.16 gezeigt, kombiniert werden. Das Funktionsprinzip ist ähnlich wie das in Abschnitt 4.2.2.3 vorgestellte „Quickend Display“, bei dem die Rückmeldung aus verschiedenen Zustandsgrößen besteht.

Positions-Vorgabe (X _m)	Kraft-Rückmeldung (F _m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
κ _{soll}	κ _{ist} u. $\dot{\kappa}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C_y \cdot \kappa_{ist} + D_y \cdot \dot{\kappa}_{ist}}{\kappa_{soll}}$ $= C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer
κ _{soll}	κ _{ist} u. $\ddot{\psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C_y \cdot \kappa_{ist} + D'_y \cdot \dot{\psi}_{ist}}{\kappa_{soll}}$ $= C_y + D'_y \cdot v_x \cdot s = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer
κ _{soll}	$\dot{\psi}_{ist}$ u. $\dot{\kappa}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot \dot{\psi}_{ist} + D'_y \cdot \kappa_{ist}}{\kappa_{soll}}$ $= C'_y \cdot v_x + D_y \cdot s = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer
κ _{soll}	$\dot{\psi}_{ist}$ u. $\ddot{\psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot \dot{\psi}_{ist} + D'_y \cdot \ddot{\psi}_{ist}}{\kappa_{soll}}$ $= v_x \cdot (C'_y + D'_y \cdot s) = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.16: Kombinationen der möglichen Regelkonzepte zur Querführung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten

Da fahrgeschwindigkeitsabhängige Feder und Dämpfung vom Fahrer als angenehm empfunden werden (vgl. Abschnitte 2.2.3, 4.2.2.2 und 6.2.2), wird die letzte Variante, nämlich die Krafrückmeldung mit Giergeschwindigkeit und Gierbeschleunigung bevorzugt.

Dieses Regelkonzept kann in ein äquivalentes Regelkonzept mit Giergeschwindigkeit und Gierbeschleunigung als Kraftvorgabe und Krümmung als Positionsrückmeldung umgeformt werden, wie Tabelle 6.17 zeigt.

Kraft-Vorgabe (F _m)	Positions-Rückmeldung (X _m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\dot{\psi}_{soll}$ u. $\ddot{\psi}_{soll}$	κ _{ist}	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot \dot{\psi}_{soll} + D'_y \cdot \ddot{\psi}_{soll}}{\kappa_{ist}}$ $= v_x \cdot (C'_y + D'_y \cdot s) = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.17: Regelkonzept mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung zur Querführung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten

Unter idealen Situationen sind die haptischen Rückmeldungen dieser beiden äquivalenten Regelkonzepte identisch (vgl. Abschnitt 4.3.2). Zu beachten sind jedoch die unterschiedlichen optischen Rückmeldungen (vgl. Abschnitte 6.3.2 und 6.3.4) und die Wirkung der möglichen Systemverzögerung (vgl. Abschnitte 6.1.3 und 6.3.1).

Die Umsetzung des in Tabelle 6.17 vorgestellten Regelkonzeptes benötigt eine Tiefpass-Filterung für die am Bedienelement ausgeübte Kraft, um die gewünschte Feder- und Dämpfer-Eigenschaft zu erzeugen, da gilt:

$$F_{my} \sim C'_y \cdot \dot{\Psi}_{soll} + D'_y \cdot \ddot{\Psi}_{soll} = (C'_y + D'_y \cdot s) \dot{\Psi}_{soll}$$

$$\Rightarrow \dot{\Psi}_{soll} \sim \left(\frac{1}{C'_y + D'_y \cdot s} \right) \cdot F_{my} \quad (6.9)$$

Die Phase zwischen Vorgabe und optischer Rückmeldung wird durch die Tiefpass-Funktion vergrößert. Die Eckfrequenz bzw. die Parameter C'_y und D'_y dieses Tiefpasses müssen noch auf verschiedene Fahrgeschwindigkeiten abgestimmt werden, da sich die Regelstrecke „Fahrzeug“ mit der Fahrgeschwindigkeit verändert. Eckstein (2001) beschrieb den Zusammenhang zwischen Bedienelement und Tiefpass-Filterung der Vorgabe. Dabei kam er zu dem Ergebnis, dass ein Tiefpass erster Ordnung mit kleinerer Eckfrequenz (größerer Verzögerung) bei isometrischen Bedienelementen und mit höherer Eckfrequenz (kleinerer Verzögerung) bei wegbehafteten Bedienelementen benötigt wird, um die neuromuskuläre Verzögerungszeit bei verschiedenen Bedienelementen anzupassen. Falls eine zusätzliche Phase lediglich die haptische Rückmeldung gezielt verändern soll, kann eine Tiefpass-Filterung statt in der Vorgabeseite auf der Rückmeldungsseite verschoben werden, wie in Tabelle 6.18 gezeigt wird.

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\dot{\Psi}_{soll}$	$\frac{\kappa_{ist}}{1 + T_z \cdot s}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot \dot{\Psi}_{soll}}{\kappa_{ist} \cdot \frac{1}{1 + T_z \cdot s}}$ $= v_x \cdot C'_y (1 + T_z \cdot s) = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.18: Alternatives Regelkonzept mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung zur Querführung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten

Regelkonzepte für mittlere und höhere Fahrgeschwindigkeiten

In Abschnitte 6.1.1 und 6.1.2 wurde gezeigt, dass eine Giergeschwindigkeitssteuerung für die manuelle Regelung des Gierwinkelfehlers im mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeitsbereich verwendet wird. Bei Kompensationsaufgaben ist eine Geschwindigkeitssteuerung mit einem federzentrierten und/oder viskos gedämpften Bedienelement gut geeignet (vgl. Abschnitt 4.2.3). Die möglichen Regelkonzepte zur Querführung bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten mit einer Feder- und Dämpfer-Eigenschaft lassen sich durch Positionsvorgabe und Krafrückmeldung in Tabelle 6.19 veranschaulichen.

Positions-Vorgabe (X _m)	Kraft-Rückmeldung (F _m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\dot{\psi}_{soll}$	$\dot{\psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C_y \cdot \dot{\psi}_{ist}}{\dot{\psi}_{soll}} = C_y$	Feder
$\dot{\psi}_{soll}$	$a_{y_{ist}}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot a_{y_{ist}}}{\dot{\psi}_{soll}} \approx C'_y \cdot v_x = C_y$	Feder (fahrgeschwindigkeitsabhängig)
$\dot{\psi}_{soll}$	$\ddot{\psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{D'_y \cdot \ddot{\psi}_{ist}}{\dot{\psi}_{soll}} \approx D'_y \cdot v_x \cdot s$ $= D_y \cdot s$	Dämpfer
$\dot{\psi}_{soll}$	$\dot{a}_{y_{ist}}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{D'_y \cdot \dot{a}_{y_{ist}}}{\dot{\psi}_{soll}} \approx D'_y \cdot v_x \cdot s$ $= D_y \cdot s$	Dämpfer (fahrgeschwindigkeitsabhängig)

Tabelle 6.19: Mögliche Regelkonzepte zur Querführung bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten

Bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten soll das Bedienelement in normalen Fahrsituationen aus Stabilitätsgründen und wegen der Rückstellung selbst zur Nulllage zurückkehren, falls der Fahrer keine zusätzliche Kraft ausübt und das Fahrzeug geradeaus fahren soll. Das bedeutet, das Bedienelement muss eine Feder-Eigenschaft besitzen. Die Krafrückmeldung mit Querschleunigung ist vorteilhafter als die Krafrückmeldung mit reiner Giergeschwindigkeit, da das Bedienelement sich bei dem Regelkonzept mit Querschleunigungsrückmeldung durch die zunehmende Fahrgeschwindigkeit versteift. Der Fahrer bekommt einen *linearen* Zusammenhang zwischen der Fahrgeschwindigkeit und der Steifigkeit des Bedienelementes.

Das Regelkonzept mit Giergeschwindigkeit als Positionsvorgabe und Querschleunigung als Krafrückmeldung kann wie in Tabelle 6.20 in ein äquivalentes Regelkonzept mit Querschleunigung als Kraftvorgabe und Giergeschwindigkeit als Positionsrückmeldung umgeformt werden.

Kraft-Vorgabe (F _m)	Positions-Rückmeldung (X _m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$a_{y_{soll}}$	$\dot{\psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot a_{y_{soll}}}{\dot{\psi}_{ist}} \approx C'_y \cdot v_x = C_y$	Feder (fahrgeschwindigkeitsabhängig)

Tabelle 6.20: Regelkonzept Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung mit Feder-Eigenschaft zur Querführung bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten

Die Querschleunigung im Schwerpunkt des Fahrzeuges als Vorgabe ist proportional zur Quergeschwindigkeit in der Vorausschauentfernung, da sich gemäß Gleichungen (6.4) und (6.6) der Zusammenhang

$$a_{y_CG} \approx v_x \cdot \dot{\Psi} = v_x \cdot \frac{v_{y_L}}{L} = v_x \cdot \frac{v_{y_L}}{T_L \cdot v_x} = \frac{v_{y_L}}{T_L} \quad (6.10)$$

ergibt.

Bei kleinem Schwimmwinkel geht die Quergeschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt (v_{y_CG}) gegen Null. Die Querbeschleunigung im Schwerpunkt (a_{y_CG}) ist bei einer konstanten Vorausschauzeit (T_L , vgl. Abschnitte 5.2.1 und 6.2.1) direkt proportional zur Quergeschwindigkeit

$$a_{y_CG} \sim v_{y_L} \quad (6.11)$$

in der Vorausschauentfernung.

Der Fahrer will offenbar die Querabweichung (Δy_L) durch eine (Quer-)Geschwindigkeits-Steuerung korrigieren (vgl. Tabelle 6.12).

Das Regelkonzept *mit Giergeschwindigkeit als Positionsvorgabe und Querbeschleunigung als Krafterückmeldung* und das äquivalente Regelkonzept *mit Querbeschleunigung als Kraftvorgabe und Giergeschwindigkeit als Positionsrückmeldung* sind im Idealfall identisch. Der Fahrer regelt den Gierwinkelfehler und die Querabweichung jeweils durch die Giergeschwindigkeits-Steuerung und die Quergeschwindigkeits-Steuerung, da die Dreh- und die Querbewegung des Fahrzeuges mit Vorderradlenkung im normalen Fahrbereich gekoppelt sind (vgl. Abschnitte 6.2.1 und 6.2.2). Yuhara und Tajima (2000) zeigten, dass der Fahrer bei 80 km/h je nach Fahrsituation verschiedene Gewichtungen für die Nutzung von Gierwinkel und Spurabweichung vornimmt (vgl. Abschnitt 3.3.3.4).

Die gewünschte Rückstellung des Bedienelementes kann durch die Kombination von Feder- und Dämpfer-Eigenschaften abgestimmt werden. Das Regelkonzept mit dem aus Feder- und Dämpfer-Eigenschaften kombinierten Bedienelement kann in Tabelle 6.21 gezeigt werden.

Positionsvorgabe (X_m)	Kraft-Rückmeldung (F_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
$\dot{\Psi}_{soll}$	a_{y_ist} u. \dot{a}_{y_ist}	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot a_{y_ist} + D_y \cdot \dot{a}_{y_ist}}{\dot{\Psi}_{soll}}$ $\approx v_x \cdot (C'_y + D'_y \cdot s) = C_y + D_y \cdot s$	fahrgeschwindigkeits-abhängige Feder + Dämpfer

Tabelle 6.21: Regelkonzept Positionsvorgabe/Krafterückmeldung mit einem aus Feder- und Dämpfer-Eigenschaften kombinierten Bedienelement bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten

Im Gegensatz zu Untersuchungen über aktive Bedienelemente mit Querbeschleunigungsrückführung im *statischen* Simulator zeigte sich in der Realität eine geringe Leistungsverbesserung (Mücke, 1999; Hosman et al., 1990). Ursache dafür ist, dass die Wirkung der kinästhetischen Rückmeldung mit der haptischen Rückmeldung über das aktive Bedienelement vergleichbar ist. Das oben vorgeschlagene Regelkonzept verfügt über einen Anteil der Ableitung der Querbeschleunigung (Querruck) in der Positionsrückführung. Diese haptische Rückmeldung mit Querruck kann deshalb bei realen Anwendungen eine weitere Leistungs-

verbesserung bringen. Dieses Regelkonzept kann in ein äquivalentes Regelkonzept mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung wie in Tabelle 6.22 dargestellt, umgeformt werden.

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
a_{y_soll} u. \dot{a}_{y_soll}	$\dot{\psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot a_{y_soll} + D_y \dot{a}_{y_soll}}{\dot{\psi}_{ist}}$ $\approx v_x \cdot (C'_y + D'_y \cdot s) = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.22: Regelkonzept Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung mit einem aus Feder- und Dämpfer-Eigenschaften kombinierten Bedienelement bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten

Die haptischen Rückmeldungen der beiden äquivalenten Regelkonzepte von Tabelle 6.21 und Tabelle 6.22 sind im Idealfall identisch. Die optischen Rückmeldungen sind jedoch unterschiedlich (vgl. Abschnitt 6.3.2). Die Umsetzung des in Tabelle 6.22 vorgestellten Regelkonzeptes benötigt eine Tiefpass-Filterung der am Bedienelement ausgeübten Kraft (vgl. Abschnitt 6.3.2), um die gewünschte Feder- und Dämpfer-Eigenschaft zu erzeugen (s.o. „Regelkonzepte für niedrige Fahrgeschwindigkeiten“). Eine andere Alternative wird in Tabelle 6.23 dargestellt. Dort wird die optische Rückmeldung trotz der Anpassung der haptischen Rückmeldung nicht durch eine zusätzliche Phase beeinträchtigt (vgl. Abschnitt 2.5).

