

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN  
Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme

# **Regelung und Steuerung eines stufenlos verstellbaren Getriebes für einen PKW-Hybridantrieb**

Claus Müller

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik  
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. h.c. Dierk Schröder (i.R.)
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

Die Dissertation wurde am 25.09.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik am 28.01.2009 angenommen.



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der Technischen Universität München.

Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Lehrstuhls Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. h.c. Dierk Schröder für die fortwährende und anregende Unterstützung, die einen großen Teil zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Er eröffnete mir die Möglichkeit, an einem hochaktuellen und innovativen Forschungsgebiet unter hervorragenden Arbeitsbedingungen zu arbeiten. Hervorzuheben ist auch der interdisziplinäre Ansatz durch die Zusammenarbeit der Fakultäten Maschinenwesen und Elektrotechnik sowie der durch die Realisierung von umfangreichen Versuchsaufbauten intensive Praxisbezug.

Dieser wurde maßgeblich durch das Engagement von Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn für den Sonderforschungsbereich 365 der DFG ermöglicht. Ich bin Ihm mit Blick auf die übertragene Verantwortung zu Dank für das entgegengebrachte Vertrauen und die Übernahme des Koreferats verpflichtet.

Von unschätzbbarer Bedeutung für die Fertigstellung der vorliegenden Arbeit war das Verständnis und die Geduld meiner Frau Barbara Kneisl mit den Kindern Maximilian und Niklas. Ihnen sei diese Arbeit deshalb gewidmet.



# Kurzzusammenfassung

In Zeiten einer sich verschärfenden Klimaschutzdebatte und steigender Energiepreise besonders für die hauptsächlich im Straßenverkehr verwendeten Erdölprodukte werden insbesondere von den Fahrzeugantrieben Effizienzfortschritte erwartet. Dabei wird der Hybridantrieb häufig als Zwischenschritt auf dem Weg zu reinen Elektrofahrzeugen auf Basis von Brennstoffzellensystemen oder Hochenergieakkumulatoren beschrieben.

Der vorliegende Beitrag widmet sich einer speziellen regelungstechnischen Problemstellung, die bei parallelhybriden Antriebssträngen mit stufenlos verstellbaren Getrieben (CVT) anzutreffen ist. Hierbei ist die Entkoppelung von Antriebsmoment und Motordrehzahl während transienter Betriebsfälle sicherzustellen. Dafür ist eine möglichst exakte Kenntnis der Verstellrate des Getriebes ohne auf eine Messung zurückzugreifen erforderlich.

Die betrachtete Ausprägung des stufenlos verstellbaren Getriebes, ein auf einer Zugkette basierendes Umschlingungsgetriebe der Bauart P.I.V. mit einem Konstantstromanpresssystem weist in seinem Übertragungsverhalten hinsichtlich der Verstellrate der Übersetzung bedeutende Nichtlinearitäten auf.

Die zugrundeliegenden physikalischen Eigenschaften des Getriebes sind deshalb zu untersuchen. Ein Ansatz zur regelungstechnischen Modellierung des Getriebes wird diskutiert. Durch die Unterbestimmung des Systems sind iterative Berechnungsansätze erforderlich. Als Lösung wird deshalb alternativ eine auf neuronalen Netzen basierende Identifikationsstruktur entwickelt und in die Regelungsstruktur integriert.

## Short Summary

As the global warming debate is going on and oil prices are permanently rising, substantial efficiency gains are expected of automotive powertrains. Hybrid drivetrains are in this context regarded as an intermediate step on the path to electric vehicles powered either by fuel cell systems or high-energy-batteries.

This thesis is covering a specific control problem related to parallel hybrid drivetrains based on continuously variable transmissions (CVT). The major control objective is the effective decoupling of the torque at the drive shaft and the engines velocity whilst transient situations. Therefore a precise knowledge of the rate of ratio change without the availability of a measured signal is required.

The CVT under investigation is a chain-type CVT made by P.I.V. mated to a constant flow hydraulic clamping and actuation system. It shows significant nonlinearities regarding the actuation of ratio change.

The basic physical properties are investigated. A subsequent approach for control-oriented modeling of the CVT delivers a set of under-determined equations.

Because this requires iterative calculation methods which are not suitable for real-time-computation, an alternative identification approach based on neural networks is introduced and integrated into the control structure.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einführung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation und Zielsetzung . . . . .	3
1.2	Stand der Technik . . . . .	4
1.3	Aufbau und Gliederung . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Innovative Antriebstechnik - Motivation und Ansätze</b>	<b>7</b>
2.1	Leistungsübertragung im Antriebsstrang . . . . .	7
2.2	Antriebsstrangtopologien . . . . .	12
2.3	Bauformen von stufenlos verstellbaren Getrieben . . . . .	16
2.4	Mehrbereichsgetriebe . . . . .	19
2.5	Anforderungen an verstellbare Umschlingungsgetriebe . . . . .	21
2.6	Der Autarke Hybrid . . . . .	24
2.6.1	Das $i^2$ -Getriebe . . . . .	25
<b>3</b>	<b>Anforderungen an Regelung und Steuerung</b>	<b>29</b>
3.1	Einleitung und Überblick . . . . .	29
3.2	Antriebsmanagement . . . . .	31
3.2.1	Basisfunktionalität . . . . .	31
3.2.2	Fahrkomfort und Fahrbarkeit . . . . .	31
3.2.3	Verbrauchsminimierung . . . . .	33
3.2.4	Minimierung der Fahrzeugemissionen . . . . .	33
3.2.5	Diagnose . . . . .	34
3.3	Betriebsstrategie . . . . .	34
3.3.1	Literaturüberblick: CVT-Steuerstrategien . . . . .	34
3.3.2	Betriebsstrategie Autarker Hybrid . . . . .	37

---

3.3.3	Ermittlung von Motorsolldrehzahl und Motorsollmoment . . . . .	39
3.3.4	Fahrpedalinterpretation . . . . .	40
3.3.5	Zusammenfassung CVT-Steuerstrategien . . . . .	43
3.4	Regelkonzept für den Autarken Hybrid . . . . .	44
<b>4</b>	<b>Modellbildung</b>	<b>47</b>
4.1	Fahrzeuginnenraum . . . . .	47
4.2	Elektromotor und Batterie . . . . .	49
4.3	Verbrennungsmotor . . . . .	51
4.4	Das stufenlos verstellbare Getriebe . . . . .	56
4.5	Der Antriebsstrang . . . . .	57
4.5.1	Modellreduktion . . . . .	59
4.5.2	Antriebsstrang mit Lose und nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen . .	63
4.5.3	Systemgleichungen starres Antriebsstrangmodell . . . . .	65
<b>5</b>	<b>Antriebsstrang- und Getrieberegung</b>	<b>69</b>
5.1	Nichtlineare Streckenstruktur und Verkopplungen . . . . .	69
5.2	Regelungstechnische Ansätze . . . . .	72
5.3	Nichtlineares Übertragungsverhalten der Verstellrate . . . . .	73
5.4	Rückführung der Getriebeverstellrate als Messgröße . . . . .	73
5.5	Regelungstechnische Modellierung . . . . .	76
5.5.1	Variator . . . . .	76
5.5.2	Hydraulisches Anpresssystem . . . . .	79
5.5.2.1	Druckölversorgung . . . . .	79
5.5.2.2	Drehmomentfühler . . . . .	80
5.5.2.3	Vierkantensteuerschieber . . . . .	81
5.5.3	Modellierungsansatz für den Variator . . . . .	84
5.5.4	Literaturüberblick Variatormodelle . . . . .	84
5.5.5	Modellierung der Kraftübertragung im Variator . . . . .	86
5.6	Kennfeldbasierter Ansatz . . . . .	97
<b>6</b>	<b>Identifikation mittels neuronaler Netze</b>	<b>99</b>
6.1	Neuronale Netze als statische Funktionsapproximatoren . . . . .	100
6.1.1	Methoden der Funktionsapproximation . . . . .	101



---

6.1.2	Funktionsapproximation mit lokalen Basisfunktionen . . . . .	103
6.1.3	Radial Basis Function (RBF) Netz . . . . .	105
6.1.4	General Regression Neural Network (GRNN) . . . . .	107
6.1.4.1	Lerngesetz . . . . .	109
6.1.4.2	Stabilität nach Lyapunov . . . . .	110
6.1.4.3	Parameterkonvergenz . . . . .	110
6.1.5	Lernstruktur und Fehlermodelle . . . . .	111
6.2	Adaptionsstruktur . . . . .	117
6.2.1	Konditionierung des regelungstechnischen Problems . . . . .	117
6.2.2	Identifikationsstruktur . . . . .	118
6.2.3	Implementierung der Identifikation . . . . .	120
6.2.4	Identifikationsergebnisse des GRNN . . . . .	121
6.2.5	Identifikationsergebnisse im transienten Betrieb . . . . .	124
6.2.6	Realisierung der Regelungsstruktur . . . . .	127
6.2.6.1	Regelung Getriebeeingangsdrehzahl . . . . .	127
6.2.6.2	Radmomentsteuerung mittels Störgrößenaufschaltung . . . . .	131
<b>7</b>	<b>Implementierung</b>	<b>135</b>
7.1	Verteiltes Steuergerätesystem . . . . .	135
7.1.1	CAN-Bus . . . . .	135
7.2	Fahrzeugregler . . . . .	136
7.3	Prüfstands Aufbau Antriebsstrang . . . . .	138
7.4	Versuchsfahrzeug . . . . .	140
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>141</b>
	<b>Bilderverzeichnis</b>	<b>143</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>147</b>



# 1 Einführung

Hybride Fahrzeugantriebe repräsentieren einen Lösungsansatz zur Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen von Kraftfahrzeugen ohne nennenswerte Abstriche bezüglich der Fahrleistung, der Fahrzeuggröße, des Komforts und damit der Fahrzeugmasse. Die Auslegung konventioneller Antriebe orientiert sich an den fahrwiderstandsbestimmenden Eckdaten des Fahrzeuges und der gewünschten Fahrleistung ausgedrückt durch Beschleunigungswerte und erreichbare Höchstgeschwindigkeiten. Es können stetig steigende Anforderungen an die Fahrleistung jedoch kaum zunehmende Durchschnittsgeschwindigkeiten festgestellt werden. Dies bedeutet, dass sich die typischen Einsatzbedingungen der Motoren zunehmend in den verbrauchsungünstigen Teillastbereich bewegen und darüberhinaus die Zeitanteile des Leerlaufs zunehmen.

Um die Verbrauchs- und Emissionswerte im Teillastbereich zu verbessern, kommen Konzepte wie das Downsizing von Motoren durch Abgasturboaufladung oder variable Ventilsteuerungen zur Entdrosselung von Ottomotoren zur Anwendung. Im Hinblick auf die Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und  $CO_2$ -Emissionen sind insbesondere in Europa zunehmende Marktanteile von Dieselmotoren zu verzeichnen. In den Märkten Asiens und Nordamerikas findet der Dieselmotor aufgrund unterschiedlicher Besteuerung des Kraftstoffs, abweichender Qualitätsstandards<sup>1</sup> der Kraftstoffe und Unterschiede bei Emissionsgrenzwerten und Prüfzyklen lediglich eine vergleichbar geringe Verbreitung.