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
a_{y_soll}	$\dot{\psi}_{ist} \cdot \frac{1}{1 + T_Z \cdot s}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{C'_y \cdot a_{y_soll}}{\dot{\psi}_{ist} \cdot \frac{1}{1 + T_Z \cdot s}}$ $\approx v_x \cdot (C'_y + D'_y \cdot s) = C_y + D_y \cdot s$	Feder + Dämpfer

Tabelle 6.23: Alternatives Regelkonzept Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung zur Querverführung bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten

Bei einem Regelkonzept mit Gierbeschleunigung als Positionsvorgabe¹⁵ und bei dem äquivalenten Regelkonzept mit Querruck (Ableitung der Querbewegung) als Kraftvorgabe ist die Fahraufgabe für Querverführung eine Beschleunigungssteuerung. Das bedeutet, wenn der Fahrer bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit mit einem solchen Regelkonzept von einem Geradeausstück in eine Kurve mit konstantem Radius fährt, muss er nach einem Vorgabesprung die Vorgabe wieder auf Null zurückbringen, um eine konstante Giergeschwindigkeit sowie Querbewegung zu behalten. In normalen Fahrsituationen ist eine

¹⁵ Das Regelkonzept mit Gierbeschleunigung als *Positionsvorgabe* ist anders als das Regelkonzept mit Gierbeschleunigung als *Kraftvorgabe*, wie beispielweise von Bolte (1991) gezeigt hat (vgl. Abschnitt 6.3.3 und Anhang A3).

Beschleunigungssteuerung mit wegbehafteten Bedienelementen jedoch nicht geeignet für Kompensationsaufgaben (vgl. Abschnitt 4.2.3).

6.2.4 Vorschlag der Regelkonzepte zur Querführung

Der manuell geregelte Frequenzbereich liegt innerhalb des Bereichs, in dem das aktive Bedienelement eine Leistungsverbesserung bringt (vgl. Abschnitte 4.2.4.1, 5.1.2 und 5.3.3). Folglich ist der Einsatz eines aktiven Bedienelementes in der Querdynamik sinnvoll. Die möglichen Regelkonzepte können aus Abschnitt 6.2.3 in Tabelle 6.24 mit Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung und in Tabelle 6.25 mit Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung zusammengefasst werden, wobei für die $\ddot{U}_{F_{ff}}$ und $\ddot{U}_{F_{fb}}$ die allgemeinen Übertragungsfunktionen, wie z.B. PD-, PT₁, PT₂-Glieder, usw. bei der Vorgabe und Rückmeldung eingesetzt werden können (vgl. hierzu Abbildung 6.12 und Abschnitt 6.3.3).

Fahrgeschwindigkeit	Positionsvorgabe (X_m)	Kraftrückmeldung (F_m)
niedrige Fahrgeschwindigkeit, bis ca. 25 km/h	$\kappa_{\text{soll}} \cdot \frac{1}{\ddot{U}_{F_{ff}}}$	$\dot{\Psi}_{\text{ist}} \cdot \ddot{U}_{F_{fb}}$
mittlere und höhere Fahrgeschwindigkeit, ab ca. 45 km/h	$\dot{\Psi}_{\text{soll}} \cdot \frac{1}{\ddot{U}_{F_{ff}}}$	$a_{y_{\text{ist}}} \cdot \ddot{U}_{F_{fb}}$

Tabelle 6.24: Vorschlag des Regelkonzeptes „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ zur Querführung

Fahrgeschwindigkeit	Kraftvorgabe (F_m)	Positionsrückmeldung (X_m)
niedrige Fahrgeschwindigkeit, bis ca. 25 km/h	$\dot{\Psi}_{\text{soll}} \cdot \frac{1}{\ddot{U}_{F_{ff}}}$	$\kappa_{\text{ist}} \cdot \ddot{U}_{F_{fb}}$
mittlere und höhere Fahrgeschwindigkeit, ab ca. 45 km/h	$a_{y_{\text{soll}}} \cdot \frac{1}{\ddot{U}_{F_{ff}}}$	$\dot{\Psi}_{\text{ist}} \cdot \ddot{U}_{F_{fb}}$

Tabelle 6.25: Vorschlag des Regelkonzeptes „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ zur Querführung

Die Verzögerung zwischen Vorgabe und Fahrzeugreaktionen bei der Querdynamik ist nicht so groß wie bei der Längsdynamik und somit können die Regelkonzepte mit Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung oder Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung zur Fahrzeugquerführung verwendet werden. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten benötigt man jedoch eine Tiefpass-Filterung in der Vorgabe, um die Phase des gesamten Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises anzupassen (vgl. Abschnitt 6.2.3). In diesem Fall ist das Regelkonzept mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung aus Flexibilitäts- und Stabilitätsgründen vorteilhafter (vgl. Abschnitte 6.3.3, 6.3.1 und 6.3.2). Im Grenzbereich wird das Regelkonzept mit Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung auch vermutlich geeigneter als das mit Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung sein (vgl. Abschnitt 6.3.5).

Übergangsbereich zwischen niedrigen und mittleren Fahrgeschwindigkeiten

Die Vorgabe und Rückmeldung im Übergangsbereich zwischen beiden Fahrgeschwindigkeitsbereichen können durch eine sanfte Umschaltung bzw. langsam veränderte Gewichtung gestaltet werden. Für die praktische Implementierung bedeutet dies, dass sich die Lenkübersetzung im stationären Zustand von einer konstanten Lenkübersetzung schrittweise auf eine fahrgeschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung verändert.

6.3 Überlegungen zum Einsatz

Zum praktischen Einsatz der Regelkonzepte können einige Situationen vor der Implementierung schon überdacht werden, wie Systemverzögerung, die möglichen unterschiedlichen optischen und haptischen Rückmeldungen sowie die Grenzbereichsbetrachtung bei einer nichtlinearen Reifenkennlinie.

6.3.1 Betrachtung der Systemverzögerung

In Abschnitte 4.3.1.2 und 4.3.2.1 wurde gezeigt, dass die beiden äquivalenten Regelkonzepte „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ und „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ theoretisch für die subjektive Bewertung des Bedieners identisch sind. Unter realen Umständen sind sie jedoch unterschiedlich, da in der Realität fast immer eine Verzögerung zwischen der Vorgabe und dem Ausgang der Regelstrecke besteht.

Zur Veranschaulichung kann eine Regelstrecke aus P-Glied (Lagesteuerung) mit einer durch ein PT_1 -Glied simulierten Verzögerung, wie Tabelle 6.26 und Tabelle 6.27 zeigen, dargestellt werden, wobei die Übersetzungen der Kraft und der Position in dem Parameter C zusammengefasst werden.

Regelkonzept Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung		
	Bedienelement	Regelstrecke
Vorgabe	F_m	Eingang (F_s)
Rückmeldung	X_m	Ausgang (X_s)
Dynamik der Regelstrecke	$\frac{\text{Ausgang } (X_s)}{\text{Eingang } (F_s)} = \frac{1}{K_s} = \frac{1}{C \cdot (1 + T_Z \cdot s)}$	
Dynamische Steifigkeit	$K_m = \frac{F_m}{X_m} = K_s = C \cdot (1 + T_Z \cdot s)$	
Bedienelement	Feder + Dämpfung	

Tabelle 6.26: Regelkonzept Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung mit simulierter Verzögerung

Regelkonzept Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung		
	Bedienelement	Regelstrecke
Vorgabe	X_m	Eingang (X_s)
Rückmeldung	F_m	Ausgang (F_s)
Dynamik der Regelstrecke	$\frac{\text{Ausgang } (F_s)}{\text{Eingang } (X_s)} = K_s = \frac{C}{1 + T_Z \cdot s}$	
Dynamische Steifigkeit	$K_m = \frac{F_m}{X_m} = K_s = \frac{C}{1 + T_Z \cdot s}$	
Bedienelement	pulsartige Reaktion bei einem Sprungeingang (PD-Glied)	

Tabelle 6.27: Regelkonzept Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung mit simulierter Verzögerung

Bei einer sprungartigen Kraftvorgabe kann die Dynamik des Bedienelementes der beiden Regelkonzepte in Abbildung 6.6 schematisch dargestellt werden.

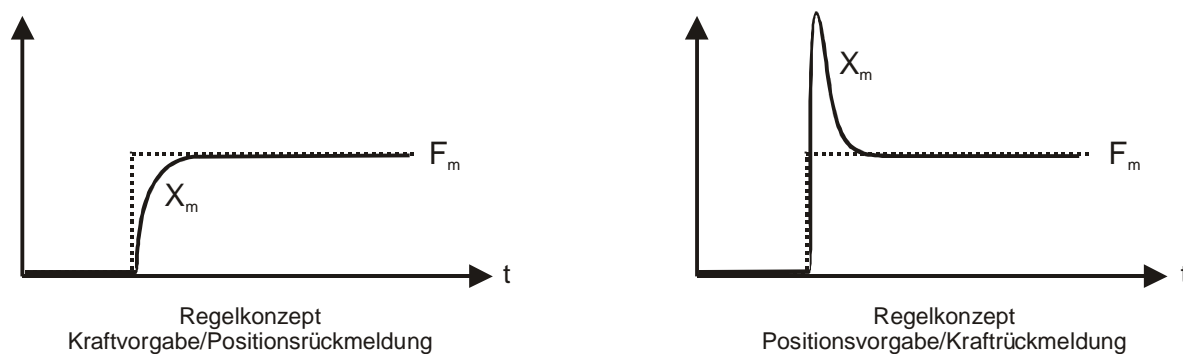


Abbildung 6.6: Gegenüberstellung der beiden Dynamiken bei einer sprungartigen Kraftvorgaben

Das Bedienelement soll normalerweise bei einer Regelstrecke mit großer Verzögerung träge bzw. mit hoher Dämpfung behaftet sein. Nur das Regelkonzept Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung kann in diesem Fall die reale Dynamik der Regelstrecke reflektieren. Der Grund dafür ist, dass diese Verzögerung nicht durch den Wechsel in das Regelkonzept Positionsvorgabe/Kraftvorgabe äquivalent konvertiert werden kann.

Der Zusammenhang zwischen der Kraft (F_m) und der Position (X_m) bei beiden Regelkonzepten kann gegenübergestellt werden. Die Position des Regelkonzeptes „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ wird von der Kraft „gefiltert“. Die Phase der Kraft eilt immer der Phase der Position vor. Im Gegensatz wird die Position des Regelkonzeptes „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ von der Kraft „differenziert“. Aus diesem Grund wird das gesamte System mit dem Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ stabiler.

Die von der Verzögerung verursachte Dämpfung kann durch die zusätzliche Modulation eines Vorhaltgliedes in der Vorgabe oder Rückmeldung vermindert werden (s. Abschnitt 6.3.2). Die Verstärkungsfaktoren der Vorgabe oder Rückmeldung können jedoch nicht beliebig erhöht werden, da der gesamten Regelkreis instabil werden kann (Hannaford, 1988). Wenn das die Verzögerung simulierte PT_1 -Glied durch eine Übertragungsfunktion höherer Ordnung wie PT_2 -Glied ersetzt wird, wird das System mit dem Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ noch instabiler.

Der oben genannte Effekt von Systemverzögerung zwischen beiden Regelkonzepten konnte mit Hilfe eines stickähnlichen Bedienelement am Prüfstand bei der simulierten Regelstrecke aus einem P-Glied (Lagesteuerung) gezeigt werden. Die Verzögerung des gesamten Systems wird aus dem Phasenverlauf in Abbildung 6.7 ersichtlich. Die Kohärenz stellt die Linearität des Systems dar. Bei einer Kohärenz 1 (ohne Einheit) verhält sich das System linear. Das System mit dem Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ kann nur bis ca. 4 Hz als linear angesehen werden.