Als Alternative kommen von Seiten der japanischen Automobilhersteller zunehmend hybride Fahrzeugantriebe unter Verwendung von Ottomotoren auf die asiatischen und amerikanischen Märkte. Durch die Kombination mit einer oder zwei elektrischen Maschinen, einem elektrischen Energiespeicher, einer vom Konzept abhängigen Getriebetechnik sowie einer elektronischen Steuer- und Regeleinrichtung sollen Leerlauf- und Teillastanteile des Verbrennungsmotorbetriebes auf ein Mindestmaß verringert werden und die Leistungsflüsse im Fahrzeug auch betreffend der Nebenverbraucher und des Bordnetzes optimiert werden.

Nicht zuletzt durch die rasche Verbreitung von Hybridfahrzeugen in Asien und Nordamerika ist auch in Europa die politische und technische Diskussion über die Vor- und Nachteile des Dieselmotors gegenüber dem Ottomotor mit Hybridantrieb angestoßen worden. Eine Rolle spielen neben den oben genannten Randbedingungen für die bisherige unterschiedliche Entwicklung der Märkte sicherlich auch strategische Erwägungen der Hersteller zu Entwicklungsvorsprüngen und Kostenpositionen sowie technische Fragestellungen über die Systemintegration bezüglich Massen, Bauraum und elektronischer Koordination bis hin zu den in der Praxis erreichbaren Einsparungen.

---

<sup>1</sup>Absenkung des zulässigen Schwefelanteils in den USA von 500 ppm auf 15 ppm per 10/2006

An der Technischen Universität München wurde im Rahmen eines durch die DFG finanzierten Sonderforschungsbereichs mit dem "Autarken Hybrid" ein hybrides Antriebssystem für PKW unter Verwendung eines Dieselmotors entwickelt, aufgebaut und erprobt. Im Zuge der Realisierung des Regelsystems wurden interessante Fragestellungen bezüglich der regelungstechnischen Behandlung des verwendeten stufenlos verstellbaren Getriebes im Kontext des Antriebssystems aufgeworfen.

Nachdem die regelungs- und steuerungstechnische Modellierung stufenlos verstellbarer Getriebe als auch deren Einbettung in nichtlineare und verkoppelte Regelstrecken als in der Literatur unzureichend behandelt eingeschätzt wurde, wurden umfangreiche Überlegungen und Untersuchungen zu diesem Thema angestoßen, welche eine erfolgreiche Realisierung eines gesamthaften Regelverfahrens für den Antriebsstrang zum Ergebnis hatten. Die vorliegende Arbeit möchte über eine Einführung zu den Grundlagen der stufenlos verstellbaren Getriebe als auch der hybriden Antriebstechnik die angetroffenen Problemkreise sowie die gewählten Lösungsansätze darstellen und erläutern.

## 1.1 Motivation und Zielsetzung

Um die Potentiale der stufenlosen Getriebe im Fahrzeugeinsatz erschließen zu können, ist eine integrierte Steuerung und Regelung des Antriebsstranges notwendig.

Dies bedeutet, daß sowohl die stationären Betriebspunkte von Motor und Getriebe als auch deren transiente Trajektorien aufeinander abgestimmt werden müssen. Durch die besonderen Eigenschaften der beiden Systemkomponenten entstehen hierbei Optimierungsprobleme, die naturgemäß Randbedingungen unterworfen sind.

Für den Entwurf einer derartigen Antriebsstrangregelung ist eine genaue Kenntnis der Eigenschaften der Systemkomponenten als auch des Gesamtsystems Antriebsstrang notwendig. Für den rechnergestützten Entwurf werden auf dieser Basis physikalisch-mathematische Modelle entwickelt. Der Abstraktionsgrad dieser Modelle muß den Anforderungen an den Antriebsstrang und sein Regelsystem entsprechend gewählt werden.

In der Literatur finden sich häufig vereinfachte Annahmen über das Verhalten von stufenlos verstellbaren Getrieben während Änderungen der Übersetzung. Diese dynamischen Eigenschaften sind für die Antriebsstrangregelung während instationärer Betriebszustände von großer Bedeutung.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ergaben sich im Zuge der Realisierung eines hybriden Antriebsstranges auf Basis eines stufenlosen Getriebes zahlreiche theoretische und praktische Fragestellungen in Hinblick auf die Antriebsstrangregelung. Hierbei wurde in mehrfacher Hinsicht deutlich, daß die aus der Literatur entlehnten einfachen Getriebemodelle und folglich auch die darauf aufgebauten Regelungen den gestellten Anforderungen nicht gerecht wurden.

Dies führte zu einer detaillierteren Untersuchung der stufenlosen Zugkettengeräte in Hinblick auf deren Regelbarkeit im Antriebsstrang. Die gewonnenen Erfahrungen werden in der vorliegenden Arbeit dargelegt und diskutiert. Dabei wird auf ein Stufenlosgetriebe der Bauart P.I.V. Bezug genommen.

Die Anwendung dieses Getriebes wird sowohl für den im Projekt untersuchten hybriden Antriebsstrang mit einer weitgespreizten Getriebestruktur (  $i^2$  - Getriebe ) als auch wegen des allgemeinen Interesses für einen konventionellen Antriebsstrang betrachtet.

## 1.2 Stand der Technik

Um den steigenden Bedürfnissen hinsichtlich der Emissionsreduzierung, der Verbrauchsminderung und der Komfortsteigerung Rechnung zu tragen, werden die Komponenten konventioneller Antriebsstränge weiterentwickelt. Parallel dazu werden alternative Antriebskomponenten wie zum Beispiel Elektromotoren in Verbindung mit Brennstoffzellen oder stufenlos verstellbarem Getriebe zur Marktreife gebracht. Alternative Antriebsstrangtopologien wie zum Beispiel Hybridantriebe haben zur Zielsetzung, den Antriebsstrang optimal an die Betriebsspezifika der Verbrennungsmotoren anzupassen und können zudem während Verzögerungsphasen einen Teil der im Fahrzeug gespeicherten kinetischen Energie rekuperieren.