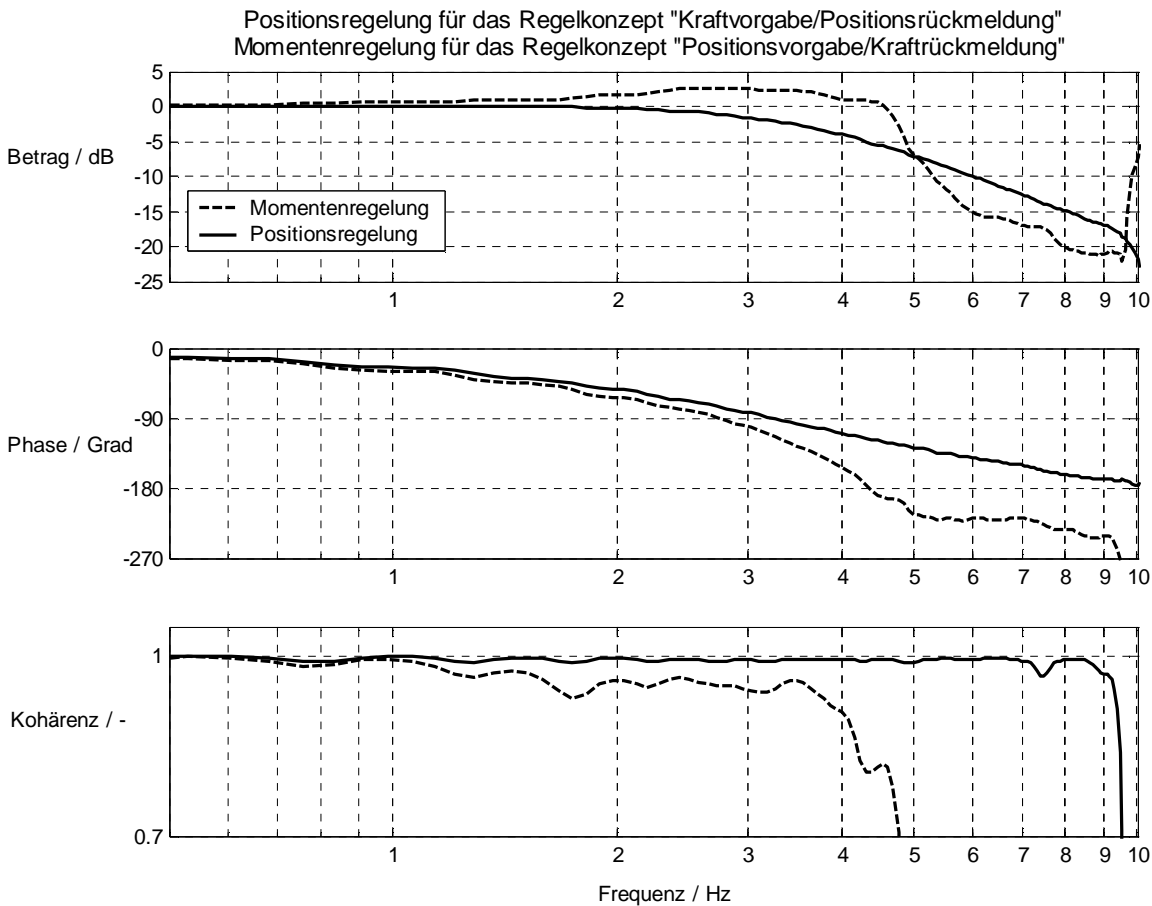


Abbildung 6.7: Bodediagramm des Bedienelementes bei Momentenregelung und Positionsregelung

Abbildung 6.8 zeigt dem Momentenverlauf des Bedienelementes, der bei einer sprunghaftigen Positionseingabe des Bedieners mit zwei verschiedenen Regelkonzepten aufgenommen wurde.

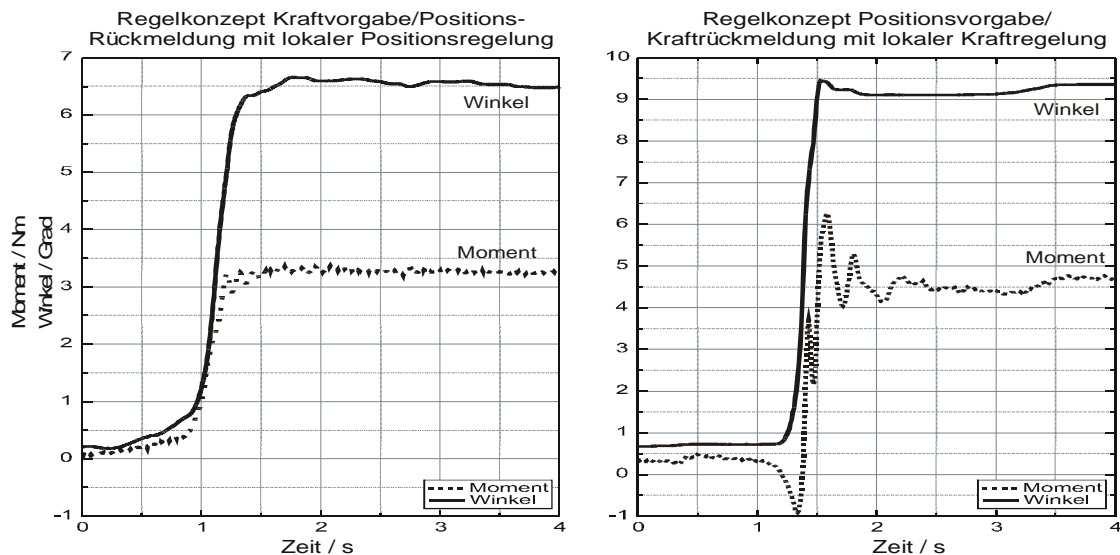


Abbildung 6.8: Gegenüberstellung der Bedienelement-Dynamik nach einer sprunghaftigen Positionseingabe zwischen zwei verschiedenen Regelkonzepten

Das Moment beim Regelkonzept „Positions-vorgabe/Krafrückmeldung“ wird zunächst bei der sprunghaftigen Positionseingabe reduziert bzw. das Bedienelement wird wegen der Verzögerung des Aktuators zuerst „weich“. Danach verhält sich das Moment beim stationären Zustand wieder wie eine Feder (Steifigkeit 0.5 Nm/Grad). Der Momentenverlauf beim Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positions-rückmeldung“ zeigt die richtige Eigenschaft mit einer Feder und Dämpfung bei der Systemverzögerung.

Die Verzögerung zwischen Radanschlag und Fahrzeugreaktionen in der Querdynamik hängt hauptsächlich von der Reifendynamik und den Fahrzeugparametern ab. Je niedriger die Fahrgeschwindigkeit ist, desto größer wird die Verzögerung (Mitschke, 1990; Heydinger et al., 1991). Bei dem Regelkonzept mit Positions-vorgabe und Krafrückmeldung muss also eine zusätzliche virtuelle Dämpfung, die direkt abhängig von der Positions-vorgabe ist, eingesetzt werden, damit die durch Verzögerung verfälschte Dynamik am Bedienelement kompensiert werden kann.

6.3.2 Vorhalte-Vorgabe und die äquivalente Rückmeldung

Um die haptische Rückmeldung gezielt zu verändern, kann ein Vorhalte-Glied (oder eine andere Übertragungsfunktion) bei Kraftvorgabe oder Positions-rückmeldung eingeschaltet werden, wie in Abbildung 6.9 dargestellt wird. Dies funktioniert ähnlich wie bei einer Vorhalte-Lenkung oder einem „Quickend-Display“ (vgl. Abschnitte 3.3.3.1 und 4.2.2.3).

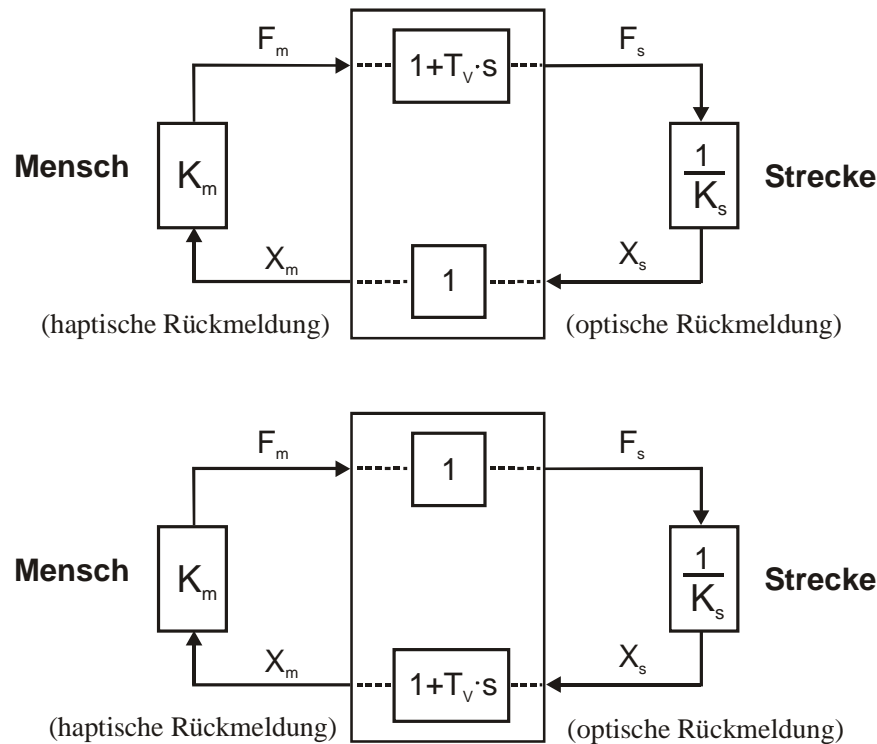


Abbildung 6.9: Gegenüberstellung des PD-Gliedes bei der Vorgabe und der Rückmeldung

Die beiden dynamischen Steifigkeiten K_M bzw. haptischen Rückmeldungen sind identisch und lauten

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\left(\frac{F_s}{1 + T_v \cdot s} \right)}{X_s} = \frac{F_s}{[(1 + T_v \cdot s) \cdot X_s]} = \frac{1}{1 + T_v \cdot s} \cdot K_s. \quad (6.12)$$

Bei praktischem Einsatz müssen jedoch die unterschiedlichen optischen Rückmeldungen mitberücksichtigt werden. Eine schnellere optische Rückmeldung bzw. Fahrzeugreaktion kann den subjektiven Fahreindruck verbessern (vgl. Abschnitte 2.4 und 2.5), wenn ein Vorhaltglied in der Kraftvorgabe bei Regelkonzepten zur Fahrzeugquerführung im mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeitsbereich verwendet werden. Im Idealfall soll die Phase beim nützlichen Frequenzbereich (bis ca. 2 Hz) zwischen Kraftvorgabe und Giergeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung Null sein, da die Phase der Geschwindigkeitssteuerung schon -90 Grad beträgt und für Kompensationsaufgaben gut geeignet ist (vgl. Abschnitt 4.2.1). Um eine Systemverzögerung aus beispielweise Aktuatoren oder Reifen zu minimieren, kann eine Vorhaltlenkung oder eine Vorsteuerung (Orend, 2000; vgl. auch Abschnitt 3.3.3) angewendet werden.

Zu beachten ist: Beim Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ wird die Phase der optischen Rückmeldung zwar durch ein PD-Glied in der Vorgabe verkleinert, wie Abbildung 6.10 zeigt, jedoch wird die Phase der haptischen Rückmeldung vergrößert, da die dynamische Steifigkeit der haptischen Rückmeldung durch die Gleichung

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{F_s}{\frac{X_s}{1+T_V \cdot s}} = \frac{(1+T_V \cdot s) \cdot F_s}{X_s} = (1+T_V \cdot s) \cdot K_s \quad (6.13)$$

beschrieben wird.

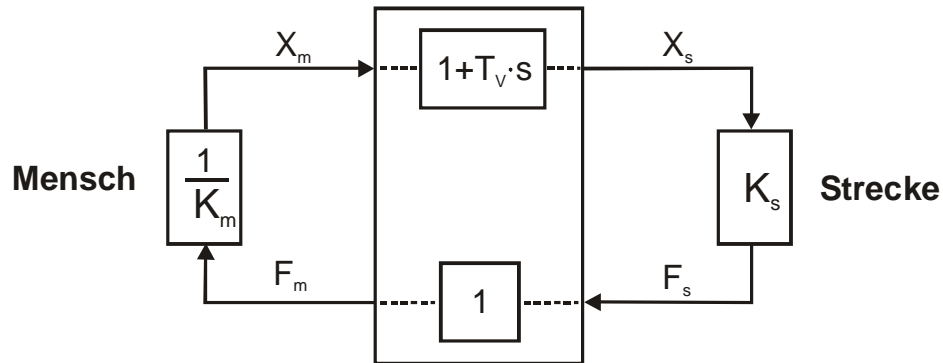


Abbildung 6.10: Vorhalte-Vorgabe beim Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“

Bei der Vorgabe oder Rückmeldung mit einem Tiefpass beim Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“ beträgt, wie in Abbildung 6.11 gezeigt, die dynamische Steifigkeit

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{F_s}{(1+T_V \cdot s) \cdot X_s} = \frac{1}{1+T_V \cdot s} \cdot K_s \quad (6.14)$$

und reduziert somit die Phase der haptischen Rückmeldung.