Die ersten Serienfahrzeuge mit stufenlos verstellbarem Getriebe *engl. Continuously Variable Transmissions (CVT)* wurden ab 1959 von der Firma DAF (seit 1975 Volvo) auf den Markt gebracht. Das Getriebe mit der Bezeichnung *Variomatic* basierte auf zwei parallelen Keilriementrieben und wurde mit Motoren bis zu 42 kW Leistung kombiniert. Vorteile des Antriebs waren vergleichsweise niedrige Fertigungskosten in Verbindung mit einem Fahrkomfort ähnlich zu Automatgetrieben. Das System verfügte über eine Fliehkraftkupplung und eine Unterdrucksteuerung der Übersetzung. Da sich durch die relativ einfache pneumatische Steuerung das Niveau der Motordrehzahl für den Fahrer gewöhnungsbedürftig und wenig verbrauchsorientiert einstellte und die trocken laufenden Keilriemen einem hohen Verschleiß unterlagen, wurde dieses Getriebe 1975 vom Markt genommen.

Das Getriebe wurde von einem Ableger der Firma DAF, van Doorne's Transmissie (heute eine Tochter der Robert Bosch GmbH), zum Schubgliederbandgetriebe weiterentwickelt. Getriebe dieses Typs sind hauptsächlich auf dem japanischen Markt im Kleinwagensegment zu finden. In Europa werden sie von DaimlerChrysler unter dem Markennamen *Autotronic* in den Modellreihen mit Front-Quer-Antrieb angeboten und sind unter anderem im FIAT Punto und Nissan Primera optional erhältlich. Diese Getriebe sind für eine Momentenkapazität von maximal 250 Nm in Kombination mit quer eingebauten Motoren und Frontantrieb ausgelegt.

Von ZF werden verschiedene Getriebebaureihen mit Schubgliederbändern für kleinere Drehmomente und Zugketten als Umschlingungselement für größere Drehmomente angeboten. Die kleinere Variante auf Basis eines Schubgliederbandes kommt z.B. im Mini zum Einsatz.

Audi bietet seit 1999 ein stufenloses Zugkettengetriebe unter dem Markennamen *multitronic* an. Dieses Getriebe wird derzeit in Kombination mit Motoren bis 380 Nm Nennmoment angeboten und längs eingebaute Motoren in Verbindung mit Frontantrieb ausgelegt. Das System wurde in Zusammenarbeit mit der Firma LuK entwickelt und stellt im Kern eine Weiterentwicklung der seit 1928 von der Firma P.I.V. Reimers hauptsächlich für stationäre Anwendungen hergestellten Getriebe mit Zugketten als Um-

schlingungsmittel dar.

In Japan wird seit 1999 von der Firma Nissan ein stufenloses Reibradgetriebe in Toroidbauform für Fahrzeuge der oberen Mittelklasse angeboten. Der Antrieb ist für Heckantrieb und Drehmomente von bis zu 370 Nm ausgelegt.

Wesentlich für den Serieneinsatz der heutigen Generation von stufenlos verstellbarem Getrieben ist die deutlich vergrößerte Lebensdauer der Komponenten der Einsatz von Regelungsstrategien, die den früher oft kritisierten Gummibandeffekt [69] während Beschleunigungsphasen unterdrücken.

### 1.3 Aufbau und Gliederung

Im zweiten Teil der Arbeit werden die verschiedenen Antriebsstrangtopologien vorgestellt. Die Leistungsübertragung vom Motor auf die Antriebsräder wird dargestellt und auf die Zielsetzungen für eine optimale Betriebsführung des Antriebsstranges eingegangen. Vertiefend wird das System stufenlos verstellbares Getriebe mit seinen Komponenten untersucht.

Im dritten Teil werden aufbauend auf den Erkenntnissen bezüglich der Betriebsführung von Antriebssträngen mit stufenlos verstellbarem Getriebe die sich ergebenden Problemstellungen und alternative Regelkonzepte sowohl für das Getriebe als auch den gesamten Antriebsstrang diskutiert.

Im vierten Teil werden das stationäre als auch das transiente Betriebsverhalten von Zugkettenwandlern im Hinblick auf das Übertragungsverhalten bezüglich der Übersetzungsverstellung betrachtet und der Einfluß von Störgrößen diskutiert. Ein Black-Box-Ansatz zur Abbildung des stationären nichtlinearen Verhaltens des Wandlers wird vorgestellt. Der fünfte Teil gibt einen Einblick in die Technik der Identifikation statischer nichtlinearer Funktionen mittels Approximation durch auf radialen Basisfunktionen basierende neuronale Netze.

Darauf aufbauend wird im sechsten Teil eine Identifikationsstruktur für die transiente Verstellodynamik des Getriebes entwickelt, mit Hilfe deren Ergebnisse im siebten Abschnitt Reglerstrukturen zur Motordrehzahlregelung und Radmomentenregelung optimiert werden können.

Der achte Abschnitt beschreibt die im Rahmen der Arbeit verwendeten versuchstechnischen Einrichtungen Antriebsstrangprüfstand und Versuchsfahrzeug. Die zuvor entwickelten Reglerstrukturen werden anhand diesen Einrichtungen validiert.





## 2 Innovative Antriebstechnik - Motivation und Ansätze

Im folgenden Abschnitt sollen die grundlegenden Anforderungen an den Antriebsstrang im Kraftfahrzeug dargestellt werden. Dies umfasst besonders die Bereiche Fahrbarkeit und Kraftstoffverbrauch, zwischen denen mehrfach Zielkonflikte entstehen. Das umfangreiche Gebiet der Schadstoffemissionen durch Verbrennungsmotoren wird im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet. Es sei in diesem Zusammenhang lediglich darauf hingewiesen, daß der Ausstoß der Emissionskomponente  $CO_2$  sich etwa proportional zum Kraftstoffverbrauch verhält und somit verbrauchsreduzierende Maßnahmen direkten Einfluss auf die Verringerung der  $CO_2$ -Emissionen haben.

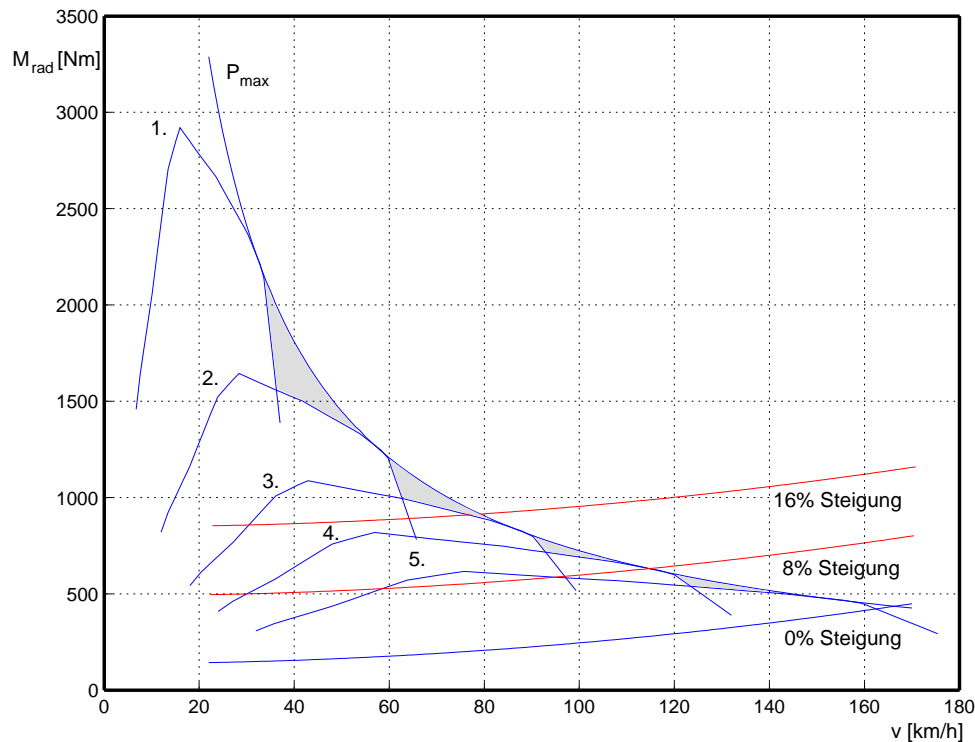
Der Antrieb von Kraftfahrzeugen dient zur Deckung der stationären Fahrwiderstände und zur Bereitstellung von Beschleunigungsleistung für instationäre Fahrzustände. Im vorliegenden Beitrag soll deshalb ausschließlich die Längsdynamik von Kraftfahrzeugen betrachtet werden. Das dynamische Verhalten des Fahrzeuges bei Kurvenfahrt ist folglich nicht Gegenstand der Betrachtungen.

### 2.1 Leistungsübertragung im Antriebsstrang

Bestimmend für die Auslegung des Fahrantriebs ist zum einen die Erreichung einer ausreichend hohen Anfahrzugkraft, damit das beladene Fahrzeug auch im Anhängerbetrieb an Steigungen komfortabel angefahren werden kann, und zum anderen die Erreichung der maximalen Fahrgeschwindigkeit. Hierfür ist die Übersetzung derart zu wählen, daß die Nenndrehzahl des Motors mit der Fahrgeschwindigkeit korrespondiert, bei der die Fahrwiderstandsleistung in der Ebene der maximalen Motorleistung entspricht.

Betrachtet man nun die typische Leistungscharakteristik von Verbrennungsmotoren, ergibt sich die Notwendigkeit eines Getriebes mit veränderlicher Übersetzung.

In Abbildung 2.1 sind die sich ergebenden maximalen Zugkraftverläufe für diskrete Gangstufen über der Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt. Diese Kurven stellen die durch die jeweilige Übersetzung auf die Antriebswelle bezogene Einhüllende des in Abbildung 2.3 dargestellten Motorkennfelds dar. Die Zugkrafthyperbel der maximalen Leistung  $P_{max}$  stellt die Einhüllende der einzelnen Zugkraftkurven dar. Die maximale Zugkraft im ersten Gang liegt über der maximal am Rad-Straße-Kontakt übertragbaren Zugkraft, da unter



**Bild 2.1:** Zugkrafthyperbel

optimalen Bedingungen lediglich Reibwerte von bis zu 1,1 erzielt werden können. Die Drehzahlspreizung des Motors beträgt bei PKW üblicherweise zwischen 1:4 und 1:6, wogegen die benötigte Drehzahlspreizung am Rad bei 1:40 liegt. Der Einsatz von Getrieben veränderlicher Übersetzung trägt auch diesem Umstand Rechnung.

Es wird deutlich, daß die Forderungen nach Anfahrzugkraft und Endgeschwindigkeit grundsätzlich durch die dargestellten Gangstufen 1 und 5 erfüllt werden.

Durch die Stufung der einzelnen Getriebeübersetzungen entstehen jedoch Lücken zwischen den gangbezogenen Zugkraftkurven und der Zugkrafthyperbel maximaler Leistung. Die maximale Motorleistung kann in diesen Geschwindigkeitsbereichen nicht erbracht werden. Daraus resultiert ein vermindertes Beschleunigungsvermögen.