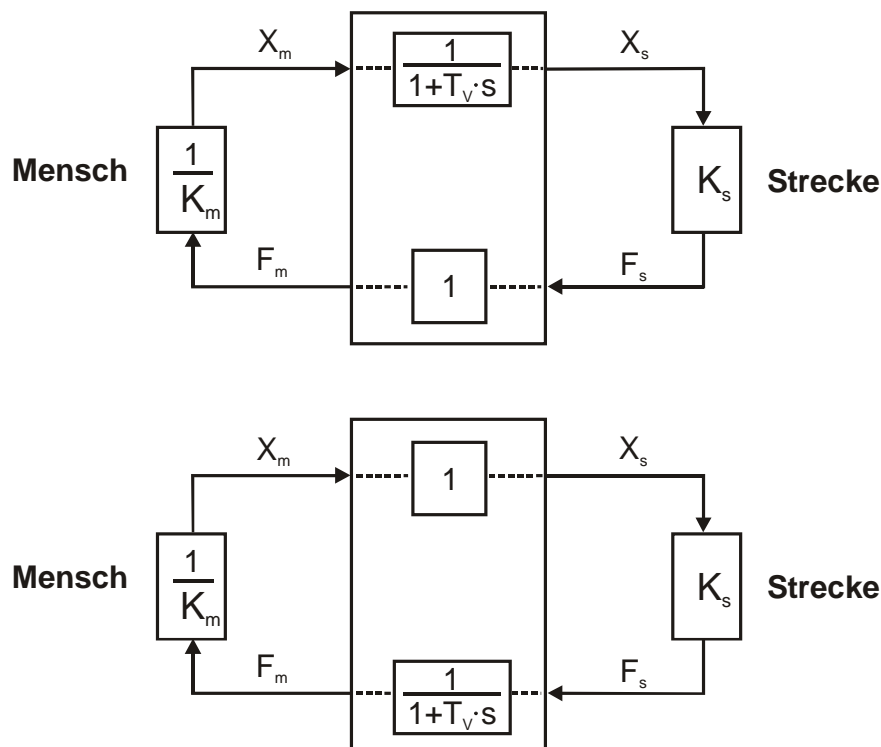


Abbildung 6.11: Vorgabe oder Rückmeldung mit Tiefpass beim Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“

Ein ideales PD-Glied kann jedoch nicht realisiert werden, da die Bandbreite der Aktuatordynamik begrenzt ist. Zur genaueren Simulation oder Implementierung kann ein PDT1-Glied statt ein reines PD-Glied angewendet werden.

6.3.3 Gegenüberstellung der Kraftvorgabe und Positionsvorgabe

Die verallgemeinerten Darstellungen für Regelkonzepte mit Positionsvorgabe/Krafrückmeldung und mit Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung können in Abbildung 6.12 dargestellt werden.

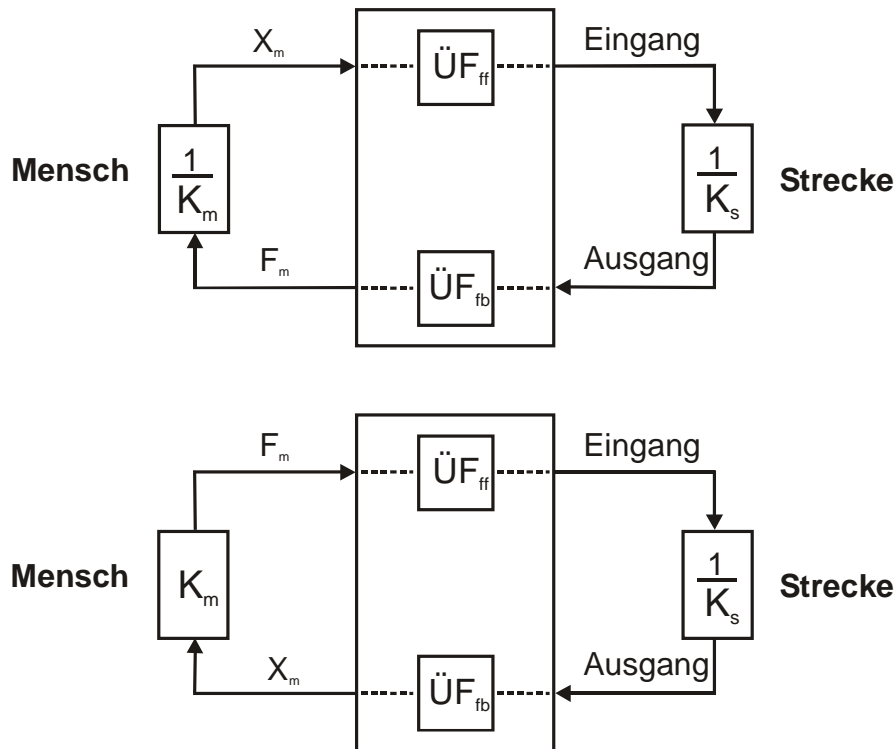


Abbildung 6.12: Implementierung mit Regelkonzept Positionsvorgabe/Krafrückmeldung und Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung

Die dynamische Steifigkeit beim Regelkonzept „Positionsvorgabe/Krafrückmeldung“ (vgl. Abschnitt 4.3.2) lautet

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\ddot{U}F_{ff}}{\text{Eingang}} \cdot \ddot{U}F_{fb} \cdot \text{Ausgang} = \ddot{U}F_{ff} \cdot \ddot{U}F_{fb} \cdot \frac{1}{K_s} \quad (6.15)$$

und die dynamische Steifigkeit beim Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“

$$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{\text{Eingang}}{\ddot{U}F_{ff}} \cdot \frac{1}{\ddot{U}F_{fb} \cdot \text{Ausgang}} = \frac{1}{\ddot{U}F_{ff}} \cdot \frac{1}{\ddot{U}F_{fb}} \cdot K_s, \quad (6.16)$$

wobei die $\ddot{U}F_{ff}$ und $\ddot{U}F_{fb}$ die Übertragungsfunktionen bei der Vorgabe und Rückmeldung sind. Bei einer Regelstrecke mit hohem Ordnungsgrad (vgl. Abschnitt 4.2.1) wird das gesamte System mit dem Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ selbst stabilisiert. Dagegen müssen noch zusätzliche regelungstechnische Maßnahmen, wie virtuelle Feder und Dämpfer eingesetzt werden, um das System mit dem Regelkonzept „Positionsvorgabe/Krafrückmeldung“ stabil zu halten (s. Abschnitt 6.3.1). Das bedeutet, dass das Regelkon-

zept „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ mehr Flexibilität bietet, um die Übertragungsfunktionen ($\dot{U}F_{ff}$, $\dot{U}F_{fb}$) zu gestalten. Man kann beispielweise eine Vorhalte-Funktion oder Tiefpassfilterung in der Vorgabe oder Rückmeldung ohne besondere Berücksichtigung der Systemstabilität einsetzen. Zusätzlich wird die Dynamik der Regelstrecke beim Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ korrekt in die haptische Rückmeldung bzw. dynamische Steifigkeit zurückgeführt (s. Abschnitt 6.3.1). Aus diesen Gründen ist das Regelkonzept „Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung“ vorteilhafter als das Regelkonzept „Positionsvorgabe/Krafrückmeldung“.

6.3.4 Rückmeldungen bei unterschiedlichen Bedienelementen

Bei federzentrierten Bedienelementen mit Lagesteuerung ist der Zusammenhang zwischen Vorgabe und Rückmeldung eindeutig, da es keine Phasendifferenz zwischen der Vorgabe und der optischen/haptischen Rückmeldung gibt, wie Tabelle 6.28 entnommen werden kann.

Kraftvorgabe/Positionsrückmeldung		
Regelstrecke	$K_s = \frac{F_s}{X_s} = C$	P-Glied (Lagesteuerung)
Zusammenhang zwischen Vorgabe und <i>haptischer</i> Rückmeldung	$K_m = \frac{F_m}{X_m} = C$	federzentriertes Bedienelement (Lagesteuerung)
Zusammenhang zwischen Vorgabe und <i>optischer</i> Rückmeldung	$\frac{X_s}{F_m} = \frac{1}{C}$	Lagesteuerung
Zusammenhang zwischen F_m und F_s	$\frac{F_s}{F_m} = 1$	Lagesteuerung
Zusammenhang zwischen X_m und X_s	$\frac{X_s}{X_m} = 1$	Lagesteuerung

Tabelle 6.28: Kraftvorgabe/Positionsrückführung bei der Regelstrecke P-Glied mit einem federzentrierten Bedienelement

Bei Bedienelementen mit Dämpfer-Eigenschaften eilt die Phase der Position der Kraft am Bedienelement um 90 Grad nach. Mit einer Regelstrecke eines I-Gliedes (Geschwindigkeitssteuerung) sind die Phase zwischen Vorgabe (F_m) und *optischer* Rückmeldung (X_s) und die Phase zwischen Vorgabe (F_m) und *haptischer* Rückmeldung (X_m) bei einem viskos gedämpften Bedienelement identisch (vgl. Tabelle 6.29). Bei einem federzentrierten Bedienelement (vgl. Tabelle 6.30) unterscheiden sich die beiden Zusammenhänge jedoch um einen Ordnungsgrad (in Laplaceform „s“ bzw. 90 Grad Phasendifferenz).

<p>Kraftvorgabe/ Positionsrückmeldung</p>		
<p>Regelstrecke</p>	$K_s = \frac{F_s}{X_s} = D \cdot s$	<p>I-Glied (Geschwindigkeitssteuerung)</p>
<p>Zusammenhang zwischen Vorgabe und <i>haptischer</i> Rückmeldung</p>	$K_m = \frac{F_m}{X_m} = D \cdot s$	<p>viskos gedämpftes Bedienelement (Geschwindigkeitssteuerung)</p>
<p>Zusammenhang zwischen Vorgabe und <i>optischer</i> Rückmeldung</p>	$\frac{X_s}{F_m} = \frac{1}{D \cdot s}$	<p>Geschwindigkeitssteuerung</p>
<p>Zusammenhang zwischen F_m und F_s</p>	$\frac{F_s}{F_m} = 1$	<p>Lagesteuerung</p>
<p>Zusammenhang zwischen X_m und X_s</p>	$\frac{X_s}{X_m} = 1$	<p>Lagesteuerung</p>

Tabelle 6.29: Regelstrecke I-Glied mit einem aktiven viskos gedämpften Bedienelement

<p>Kraftvorgabe/Positions- bzw. Geschwindigkeitsrückmeldung</p>		
<p>Regelstrecke</p>	$K_s = \frac{F_s}{X_s} = D \cdot s$	<p>I-Glied (Geschwindigkeitssteuerung)</p>
<p>Zusammenhang zwischen Vorgabe und <i>haptische</i> Rückmeldung</p>	$K_m = \frac{F_m}{X_m} = \frac{D}{T_v}$	<p>federzentriertes Bedienelement (Lagesteuerung)</p>
<p>Zusammenhang zwischen Vorgabe und <i>optische</i> Rückmeldung</p>	$\frac{X_s}{F_m} = \frac{1}{D \cdot s}$	<p>Geschwindigkeitssteuerung</p>
<p>Zusammenhang zwischen F_m und F_s</p>	$\frac{F_s}{F_m} = 1$	<p>Lagesteuerung</p>
<p>Zusammenhang zwischen X_m und X_s</p>	$\frac{X_s}{X_m} = \frac{1}{T_v \cdot s}$	<p>Geschwindigkeitssteuerung</p>

Tabelle 6.30: Regelstrecke I-Glied mit einem aktiven federzentrierten Bedienelement

Bei dem viskos gedämpften Bedienelement kann die Dynamik zwischen Vorgabe und Ausgang der Regelstrecke als Geschwindigkeitssteuerung ($F_m \rightarrow X_s$) oder je nach Betrachtungsweise auch als Lagesteuerung ($X_m \rightarrow X_s$) bezeichnet werden. Bei dem federzentrierten Bedienelement wird die Dynamik ($F_m \rightarrow X_s$ und $X_m \rightarrow X_s$) lediglich als Geschwindigkeitssteuerung bezeichnet. Mit einer solchen Betrachtung ergibt sich eine weitere Begründung, weshalb die Lagesteuerung (optische Rückmeldung) mit einem viskos gedämpften Bedienelement bei Kompensationsaufgaben ebenfalls gut geeignet ist, da ihre haptischen Rückmeldung einer Geschwindigkeitssteuerung entspricht (vgl. Abschnitte 4.2.3 und 4.3.3.2). Daher muss vor der Implementierung der Regelkonzepte berücksichtigt werden, welchen Zustand der Bediener eigentlich regeln will und welche Dynamik die optische UND haptische Rückmeldung hat.

6.3.5 Betrachtung im querdynamischen Grenzbereich

Im normalen Fahrbereich besitzt das Fahrzeug vornehmlich zwei Freiheitsgrade, nämlich Längs- und Dreh-Bewegung des Fahrzeugschwerpunktes (vgl. Abschnitte 6.1.1 und 6.2.1). Diese stellen gleichzeitig die manuellen Regelgrößen dar. Im fahrdynamischen Grenzbereich ist der Schwimmwinkel sowie die Schwimmwinkelgeschwindigkeit nicht unbedingt klein. Dies verursacht einen zusätzlichen Freiheitsgrad der Querbewegung im Fahrzeugschwerpunkt. Die Quergeschwindigkeit im Schwerpunkt lautet

$$v_{y_CG} = v_{CG} \cdot \sin \beta. \quad (6.17)$$

Eine Fahrstabilitätskontrolle wie DSC oder ESP beobachtet bzw. regelt gleichzeitig die Giergeschwindigkeit und den Schwimmwinkel, da die reine Giergeschwindigkeitsregelung einen großen Schwimmwinkel verursachen kann, wie Abbildung 6.13 zeigt. Die Berücksichtigung des Schwimmwinkels wird bei größer werdenden Werten zunehmen, v.a. wenn der Reibwert kleiner ist (van Zanten et al., 1994; Bosch, 1998; Bosch, 2002).

Querodynamik eines Fahrzeugs.

- 1 Lenksprung, Lenkradwinkel fest,
- 2 Fahrspur auf griffiger Fahrbahn,
- 3 Fahrspur auf glatter Fahrbahn mit
Regelung der Giergeschwindigkeit,
- 4 Fahrspur auf glatter Fahrbahn mit
zusätzlicher Regelung des
Schwimmwinkels β (ESP).