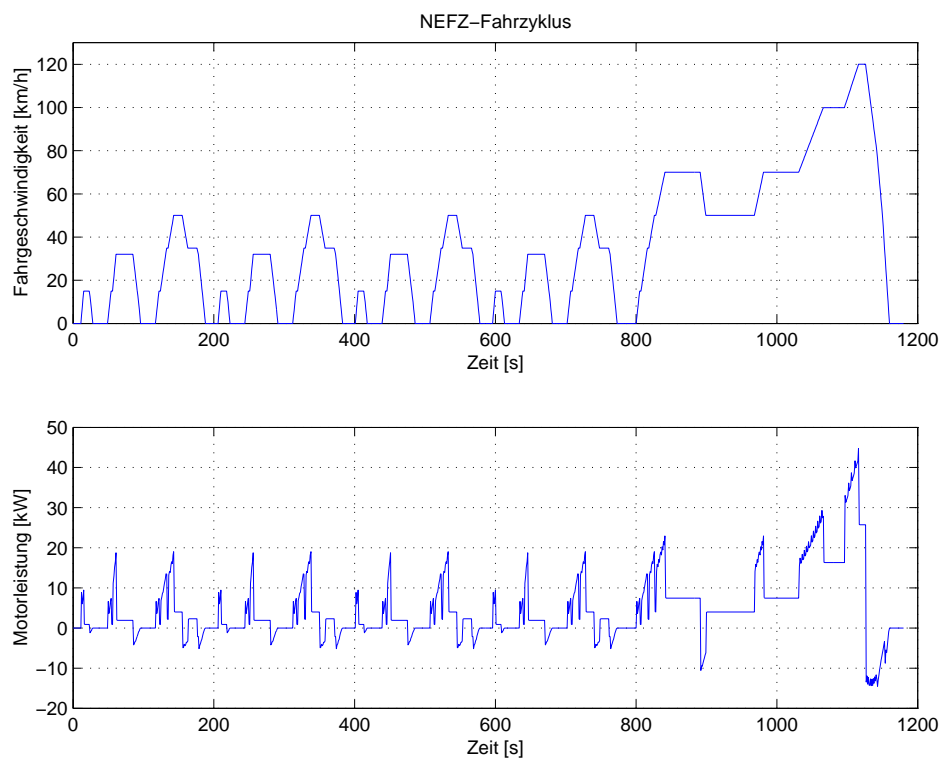
Durch die Ausstattung des Getriebes mit einer höheren Anzahl Gangstufen können die sich ergebenden Lücken verringert werden.

Die Differenz zwischen den Fahrwiderstandskurven und den jeweiligen Maximalkraftkurven kennzeichnet die für Beschleunigungen zur Verfügung stehende Leistungsreserve, die ohne Gangwechsel durch Anhebung des Motormoments erreicht werden kann.

Neben der leistungsorientierten Auslegung des Antriebs, die neben der Endgeschwindigkeit besonders auf das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs zielt, ist besonders die Auslegung in Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges zu betrachten.

## Fahrzyklen

Die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Kraftfahrzeugen in der Europäischen Union erfolgt seit dem 1. Januar 1996 gemäß EG-Richtlinie 80/1268/EWG in der Fassung 93/116/EWG. Der zugrundeliegende genormte Fahrzyklus wird als NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) bezeichnet. Der Fahrzyklus erstreckt sich insgesamt 1180 Sekunden. Er besteht aus vier aneinander gereihten gesamt 780 Sekunden dauernden City-Zyklen (ECE) und einem 400 Sekunden dauernden Überland-Zyklus (EUDC). Die zurückzulegende Fahrstrecke beträgt etwa 11km.



**Bild 2.2:** Fahrzyklus NEFZ

Abbildung 2.2 zeigt den Fahrgeschwindigkeitsverlauf und den Motorleistungsbedarf für ein Fahrzeug mit einer Masse von 1550kg und einem Viergang-Automatikgetriebe. Die Prüfung eines Fahrzeuges wird mit bei Versuchsbeginn kaltem Motor auf einem Rollenprüfstand durchgeführt.

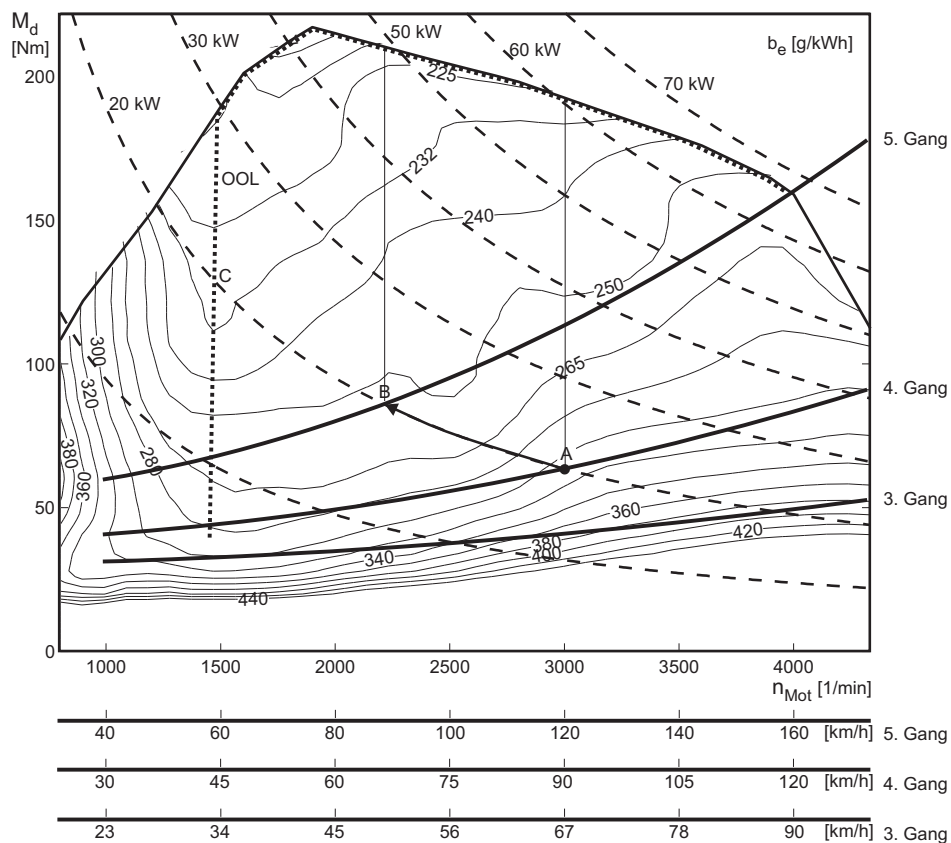
Anhand des in Abbildung 2.3 gezeigten Verbrauchskennfeldes [2] eines direkteinspritzenden Turbodieselmotors wird deutlich, daß der Wirkungsgrad des Motors in hohem Maße vom gewählten Betriebspunkt abhängig ist.