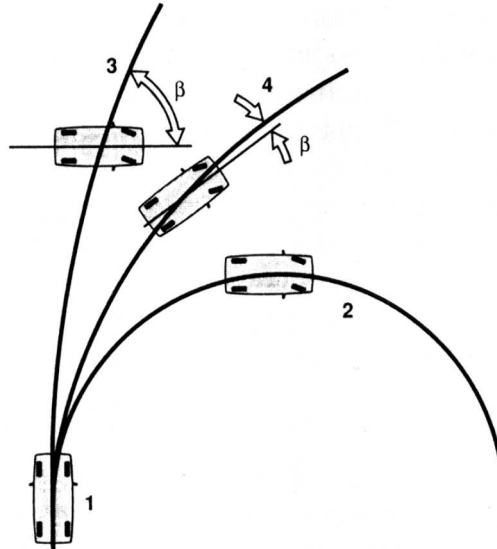


Abbildung 6.13: Kurvenverlauf bei verschiedenen Regelstrategien (Bosch, 1998)

Überschreitet der Betrag des Schwimmwinkels einen charakteristischen Wert, der von dem Fahrbahnreibwert und der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist, verliert der normale Fahrer die Beherrschung über sein Fahrzeug, da der lineare Zusammenhang zwischen Radwinkel und Seitenkräften bzw. Giermoment dann nicht mehr besteht (van Zanten und Erhardt, 2000).

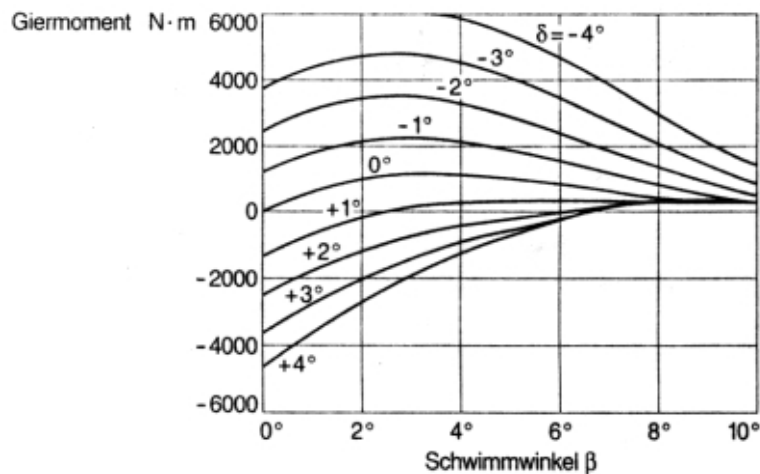


Abbildung 6.14: Giermoment über Schwimmwinkel bei verschiedenen Lenkwinkeln δ (van Zanten und Erhardt, 2000)

Die Regelkonzepte zur Querführung im fahrdynamischen Grenzbereich werden nun zuerst mit Hilfe der Stabilitätskontrolle bei kleinem Schwimmwinkel und kleiner Schwimmwinkelschwindigkeit betrachtet. Die dynamische Steifigkeit des in Abschnitt 6.2.4 vorgeschlagenen Regelkonzeptes wird in folgender Basisform dargestellt:

$$K_M = \frac{F_M}{X_M} = \frac{\dot{\psi}_{\text{soll}}}{\kappa_{\text{ist}}} \approx \frac{\dot{\psi}_{\text{soll}}}{\frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{v_x}} \quad \text{bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten}$$

$$K_M = \frac{F_M}{X_M} = \frac{a_{y\text{-soll}}}{\dot{\psi}_{\text{ist}}} \approx \frac{v_x \cdot \dot{\psi}_{\text{soll}}}{\dot{\psi}_{\text{ist}}} \quad \text{bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten}$$

$$\Rightarrow K_M = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{soll}}}{\dot{\psi}_{\text{ist}}} \right) \quad (6.18)$$

Tabelle 6.31 zeigt das Verhalten des Bedienelementes bei untersteuernden oder übersteuernden Situationen sowie die dazugehörige dynamische Steifigkeit.

Fahrsituation	Soll- u. Ist-Giergeschwindigkeit	Dynamische Steifigkeit
Normalbereich	$ \dot{\psi}_{\text{ist}} = \dot{\psi}_{\text{soll}} $	$K_{\text{mx}} = \frac{F_{\text{mx}}}{X_{\text{mx}}} = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{soll}}}{\dot{\psi}_{\text{ist}}} \right) = v_x$
Untersteuer-Tendenz	$ \dot{\psi}_{\text{ist}} < \dot{\psi}_{\text{soll}} $	$K_{\text{mx}} = \frac{F_{\text{mx}}}{X_{\text{mx}}} = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{soll}}}{\dot{\psi}_{\text{ist}}} \right) > v_x$
Übersteuer-Tendenz	$ \dot{\psi}_{\text{ist}} > \dot{\psi}_{\text{soll}} $	$K_{\text{mx}} = \frac{F_{\text{mx}}}{X_{\text{mx}}} = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{soll}}}{\dot{\psi}_{\text{ist}}} \right) < v_x$

Tabelle 6.31: Änderung der dynamischen Steifigkeit bei verschiedenen Situationen im Grenzbereich

Das Bedienelement wirkt bei untersteuernder Tendenz steifer als im normalen Fahrbereich und bei übersteuernder Tendenz weicher. Bei plötzlich steifer werdendem Bedienelement wird der Fahrer das Handmoment im ersten Augenblick vergrößern und bei weicher werdendem Bedienelement reduzieren. Diese intuitive Betätigungsrichtung führt das Fahrzeug in die richtige Spur zurück.

Bei dem äquivalenten Regelkonzept mit „Positionsvorgabe und Krafrückmeldung“ ergibt sich eine dynamische Steifigkeit, wie Tabelle 6.32 zeigt. Die dynamische Steifigkeit verhält sich gegenteilig zum Regelkonzept mit „Kraftvorgabe und Positionsrückmeldung“ (vgl. auch Abschnitte 2.3.2, 4.3.2 und 4.3.4).

Fahrsituation	Soll- u. Ist-Giergeschwindigkeit	Dynamische Steifigkeit
Normalbereich	$ \dot{\psi}_{\text{ist}} = \dot{\psi}_{\text{soll}} $	$K_{\text{mx}} = \frac{F_{\text{mx}}}{X_{\text{mx}}} = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{\dot{\psi}_{\text{soll}}} \right) = v_x$
Untersteuern-Tendenz	$ \dot{\psi}_{\text{ist}} < \dot{\psi}_{\text{soll}} $	$K_{\text{mx}} = \frac{F_{\text{mx}}}{X_{\text{mx}}} = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{\dot{\psi}_{\text{soll}}} \right) < v_x$
Übersteuern-Tendenz	$ \dot{\psi}_{\text{ist}} > \dot{\psi}_{\text{soll}} $	$K_{\text{mx}} = \frac{F_{\text{mx}}}{X_{\text{mx}}} = v_x \cdot \left(\frac{\dot{\psi}_{\text{ist}}}{\dot{\psi}_{\text{soll}}} \right) > v_x$

Tabelle 6.32: Änderung der dynamischen Steifigkeit im Grenzbereich mit dem Regelkonzept „Positionsvorgabe/Kraftrückmeldung“

Wenn die Schwimmwinkelgeschwindigkeit in der Vorgabe und Rückmeldung mitberücksichtigt wird, verändert sich die dynamische Steifigkeit zu

$$K_M = \frac{F_M}{X_M} = \frac{a_{y_soll}}{X_M} = \frac{v_x \cdot (\dot{\psi}_{\text{soll}} + \dot{\beta}_{\text{soll}})}{\dot{\psi}_{\text{ist}} + \dot{\beta}_{\text{ist}}} \quad (6.19)$$

Die Rückführung der aktuellen Schwimmwinkelgeschwindigkeit ist eine kompatible Erweiterung des vorgeschlagenen Regelkonzeptes aus Abschnitt 6.2.4, da die aktuelle Querbeschleunigung im Fahrzeugschwerpunkt mit der Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkelgeschwindigkeit identisch ist (zusätzlich mit einem Fahrgeschwindigkeitsfaktor). Die zur realen Querbeschleunigung proportionale Rückmeldung entspricht genau der Fahrzeugreaktion, die als Antwort von der Querbeschleunigungsvorgabe des Fahrers eingestellt wird (vgl. Abschnitte 6.2.3 und 6.2.4). Da bei kritischen Situationen die Phase des Fahrer-Fahrzeug-Systems sehr entscheidend ist (vgl. Abschnitte 2.5.2 und 5.1.3), kann die Gier- ($\ddot{\psi}$) und Schwimmwinkelbeschleunigung ($\ddot{\beta}$) zusätzlich in der Rückmeldung als ein Vorhalte-Glied „ $1+T_V \cdot s$ “ (vgl. Abschnitt 6.3.2) zurückgeführt werden, um die evtl. zunehmende Verzögerung zwischen Vorgabe und Fahrzeugreaktionen zu kompensieren. Daraus resultiert die dynamische Steifigkeit

$$K_M = \frac{a_{y_soll}}{(\dot{\psi}_{\text{ist}} + \dot{\beta}_{\text{ist}}) + T_V \cdot (\ddot{\psi}_{\text{ist}} + \ddot{\beta}_{\text{ist}})} = \frac{v_x \cdot (\dot{\psi}_{\text{soll}} + \dot{\beta}_{\text{soll}})}{(\dot{\psi}_{\text{ist}} + \dot{\beta}_{\text{ist}}) \cdot (1 + T_V \cdot s)} \quad (6.20)$$

Die Differenz der Soll- und Ist-Giergeschwindigkeit und ihre Änderung (Ableitung) sowie die Schwimmwinkelgeschwindigkeit sind entscheidende Zustandsgrößen, durch die die querdynamisch kritischen Fahrsituationen erkannt werden können (Mitschke et al., 1991, Smakman, 2000). Ein aktives Bedienelement mit dem in Gleichung (6.20) beschriebenen Regelkonzept enthält solche Zustandsgrößen und kann dem Fahrer durch haptische Rückmeldung unterstützen, die kritischen Situationen früher zu erkennen und die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges zu verbessern.

6.3.6 Die dynamische Steifigkeit bei Geradeausfahrt

Bei Geradeausfahrt kann sich bei der dynamischen Steifigkeit eine *mathematisch* triviale Lösung ergeben, wenn der Zähler und Nenner gleichzeitig gegen Null gehen. Mit Hilfe des Regelkonzeptes „Querbeschleunigung als Kraftvorgabe und Giergeschwindigkeit als Positionsrückmeldung“ (vgl. Abschnitt 6.2.3) bei exakter Geradeausfahrt kann dies durch

$$K_M = \frac{F_M}{X_M} = \frac{a_{y_soll}}{\dot{\Psi}_{ist}} \approx \frac{v_x \cdot \dot{\Psi}_{soll}}{\dot{\Psi}_{ist}} = \frac{v_x \cdot 0}{0} \quad (6.21)$$

gezeigt werden.

In der Realität befinden sich jedoch immer die Störungen durch beispielweise Seitenwind, Reibwertunterschied (μ -Split), Unebenheit der Fahrbahn oder kleine Zitterbewegung der Hand vom Fahrer. Unter solchen Umständen können die Vorgabe und Rückmeldung getrennt behandeln werden, um die Störungssituationen bei Geradeausfahrt zu erklären. Dies ist in Tabelle 6.33 dargestellt.

Fahrsituationen	Kraftvorgabe $a_{y_soll} \approx v_x \cdot \dot{\Psi}_{soll}$	Positionsrückmeldung $\dot{\Psi}_{ist}$
exakte Geradeausfahrt	0	0
Störungen bringt das Fahrzeug im Uhrzeigergegensinn (nach links)	0	> 0 (nach links)
Störungen bringt das Fahrzeug im Uhrzeigersinn (nach rechts)	0	< 0 (nach rechts)

Tabelle 6.33: Betrachtung der Störungen bei Geradeausfahrt

Die Richtung der Positionsrückführung entspricht dem realen Verlauf des Fahrzeuges. Die haptische Rückmeldung gibt dem Fahrer einen Hinweis darauf, wie das Fahrzeug durch die Umwelt beeinflusst wird. Bei einer zusätzlichen Rückmeldung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit (s. Abschnitt 6.3.5) kann die Querbewegung des Fahrzeuges auch in das Bedienelement zurückgemeldet werden, falls die Störung nur eine seitliche Bewegung des Fahrzeuges ohne Änderung der Giergeschwindigkeit bewirkt.

6.3.7 Störungen und ihre Kompensation

Es ist einerseits vorteilhaft, wenn die Störungen selbsttätig von elektronischen Systemen ausgeregelt bzw. kompensiert werden können, da die menschliche Regelleistung begrenzt ist (vgl. Abschnitte 3.3.5.3; 4.2.4.1 und 5.3.3). Andererseits muss der Fahrer jedoch Rückmeldungen von Störungen bekommen, um seine Fahrweise an die sich ständig ändernden Umwelt eventuell anzupassen, da die Grenzen der Physik wie die maximale Übertragungskraft zwischen Reifen und Fahrbahn nicht durch elektronische Systeme aufgehoben werden.