Das Kennfeld zeigt Linien gleichen spezifischen Verbrauchs  $b_e$ . Zu diesem charakteristischen Kennfeld führen vor allem Reib- und Pumpverluste, die mit steigender Drehzahl zunehmen. Je mehr Kraftstoff beziehungsweise Leistung bei einer bestimmten Drehzahl umgesetzt wird, desto niedriger liegt der spezifische Verbrauch, da der zur Deckung der

Verluste notwendige Anteil der Leistung sinkt.

Die obere Begrenzung des Kennfeldes ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen aus der geringen vom Lader zugeführten Luftmasse, wodurch die maximale Einspritzmenge und somit der Stoffumsatz begrenzt wird. Die Einspritzmenge ist derart zu begrenzen, daß die Bildung von Ruß im Abgas vermieden wird. Bei mittleren Drehzahlen ist die vom Lader zugeführte Luftmenge und somit auch die eingespritzte Kraftstoffmenge regelungstechnisch limitiert, um die Komponentenbeanspruchung auf die zulässigen Grenzwerte zu beschränken. Bei hohen Drehzahlen nimmt das maximale Drehmoment zum einen durch die vergleichsweise träge Verbrennung des ungenügend zerstäubten Dieselmotorkraftstoffes und zum anderen wegen der Drehzahlbegrenzerfunktion in der Einspritzpumpe ab.

Es wird nun eine Linie minimalen spezifischen Verbrauchs definiert. Diese Linie gibt an, bei welchem Betriebspunkt der spezifische Verbrauch des Motors  $b_e$  in Abhängigkeit von der geforderten Leistung  $P_{VM}$  minimal ist. ( engl. *OOL – Optimal Operation Line* ). Im Falle des vorliegenden Kennfeldes ergibt sich, daß Leistungen unterhalb von 30 kW bei einer Drehzahl von 1500 1/min mit maximalem Wirkungsgrad erbracht werden. Leistungen über 30 kW werden bei Betrieb auf der Vollastlinie effizient erbracht. Andere Motorkennfelder weisen dagegen oft einen Verlauf der OOL unterhalb der Kurve maximalen Drehmomentes auf.



**Bild 2.3:** Verbrauchskennfeld

Um den Kraftstoffverbrauch für eine bestimmte Fahrsituation zu minimieren, muß die benötigte Leistung des Motors

$$P_{VM} = \frac{1}{\eta_A} \cdot P_A \quad (2.1)$$

durch den Betrieb des Motors an einem Betriebspunkt auf der OOL erbracht werden. Eine derartige Betriebsführung des Motors ist im stationären Fahrbetrieb nur an den Schnittpunkten der auf die Motordrehzahl bezogenen Fahrwiderstandskurven möglich. Es ergibt sich für jede Übersetzung lediglich ein Schnittpunkt mit der OOL im unteren Leistungsbereich.

Die Stufung der Übersetzungen erlaubt lediglich folgendes Gedankenexperiment: Angenommen das Fahrzeug wird auf ebener Strecke mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h bewegt. Die dafür benötigte Motorleistung beträgt 20 kW.

Wird nun der 4. Gang gewählt, befindet sich der Motor an Betriebspunkt **A**. Der spezifische Verbrauch beträgt entsprechend Abbildung 2.3 300 g/kWh. Wird statt dessen der 5. Gang gewählt, ergibt sich der Betriebspunkt **B** mit einem spezifischen Verbrauch von 255 g/kWh. Der spezifische Verbrauch sinkt folglich um

$$\left( 1 - \frac{255 \text{ g/kWh}}{300 \text{ g/kWh}} \right) \cdot 100 \% = 15 \% \quad (2.2)$$

Stünde nun eine geeignete Übersetzung zur Verfügung, um den Motor am Betriebspunkt **C** zu betreiben, könnte ein spezifischer Verbrauch von 228 g/kWh erzielt werden. Dies bedeutet gegenüber Punkt **A** eine Verbrauchsreduktion um 24 % und stellt gleichzeitig das erreichbare Optimum dar.

Diese Überlegung begründet aus dem Blickwinkel der Verbrauchsoptimierung den Wunsch nach zusätzlichen, länger übersetzten Gangstufen. Durch die Diskretisierung der möglichen Arbeitspunkte kann jedoch das Ziel einer stetigen Betriebsführung entlang der optimalen Betriebslinie nicht erreicht werden. Dies ist lediglich durch eine stufenlos variierbare Übersetzung mit weiter Spreizung möglich.