Aktive Bedienelemente besitzen einen Vorteil. Sie können die Regelleistung bei Störungen und bei der sich verändernden Regelstrecke im Gegensatz zu passiven Bedienelementen deutlich verbessern (vgl. Abschnitt 4.2.2.1). Der Bediener kann während der Störungen das aktive Bedienelement einfach fester halten, um die Störungen zu unterdrücken (Merhav und

Ya'acov, 1976; Bubb, 1985; Mayer, 1987; Bolte, 1991). Ein einfaches Beispiel kann dies deutlicher erklären: Bei Geradeausfahrt führt ein Fahrzeug aufgrund von Störungen wie Seitenwind oder Reibwertsänderung eine Drehbewegung durch. Bei dem Regelkonzept mit Querbeschleunigung als Kraftvorgabe und Giergeschwindigkeit als Positionsrückmeldung wird die Position des Bedienelementes durch Störungen verändert. In dem Moment, in dem der Fahrer das Bedienelement jedoch fester hält, wird automatisch eine Kraftvorgabe generiert, die genau den Störungen entgegenwirkt. Dadurch kann die Unterdrückung bzw. Kompensation der Störungen sehr intuitiv vom Fahrer durchgeführt werden. Dies gilt ebenfalls während der Kurvenfahrt und in anderen Fahrsituationen sowie im fahrdynamischen Grenzbereich (vgl. Abschnitt 6.3.5).

Es wäre denkbar, dass der hochfrequente Anteil einer abrupt auftretenden Störung durch elektronische Systeme automatisch kompensiert und der niederfrequente Anteil, in dem der Fahrer manuell gut regeln kann, durch ein aktives Bedienelement zurückgeführt wird. Dadurch kann die Fahrstabilität gewährleistet und der Fahrer über das Bedienelement von den Änderungen der Regelstrecke und der Umwelt gleichzeitig informiert werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die wichtigsten objektiven Messgrößen, die mit den subjektiven Bewertungen stark korrelieren, wurden aus verschiedenen Literaturquellen zusammengefasst. Die dazu gesammelten Kenntnisse konnten für die weitere Entwicklung eines neuen Regelkonzeptes verwendet werden. Lenkradaktivitäten und Fahrzeugreaktion nach der Lenkvorgabe sind besonderes für die subjektive Beurteilung zu beachten. Einige veröffentlichten unkonventionellen Bedienkonzepte wurden in Kapitel 3 gesammelt. Die Gestaltungen der möglichen zukünftigen Bedienelemente zur Fahrzeugführung gehen in zwei Richtungen: stickähnliche und lenkradähnliche Bedienelemente. Längs- und Querführung wurden in einem Bedienelement integriert. Verschiedene Regelkonzepte mit konventionellen und unkonventionellen Bedienelementen wurden vorgestellt und diskutiert.

Die Zusammenhänge zwischen verschiedenen Bedienelementen und Regelstrecken sowie die Vorteile der aktiven Bedienelemente wurden erfasst. Mit einer neuen Betrachtungsmethode bzw. der dynamischen Steifigkeit können die bisher in vielen Untersuchungen wenig diskutierten Kombinationen von Vorgabe und Rückmeldung des Bedienelementes sehr anschaulich analysiert werden. Um das Gesamtverhalten des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises zu beschreiben, wurde das Crossover-Modell vorgestellt. Die beiden Parameter des Crossover-Modells, die Schnittfrequenz und die effektive Totzeit, erläutern einige Zusammenhänge zwischen Fahraufgaben, dem Fahrer und der Regelstrecke „Fahrzeug“. Das Fahrerverhalten kann unter beschränkten Umständen wie bei kompensatorischen Fahraufgaben regelungstechnisch formuliert werden. Die Schwierigkeiten zur Modellierung des Menschen wurden in der Diskussion geschildert. Trotz keiner direkten Vorhersage über die Bewertung verschiedener Bedienkonzepte durch Simulationen des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises sind bestimmte Kenntnisse (in Abschnitt 5.3.4) jedoch sehr hilfreich für die weitere Entwicklung der neuen Bedienkonzepte.

Die Regelkonzepte wurden jeweils für die Längs- und Querdynamik entworfen. Zunächst wurden die möglichen Zustandsgrößen, die der Fahrer als Regelgrößen zur Längs- und Querführung verwendet, aufgelistet und diskutiert. Je nach Fahrsituationen wurden die Darstellungsarten aus Fahrersicht betrachtet. Die möglichen Regelkonzepte wurden durch Kombinationen von verschiedenen Bedienelementeigenschaften und Regelstrecke „Fahrzeug“ aufgelistet. Dabei wurden in den Regelkonzepten die Systemverzögerung und das Verhalten in Grenzbereichssituationen zusätzlich berücksichtigt. Dadurch konnte ein Vorschlag für ein optimales Regelkonzept zur Fahrzeugführung vorgelegt werden. Die Ergebnisse zeigten, dass die Frage, *welche Vorgabe und Rückmeldung zur Fahrzeugführung für das gesamte Fahrer-Fahrzeug-System am besten geeignet sind*, eindeutig beantwortet werden konnte.

Die vorliegende Arbeit stellt eine neue Betrachtungsweise für den Entwurf der Regelkonzepte zur Fahrzeugführung vor, so dass die Vorgabe und die Rückmeldung des Bedienelementes gleichzeitig und gleichwertig betrachtet werden können. Der Zusammenhang zwischen

Vorgaben/Rückmeldungen und geometrischen/anthropmetrischen Gestaltungen des Bedienelementes wurde jedoch nicht näher untersucht. Wie die Regelkonzepte auf verschiedenen Gestaltungen und Fahraufgaben abgestimmt werden müssen, kann erst in Feldversuchen herausgefunden werden. Der sehr hohe Fahrgeschwindigkeitsbereich wurde wegen fehlender Versuchsdaten und Literaturquellen nicht separat behandelt. Ebenfalls bleibt bei der Verbindung der Regelkonzepte zu Fahrerassistenzsystemen und deren Auswirkungen auf das Fahrerverhalten noch viel zu erforschen.

Anhang

A1 Sticks im Flugzeug Airbus 3xx

Die Airbus-Reihe 3xx ist das erste Passagier-Flugzeug, das zwei Sidesticks, einen für den Pilot und den anderen für den Copilot, statt einen Steuerknüppel zur Führung der Nick- und Rollbewegung verwendet. Der Winkel des Sticks wird als Vorgabe-Signal dem Fly-by-Wire-System zugeführt und das Gegenmoment wird mit Federkraft gebildet (Brockhaus, 1994). Die Kraft-Winkel-Kennlinien der beiden Achsen werden in Abbildung A1.1 dargestellt. Zur Vermeidung der unbeabsichtigten Steuereingabe wird eine Kraftschwelle bzw. Reibung vorgesehen. Die Kommandos von beiden Sticks werden im Normalfall addiert und können auf die einzelnen Sticks umgeschaltet werden.

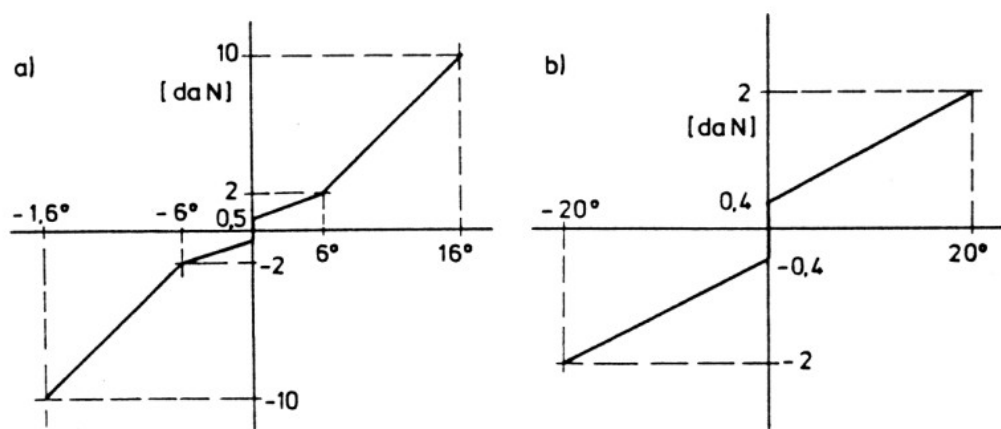


Abbildung A1.1: Kraft-Winkel-Charakteristik des Sticks im Airbus 320 (Brockhaus, 1994)
a) nicken (Längsrichtung) b) rollen (Querrichtung)

Die Nick-Vorgabe ist der Längs-Stickwinkel der proportional zur C^* -Größe ist, die sich aus der Nickgeschwindigkeit und der vertikalen Beschleunigung errechnet. Der Quer-Stickwinkel wird als Roll-Vorgabe zur Rollgeschwindigkeit verarbeitet.

Durch Fly-by-Wire-Technologie können unterschiedliche Flugzeuge auf vergleichbare Flugeigenschaften ausgelegt werden und dies wird als „handling commonality“ bezeichnet. Diese Gleichartigkeit wurde bei der Flugzeugfamilie A320, A330, A340 realisiert. Dadurch kann den Piloten der Übergang zwischen verschiedenen Flugzeugtypen erleichtert und Ausbildungskosten gespart werden (Brockhaus, 1994).

Mehr Vorteile bieten aktive Sticks. Die realen Flugzustände können zurückgeführt werden. Eine Synchronisation zwischen beiden Sticks kann die Zusammenarbeit zwischen Pilot und Copilot sowie den Übergang vom Autopilot-Modus zum Manuell-Piloten verbessern (Thurecht, 1998). Andererseits muss jedoch die steigende Komplexität der Regelstruktur und der Redundanz mitberücksichtigt werden. Die Untersuchungen mit aktiven Sticks wurden von Tichy (1995) und Thurecht et al. (1996) durchgeführt.

A2 Bestimmung der Soll-Beschleunigung durch Regler

Beim Regelkonzept Vorgabe zur Soll-Fahrgeschwindigkeit (v_{x_soll}) und Rückmeldung aus Ist-Fahrgeschwindigkeit (v_{x_ist}) wird der Beschleunigungs-Sollwert von einem internen Regler bestimmt. Abbildung A2.1 zeigt ein Beispiel für die interne Fahrgeschwindigkeitsregelung.

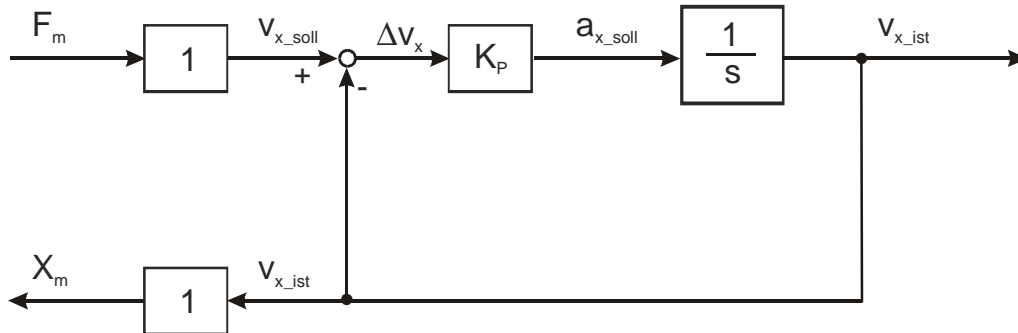


Abbildung A2.1: Blockschaltbild eines Fahrgeschwindigkeitsregelkreises

Die Beschleunigung (a_{x_soll}) wird durch ein P-Regler mit der Verstärkung K_p aus der Differenz zwischen Soll- und Ist-Fahrgeschwindigkeit

$$a_{x_soll} = K_p \cdot (v_{x_soll} - v_{x_ist}) \quad (\text{A.1})$$

berechnet.

Die Ist-Geschwindigkeit ergibt sich aus

$$v_{x_ist} = \frac{a_{x_soll}}{s} \quad \text{bzw.} \quad (\text{A.2})$$

$$v_{x_ist} = \frac{a_{x_soll}}{s \cdot (1 + T_Z \cdot s)} \quad (\text{mit Verzögerung}), \quad (\text{A.3})$$

wenn die Systemverzögerung durch ein PT_1 -Glied berücksichtigt wird. Die Übertragungsfunktion zwischen Kraftvorgabe (F_m) und der Beschleunigung (a_{x_soll}) bei einem Übersetzungsfaktor 1 (m/s/N) zwischen Kraftvorgabe (F_m) und Sollgeschwindigkeit (v_{x_soll}) lautet

$$\frac{a_{x_soll}}{F_m \cdot \left(1 \frac{\text{m/s}}{\text{N}}\right)} = \frac{a_{x_soll}}{v_{x_soll}} = \frac{K_p \cdot s}{K_p + s} \quad \text{bzw.} \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{a_{x_soll}}{F_m} = \frac{K_p \cdot s + K_p \cdot T_Z \cdot s^2}{T_Z \cdot s^2 + s + K_p} \quad (\text{mit Verzögerung}).$$

Bei einer großen Verstärkung K_p und beim kleinen Frequenzbereich ($s \approx 0$) kann der Zusammenhang zwischen F_m und a_{x_soll} gemäß

$$\frac{a_{x_soll}}{F_m} \approx s \quad \text{bzw.} \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{a_{x_soll}}{F_m} \approx s \cdot (1 + T_Z \cdot s) \quad (\text{mit Verzögerung}).$$

angenähert werden.

In Ähnlicher Weise kann der Zusammenhang zwischen Vorgabe und Beschleunigung bei anderen Regler ebenfalls abgeleitet werden.

A3 Regelkonzept von Bolte

Bolte (1991) stellte ein Regelkonzept mit einem aktiven Stick zur Fahrzeugführung vor. Längsdynamisch ist die Längsbeschleunigung abhängig von der Vorgabe der Stickkraft. Der Stickwinkel ist als Rückmeldung proportional zur Fahrgeschwindigkeit. Querdynamisch wird die Stickkraft als Gierbeschleunigung vorgegeben und die Giergeschwindigkeit als Position bzw. Winkel zurückgeführt. Diese Regelkonzepte können in Form der dynamischen Steifigkeit wie in Tabelle A3.1 dargestellt werden. Bei der Längsdynamik soll die große Verzögerung (T_{Z_x}) wegen der Fahrzeugmasse, der Fahrwiderstände usw. (vgl. Abschnitt 6.1.3) mitberücksichtigt werden.

Kraft-Vorgabe (F_m)	Positions-Rückmeldung (X_m)	Dynamische Steifigkeit (haptische Rückmeldung)	Eigenschaft des Bedienelementes
a_{x_soll}	v_{x_ist}	$K_{mx} = \frac{F_{mx}}{X_{mx}} = \frac{a_{x_soll}}{v_{x_ist}} = s \cdot (1 + T_{Z_x} \cdot s)$	Dämpfer 1. und 2. Ordnung
$\ddot{\Psi}_{soll}$	$\dot{\Psi}_{ist}$	$K_{my} = \frac{F_{my}}{X_{my}} = \frac{\ddot{\Psi}_{soll}}{\dot{\Psi}_{ist}} = s$	Dämpfer

Tabelle A3.1: Regelkonzepte zur Längs- und Querführung von Bolte (1991)

Die Eigenschaft des aktiven Bedienelementes in Längsdynamik wirkt durch die große Verzögerung (T_{Z_x}) steif (vgl. Abschnitt 6.1.3). In Querdynamik zeigt das Bedienelement eine viskos Dämpfung, die unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist (vgl. Abschnitt 6.2.3). Außerdem ist die Rückstellung nicht vorhanden, falls keine programmierte virtuelle Feder vorhanden ist. Das Bedienelement verfügt über keine Gegenkraft bei konstanter Fahrgeschwindigkeit (in Längsrichtung) oder konstanter Giergeschwindigkeit (in Querrichtung) und dreht sich beim Loslassen der Hand nicht automatisch zum Mittelpunkt zurück.

Vom Aspekt der Kraftvorgabe ist die Steuerungsart eine Gier-Beschleunigungssteuerung. Es könnte jedoch vernünftiger unter dem Aspekt der Positionsrückmeldung erklärt werden, dass die Steuerungsart eine Giergeschwindigkeitssteuerung ist, da eine Geschwindigkeitssteuerung bei Kompensationsaufgaben mit einem viskos gedämpften Bedienelement ebenfalls gut geeignet ist (vgl. Abschnitt 4.2.3).

Literaturverzeichnis

- Achenbach, W.; Stoll, U.: *Weltneuheit bei den Bremsen: Die Sensotronic Brake Control (SBC)*. Der neue Mercedes SL, Sonderausgabe von ATZ und MTZ. Oktober, 2001.
- Allen, R. W.: *Stability and Performance Analysis of Automobile Driver Steering Control*. SAE Paper 820303, 1982.
- Ammon, D.: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Teubner, Stuttgart, 1997.
- Apel, A.; Mitschke, M.: *Adjusting Vehicle Characteristics by Means of Driver Models*. International Journal of Vehicle Design, Vol. 18, No. 6, 1997.
- Aurell, J.; Fröjd, N.; Nordmark, S.: *Correlation between Objective Handling Characteristics and Subjective Perception of Handling Quality of Heavy Vehicles*. Proceeding of AVEC 2000, S. 105-113, Ann Arbor, 2000.
- Baumgarten, G.: *Active Front Steering (AFS) - Fahrdynamische Regelung und Integration des Bremseeingriffs*. IIR-Fachkonferenz, Stuttgart, 24.-25. April, 2002.
- Bencker, R.: *Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb*. Dissertation, Lehrstuhl für Kraftfahrzeug- und Antriebstechnik, TU Dresden, 1998.
- Bertone; SKF: *Filo-Präsentations-CD*, 2001.
- Bielaczek, C.: *Untersuchungen zur Auswirkung einer aktiven Fahrerbeeinflussung auf die Fahrsicherheit beim Pkw-Fahren im realen Straßenverkehr*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 12, Nr. 357, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.
- Boller, H. E.: *Präzisionsmodell mit neuromuskulärem Anteil*. In Johannsen, G.; Boller, H. E.; Donges, E.; Stein, W.: *Der Mensch im Regelkreis - Lineare Modelle*. R. Oldenbourg Verlag, München Wien, 1977.
- Boller, H. E.; Krüger, W.: *Untersuchung eines Bedienelements mit Krafteingabe und Wegrückmeldung bei der manuellen Lenkung von Unterwasserfahrzeugen*. Zeitschrift für Arbeitswissenschaften Nr. 32, S. 254-260, 1978.
- Bolte, U.: *Das Aktive Stellteil - ein ergonomisches Bedienkonzept*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 17, Nr. 75, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.
- Bosch: *Fahrdynamikregelung ESP*. Technische Unterrichtung, Ausgabe 98/99, Robert Bosch GmbH, 1998.
- Bosch (Hrsg.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 24. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2002.
- Boylestad, B.; Nashelsky, L.: *Electronic Devices and Circuit Theory*. fourth edition, Prentice-Hall, New Jersey, 1987.
- Bränneby, P.; Palmgren, B.; Isaksson, A. et al.: *Improved Active and Passive Safety by Using Active Lateral Dynamic Control and an Unconventional Steering Unit*. 13th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Proceedings, Band 1, S. 224-230, 4.-7. November, Paris, 1991.
- Brockhaus, R.: *Flugregelung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1994.
- Bubb, H.: *Untersuchung über die Anzeige des Bremsweges im Kraftfahrzeug*. Dissertation, Institut für Ergonomie, TU München, 1975.

- Bubb, H.: *Ergonomie des Mensch-Maschine-Systems*. Habilitation, Institut für Ergonomie, TU München, 1977.
- Bubb, H.: *Arbeitsplatz Fahrer - Eine ergonomische Studie*. Automobil-Industrie 3/85, S. 265-275, 1985.
- Bubb, H.; Bolte, U.: *Einfluß der fahrdynamischen Kräfte auf die haptische Rückmeldung bei konventionellem Bedienelement und bei Aktiven Bedienelement*. Mitteilung Lehrstuhl für Ergonomie, TU München, 1987.
- Bubb, H.: *Systemergonomie*. In Schmidtke, H. (Hrsg.): *Ergonomie*. 3. Auflage, Hanser-Verlag, München Wien, 1993.
- Bubb, H.: *Haptik im Kraftfahrzeug*. In Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2001.
- Bubb, P.: *Untersuchung über den Einfluss stochastischer Rollschwingungen auf die Steuerleistung des Menschen bei Regelstrecken unterschiedlichen Ordnungsgrades*. Dissertation, Institut für Ergonomie, TU München, 1978.
- Chen, J.-H.: *Control and Analysis of a Master-Slave Manipulator* (主僕式機械手臂之控制與分析). Master thesis, National Sun Yat-Sen University, Kaohsiung, Taiwan (auf traditionelles Chinesisch), 1995.
- Chua, L. O.; Desoer, C. A.; Kuh, E. S.: *Linear and Nonlinear Circuits*, McGraw-Hill, New York, 1987.
- DaimlerChrysler: *Fahrzeug im Griff*. S. 42-47, Hightech Report '99, 1999.
- Daiß, A.: *Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 12, Nr. 283, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996.
- Dettki, F.: *Methoden zur Bewertung des Geradeauslaufs von Pkw*. VDI Berichte Nr. 1335, S. 385-405, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- DIN 70000: *Straßenfahrzeuge - Begriffe der Fahrdynamik*, 1983.
- Donges, E.: *Ein regelungstechnisches Zwei-Ebenen-Modell des menschlichen Lenkverhaltens im Kraftfahrzeug*. Zeitschrift für Verkehrssicherheit 24, S. 98-112, 1978.
- Donges, E.: *Aspekte der Aktiven Sicherheit bei der Führung von Personenkraftwagen*. Automobil-Industrie 2/82, S. 183-190, 1982.
- Donges, E.: *Beitrag der Kraftfahrzeugtechnik zur Aktiven Sicherheit des Straßenverkehrssystems*. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Heft 9, September 1985.
- Dreyer, A.: *Das Fahrverhalten von Pkw bei gleichzeitigem Lenken und Bremsen*. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 95, Nr.3, S. 144-150, 1993.
- Eckstein, L.: *Investigation of the Sidestick Control Concept at the Daimler-Benz Driving Simulator*. Proceedings of the 4th International Conference and Exhibition, Comfort in the automotive industry - Recent developments and achievements, Bologna, 6.-7. Oktober, 1997.
- Eckstein, L.: *Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzepts und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeugs mit aktiven Sidesticks*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 12, Nr. 471, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2001.
- Enk, S.: *Modellierung und Reglerentwurf für eine elektrische Servolenkung*. Diplomarbeit, Institut für Elektrische Informationstechnik, TU Clausthal, 1997.
- Farrer, D. G.: *An Objektive Measurement Technique for the Quantification of On-Centre Handling Quality*. SAE Paper 930827, 1993.

- Fleck, R.: "Aktivlenkung" - ein wichtiger erster Schritt zum Steer-by-Wire. Tagung "PKW-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen", Haus der Technik e.V., Essen, 02.-03.April, 2003.
- Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT): *Der Mensch als Fahrzeugführer - Informationsaufnahme und -verarbeitung durch den Mensch*. Bericht Phase 1, Schriftenreihe der FAT, Nr. 8, Frankfurt/a.M., 1978.
- Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT): *Der Mensch als Fahrzeugführer - Bewertungskriterien der Informationsbelastung Visuelle und auditive Informationsübertragung im Vergleich*. Bericht Phase 2, Schriftenreihe der FAT, Nr. 8, Frankfurt/a.M., 1979.
- Föllinger, O.: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 8. überarbeitete Auflage, Hüthig-Verlag, Heidelberg, 1994.
- Giesa, H. G. und Timpe, K.-P.; *Technisches Versagen und menschliche Zuverlässigkeit*. In Timpe, K.-P.; Jürgensohn, T.; Kolrep, H. (Hrsg.): *Mensch-Maschine-Systemtechnik - Konzepte, Modellierung, Gestaltung, Evaluation*. Symposium Publishing, Düsseldorf, 2000.
- Gillet, G.: *Ergonomische Optimierung eines Aktiven Stellteils*. Dissertation, Lehrstuhl für Ergonomie, TU München, 1999.
- Göktan, A. G.: *Optimale Bremspedal-Kraft-Weg-Charakteristiken bei Pkw-Bremsanlagen*. Automobil-Industrie 2/87, S. 161-169, 1987.
- Grace, K. W.: *Kinematic Design of an Ophthalmic Surgery Robot and Feature Extracting Bilateral Manipulation*. Dissertation, Northwestern University, Illinois, 1995.
- Gscheidle, R.(Hrsg.): *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik*. 26. Auflage, Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten, 1999.
- Guan, H.; Gao, Z.; Guo, K. et al.: *An Optimal Preview Acceleration Model for Velocity Control in Driver-Vehicle-Environment System*. Proceeding of AVEC 2000, S. 525-530, Ann Arbor, 2000.
- Guldner, J.; Tan, H.-S.; Patwardhan, S.: *On Fundamental Issues of Vehicle Steering Control for Highway Automation*. California PATH Working Paper, UCB-IST-PWP-97-11, 1997.
- Guldner, J.: *Verfahren und Vorrichtung zur Nachbildung einer mechanischen Kopplung*. Offenlegungsschrift DE19940964A1, Deutsches Patent- und Markenamt, 1999.
- Guldner, J.: *Steer-by-Wire Dokumentationen*. In Geib, W. (Hrsg.): *Technologieträger Z22, Gesamtdokumentation*. BMW interne Dokumentation, München, 2002.
- Hannaford, B.: *Stability and Performance Tradeoffs in Bi-Lateral Telemanipulation*. Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, S. 1764-1767, 1988.
- Hannaford, B.: *A Design Framework for Teleoperators with Kinesthetic Feedback*. IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 5, No. 4, S. 426-434, August, 1989.
- Helmholz, G.: *Theorie der Wechselströme I & II*. Vorlesungsskript, TU Clausthal, 1996.
- Heydinger, G.J.; Carrott, W.R.; Chrstos, J.P.: *The Importance of Tire Lag on Simulated Transient Vehicle Response*, SAE Paper 910235, SAE Congress and Exposition, 1991.
- Higuchi, M.; Kusaka, K.; Shibusawa, K. et al.: *Handling Analysis and Prediction during Cornering*. Proceeding of AVEC 1996, S. 1027-1036, Aachen, 1996.

- Honda Motor Co.: *Fact Book S2000 TypeV*. <http://www.honda.co.jp/factbook/auto/s2000/200007/index.html> (auf Japanisch), 2000.
- Hosman, R. J.; Benard, B.; Fourquet, H.: *Active and Passive Sidestick Controllers in Manual Aircraft Control*. Proceeding of the IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, S. 527-529, L.A. (CA) USA., Nov. 4-7, 1990.
- Huang, P.-S.; Smakman, H.; Guldner, J.: *Design of a Vehicle State Observer for Vehicle Dynamics Control System*. Proceeding of AVEC 2000, S. 449-452, Ann Arbor, 2000.
- Irmscher, M.: *Modellierung von Individualität und Motivation im Fahrerverhalten*. In Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2001.
- Jaksch, F. O.: *Driver-Vehicle Interaction with Respect to Steering Controllability*. SAE Paper 790740, 1979.
- Johannsen, G.: *Einführung*. In: Johannsen, G.; Boller, H. E.; Donges, E. et al.: *Der Mensch im Regelkreis - Lineare Modelle*. R. Oldenbourg Verlag, München Wien, 1977a.
- Johannsen, G.: *Parametrische quasi-lineare Modelle für den Menschen als Regler*. In: Johannsen, G.; Boller, H. E.; Donges, E. et al.: *Der Mensch im Regelkreis - Lineare Modelle*. R. Oldenbourg Verlag, München Wien, 1977b.
- Jordan, B.: Persönliche Mitteilungen, 2002.
- Jürgensohn, T.: *Bedienermmodellierung*. In Timpe, K.-P.; Jürgensohn, T.; Kolrep, H. (Hrsg.): *Mensch-Maschine-Systemtechnik - Konzepte, Modellierung, Gestaltung, Evaluation*. Symposium Publishing, Düsseldorf, 2000.
- Jürgensohn, T.: *Nichtformale Konstrukte in quantitativen Fahrermodellen*. In Jürgensohn, T.; Timpe, K.-P. (Hrsg.): *Kraftfahrzeugführung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2001.
- Kiesewetter, W., Klinkner, W.; Reichelt, W.; Steiner, M.: *Der neue Brake-Assist von Mercedes Benz - aktive Fahrerunterstützung in Notsituationen*. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 99, Nr.6, 1997.
- Konigorski, U.; Moritz, E.: *1., 2. und 3. Bericht zum Entwicklungsvorhaben "Steer-by-Wire"*. Institut für Elektrische Informationstechnik, TU Clausthal, 1998.
- Krüger, M.: *Regelungstechnische Analyse des aktiven Bedienelements im Kraftfahrzeug*. Diplomarbeit, Institut für Ergonomie, TU München, 1989.
- Kusaka, K.; Higuchi, M.: *Handling Analysis and Prediction during Cornering*. Proceeding of AVEC 1998, S. 661-666, Nagoya, 1998.
- Matschinsky, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1998.
- Mayer, A.: *Untersuchung über den Einfluss eines aktiven Bedienelements auf die menschliche Regelungsleistung*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 17, Nr. 37, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987.
- Mayr, R.: *Regelungsstrategien für die automatische Fahrzeugführung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2001.
- McRuer, D. T.; Klein, R.: *Effects of Automobile Steering Characteristics on Driver/Vehicle Performance for Regulation Tasks*. SAE Paper 760778, 1976.
- McRuer, D. T.; Allen, R. W.; Weir, D. H. et al.: *New Results in Driver Steering Control Models*. Human Factors, Vol. 19, No. 4, S. 381-397, 1977.

- Merhav, S. J.; Ya'acov, O. B.: *Control Augmentation and Workload Reduction by Kinesthetic Information from the Manipulator*. IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Vol. SMC-6 No.12, S. 825-835, Dezember, 1976.
- Meyer-Gramcko, F.: *Gehörsinn, Gleichgewichtssinn und andere Sinnesleistungen im Straßenverkehr*. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 3, S. 73-76, 1990.
- Mitschke, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band C: Fahrverhalten*. 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1990.
- Mitschke, M.; Wallentowitz, H.; Schwartz, E.: *Vermeiden querdynamisch kritischer Fahrzustände durch Fahrzustandsüberwachung*. VDI Berichte Nr. 916, S. 509-529, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.
- Mücke, S.: *Ergonomische Gestaltung aktiver Stellteile*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 8, Nr. 803, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- Müller, F.: *Realisierung eines Fahrzeugführungskonzeptes mit Steuerknüppel im BMW Fahrsimulator*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Ergonomie, TU München, 1999.
- Naab, K.: *Automatisierung bei der Fahrzeugführung im Straßenverkehr*. Automatisierungstechnik 5/2000, 2000.
- Neculau, M.: *Modellierung des Fahrerhaltens: Regel- und Steuerstrategien*. VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik: Das Mensch-Maschine-System im Verkehr. VDI Berichte Nr. 948, Düsseldorf, 1992.
- Niemann, K.; Richter, K.-H.; Weiger, G. et al.: *Entwicklungsmöglichkeiten an Lenksystemen für Kraftfahrzeuge und ihr Einfluss auf die Kurshaltung*. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 82, Nr. 10, S. 525-532, 1980.
- Norman, K. D.: *Objective Evaluation of On-Center Handling Performance*. SAE Paper 840069, 1984.
- Orend, R.: *Entwurf eines Steuerungsansatzes für ein mechatronisches Lenksystem*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Regelungstechnik, Uni Erlangen-Nürnberg, 2000.
- Penka, A.: *Vergleichende Untersuchung zu Fahrerassistenzsystemen mit unterschiedlichen aktiven Bedienelementen*. Dissertation, Lehrstuhl für Ergonomie, TU München, 2000.
- Reichelt, W.: *Ein adaptives Fahrermodell zur Bewertung der Fahrdynamik von Pkw in kritischen Situationen*. Dissertation an der TU Braunschweig, 1990.
- Reichelt, W.; Strackerjan, B.: *Bewertung der Fahrdynamik von Pkw im geschlossenen Regelkreis mit Hilfe von Fahrsimulatoren und Fahrermodellen*. VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik: Das Mensch-Maschine-System im Verkehr. VDI Berichte Nr. 948, Düsseldorf, 1992.
- Reynolds, K.: *Why does BMW's M3 steer so well?* Road & Track, S.136-140, Oktober, 1998.
- Rompe, K.; Donges, E.: *Variationsbereiche der Fahreigenschaften heutiger Personenkraftwagen*. Automobil-Industrie 2/83, S. 203-211, 1983.
- Rompe, K.; HeiBing, B.: *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen: Quer- u. Längsdynamik*. TÜV Rheinland, Köln, 1984.
- Rönitz, R.; Braess, H.-H.; Zomotor, A.: *Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre - Teil I + II*. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 99, Nr. 12, 1997 und ATZ 100, Nr. 3, 1998.

- Rühmann, H.: *Untersuchung über den Einfluss der mechanischen Eigenschaften von Bedienelementen auf die Steuerleistung des Menschen bei stochastischen Rollschwingungen*. Dissertation, Institut für Ergonomie, TU München, 1978.
- Rühmann, H.: *Die Schwingungsbelastung in Mensch-Maschine-Systemen - Experimentelle Untersuchungen zur Bewegungsgenauigkeit bei stochastischer Roll- und Nickschwingungsbelastung*. Fortschr.-Ber. VDI-Z., Reihe 17, Nr. 22, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984.
- Rühmann, H.: *Schnittstellen in Mensch-Maschine-Systemen*. In Schmidtke, H. (Hrsg.): *Ergonomie*. 3. Auflage, Hanser-Verlag, München Wien, 1993.
- Sato, H.; Osawa, I.; Haraguchi, J.: *The Quantitative Analysis of Steering Feel*. Japan SAE Review, Vol. 12 No. 2, 1991.
- Segawa, M.; Nischizaki, K.; Nakano, S.: *A Study of Vehicle Stability Control by Steer by Wire System*. Proceeding of AVEC 2000, S. 233-239, Ann Arbor, 2000.
- Segel, L.: *An Investigation of Automobile Handling as Implemented by a Variable-Steering Automobile*. Human Factors, Vol. 6, No. 4, S. 331-341, August, 1964.
- Shoemaker, N. E.; Dell'Amico, F.; Chwalek, R. J.: *Pilot Experiment on Driver Task Performance with Fixed and Variable Steering Ratio*. SAE Paper 670508, 1967.
- Sitti, M.; Hashimoto, H.: *Tele-Nanorobotics Using Atomic Force Microscope*. Proc. Of IEEE/RSJ IROS'98 Conf., S. 1739-1746, Canada, Oktober, 1998.
- Sievert, W.: *Einfluß moderner Elektroniksysteme im Kraftfahrzeug auf die Unfallstatistik*. Zeitschrift der Verkehrssicherheit 40, S. 72-82, 1994.
- Smakman, H.: *Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for Improved Lateral Vehicle Dynamics*. Herbert Utz Verlag, München, 2000.
- Stein, W.: *Beschreibung des menschlichen Regelverhaltens mit Hilfe nichtparametrischer Verfahren..* In: Johannsen, G.; Boller, H. E.; Donges, E.; Stein, W.: *Der Mensch im Regelkreis - Lineare Modelle*. R. Oldenbourg Verlag, München Wien, 1977.
- Tajima, J.; Yuhara, N.; Sano, S. et al.: *Effects of Steering System Characteristics on Control Performance from the Viewpoint of Steer-by-Wire System Design*. Progress in Technology, Vol. 77, S. 209-222, SAE International, 1999.
- Temming, J.: *Bedienungserleichterungen beim Beschleunigen, Bremsen, Lenken und Schalten*. ADAC-Schriftenreihe 29, S. 219-229, 1984.
- Thurecht, F.; Mücke, S. K. M.; Rohmert, W. et al.: *Entwicklung eines aktiven Steuerknüppels zur Untersuchung der Mensch-Maschine-Schnittstelle "Cockpit"*. Jahrbuch 1996 II der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt - Lilienthal-Oberth e.V.. DGLR, Bonn, 1996.
- Thurecht, F.: *Kopplung aktiver Sidesticks*. In Gärtner, K. P.: *Anthropotechnik gestern-heute-morgen*. DGLR-Bericht 98-02, Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt, S. 101-106, Bremen, 1998.
- Tichy, F.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu aktiven geregelten Steuerknüppeln*. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 12, Nr. 233, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- TRW Automotive Safety Systems GmbH&Co.KG: *Lenkvorrichtung für ein Kraftfahrzeug*. Gebrauchsmusterschrift DE 299 07 180 U1, 1999.
- van Zanten, A. T.; Erhardt, R.; Pfaff, G.: *FDR - Die Fahrdynamikregelung von Bosch*. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 96, Nr.11, S. 674-689, 1994.

- van Zanten, A. T.; Erhardt, R.: *Korrelation zwischen Simulation und Fahrversuch bei der Entwicklung der Fahrdynamikregelung*. In Becker, K. (Hrsg.): *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 2000.
- Wallis, G.; Chatziastros, A.; Bühlhoff, H.: *An Unexpected Role for Visual Feedback in Vehicle Steering Control*. *Current Biology*, Vol. 12, S. 295-299, Feb. 19, 2002.
- Wallner, F.: *Über den Einfluss unkonventioneller Lenksysteme auf die Lenkbarkeit des Fahrzeugs*. Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, TU Berlin, 1972.
- Webhofer, G.: *Implementation und Inbetriebnahme einer Regelung für ein Aktives Lenksystem*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, TU München 1991.
- Weir, D. H.; DiMarco R. J.: *Correlation and evaluation of driver/vehicle directional handling data*. SAE Paper 780010, 1978.
- Willumeit, H.-P.; Jürgensohn, T.: *Fahrermodelle - ein kritischer Überblick - Teil I und Teil II*. *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 99, Nr. 9, S. 424-428, 1997.
- Yamazaki, I.; Kamata, M.: *A Study of Driving by the Control Stick*. *Trans. of JSAE (自動車技術会論文集)*, Vol. 29, No. 3, S. 117-122, Japan (auf Japanisch), 1998.
- Yokokohji, Y.; Yoshikawa, T.: *Bilateral Control of Master-Slave Manipulators for Ideal Kinesthetic Coupling*. *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 849-858, Mai, 1992.
- Yoshimoto, K.; Katoh, M.; Inoue, K.: *A Vision-based Speed Control Algorithm for Autonomous Driving*. *Proceeding of AVEC 2000*, S. 825-831, Ann Arbor, 2000.
- Yuhara, N.; Horiuchi, S.; Asanuma, N. et al.: *Improvement of Vehicle Handling Quality Through Active Control of Steering Reaction Torque*. *Proceeding of AVEC 1992*, Yokohama, S. 407-412, 1992.
- Yuhara, N.; Horiuchi, S.; Asanuma, N. et al.: *Improvements of Vehicle Handling Qualities by Means of Kinesthetic Information*. *Proceeding of the Triennial Congress of the international Ergonomics Association*, Vol. 5, S. 231-233, Toronto, 1994.
- Yuhara, N. ; Horiuchi, S. ; Iijima, T. et al.: *An Advanced Steering System with Active Kinesthetic Feedback for Handling Qualities Improvement*. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, S. 327-356, 1997.
- Yuhara, N.; Tajima, J.; Sano, S. et al.: *Steer-by-Wire-Oriented Steering System Design: Concept and Examination*. *Vehicle System Dynamics Supplement 33*, S. 692-703, 1999.
- Yuhara, N.; Tajima, J.: *Advanced Steering System Adaptable to Lateral Control Task and Driver's Intention*. *Proceeding of AVEC 2000*, S. 289-296, Ann Arbor, 2000.
- Zomotor, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. 2. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991.
- Zuurbier, J.; Hogema, J. H.; Brekelmans, J. A. W. J.: *Vehicle Steering by Side Stick: Optimising Steering Characteristics*. *Proceeding of AVEC 2000*, S. 241-244, Ann Arbor, 2000.