### Zielkonflikt der Betriebsführung

Eine derartige Betriebsführung des Motors führt zu einem vergleichsweise niedrigem Drehzahlniveau. Dieser Umstand ist aus Sicht des Fahrbetriebes für Konstantfahrt annehmbar, erweist sich jedoch besonders bei Beschleunigungsvorgängen als nachteilig, da der Antrieb eines Kraftfahrzeuges neben der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit und dem Kraftstoffverbrauch auch hinsichtlich der Agilität beurteilt wird. Dies bedeutet, daß das Anregelverhalten des Antriebs bei einem Beschleunigungswunsch des Fahrers im Bezug auf die erzielbare Mehrleistung und den Gradienten, mit dem diese ansteigt, betrachtet wird. Die gewünschte Mehrleistung  $\Delta P_{VM}$  kann im Optimalfall ohne Änderung der Übersetzung durch Anhebung des Motormoments bei annähernd konstanter Drehzahl erreicht werden. Der Verlauf des Leistungszuwachses ist in diesem Fall ausschließlich vom Anregelverhalten des Motors abhängig. Die erzielbare Mehrleistung ist

jedoch entsprechend der Vollastkurve eine Funktion der Motordrehzahl.

Am in Abbildung 2.3 gezeigten Beispiel beträgt die maximale Mehrleistung bei einer ursprünglichen Leistung von 20 kW im Betriebspunkt **C** 8 kW, bei Betriebspunkt **B** 28 kW und bei Betriebspunkt **A** 42 kW. Höhere Mehrleistungen  $\Delta P_{VM}$  lassen sich jeweils lediglich durch Rückschaltungen erreichen. Der Schaltvorgang führt jedoch zu einer typischen Verzögerungszeit und bei manuellen Schaltgetrieben zu der Notwendigkeit des Fahrereingriffes in Verbindung mit einer unerwünschten Zugkraftunterbrechung. Eine verbrauchsoptimale Betriebsführung des Motors auf der optimalen Betriebslinie wird folglich vom Fahrer als träge empfunden und hinsichtlich der Agilität negativ beurteilt. Dies führt zu dem Zielkonflikt zwischen einer ökonomischen und einer an der Fahrbarkeit orientierten Betriebsführung des Antriebes, da der Motor bei „sportlicher“ Fahrweise mit einem hohen Leistungsüberschuss betrieben werden muss.

## 2.2 Antriebsstrangtopologien

Im weiteren wird die typische Wirkungsgradcharakteristik von Verbrennungsmotoren unter Nutzung der immanenten Systemvorteile niedriges Leistungsgewicht, hohe Leistungsdichte, kostengünstige Herstellung und geringe Beschränkungen der Einsatzfelder sowie hohe Energiedichte und niedrige Gestehungskosten der Kraftstoffe als invariant betrachtet. Die Minimierung des Kraftstoffverbrauches für das in Abbildung 2.2 unten dargestellte Lastspiel ist daher primär Aufgabe des Antriebsstranges. Dabei ist die Betriebsführung des Verbrennungsmotors derart zu gestalten, dass die zum betrachteten Zeitpunkt erforderliche Leistung mit dem jeweils minimal möglichen spezifischen Verbrauch durch den Antrieb erbracht wird. Dabei sind die negativen Auswirkungen auf die Agilität des Antriebes soweit möglich zu minimieren.

Um das Ziel der Verbrauchsreduzierung durch weitgehend freie Wahl des Motorbetriebes unabhängig von der Fahrsituation zu erreichen, wurden in der Vergangenheit ausgehend von den konventionelle Antriebsstrangstrukturen alternative Getriebe und Antriebstopologien vorgestellt. Einige dieser Konzepte erheben den Anspruch, den Zielkonflikt zwischen ökonomischer und leistungsorientierter Betriebsführung des Antriebsstranges aufheben zu können.

### Der konventionelle Antriebsstrang

Der konventionelle Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen setzt sich aus den Elementen Motor, Kupplung, Getriebe und Differential zusammen. Bei den Motoren kommen im Wesentlichen Otto- oder Dieselmotoren in verschiedenen Bauformen und Größen zum Einsatz. Da Kolbenmotoren mit innerer Verbrennung nicht gegen eine Last anlaufen können, wird eine schaltbare Kupplung, die Leistungsübertragung unter Schlupf ermöglicht, als Anfahrlement benötigt. Diese werden als trockene Reibkupplungen oder hydrodynamische

mische Wandler nach dem Föttinger-Prinzip ausgeführt. Wie bereits dargelegt, bedingt die geringe Drehzahlspitzung und die Drehmomentcharakteristik der Verbrennungsmotoren die Verwendung von Getrieben, um die für den Betrieb des Fahrzeugs notwendigen Eckwerte Anfahrmoment und Drehzahlspitzung am Rad realisieren zu können. Vorherrschende Getriebebauformen sind heute synchronisierte Schaltgetriebe mit fünf oder sechs Gängen und alternativ Stufenautomaten mit mehreren Planetensätzen. Durch den Einsatz von Differentialgetrieben werden die unterschiedlichen Raddrehzahlen an der Antriebsachse während Kurvenfahrten ausgeglichen. Der konventionelle Antriebsstrang kommt hauptsächlich in den beiden Varianten Frontantrieb und Heckantrieb zum Einsatz. Zwischen diesen Varianten soll im Weiteren nicht unterschieden werden.

### **Das stufenlos verstellbare Getriebe**

Eine besondere Variante des konventionellen Antriebsstranges entsteht durch den Einsatz von stufenlos verstellbaren Getrieben. Diese Systeme sind mit Stufenautomaten zu vergleichen, da sie dem Fahrer ein ähnliches Komfortniveau bieten. Stufenlos verstellbare Getriebe zeichnen sich durch ein höheres Beschleunigungsvermögen aus, da der Motor permanent mit seiner maximalen Leistung betrieben werden kann. Die teilweise störenden Schaltrücke entfallen. Der mechanische Wirkungsgrad der stufenlos verstellbaren Getriebe liegt unter dem der Stufenautomaten. Dieser Nachteil kann jedoch ausgeglichen werden, in dem statt der bei Stufenautomaten üblichen verlustbehafteten Wandlerkupplung elektronisch geregelte Lamellenkupplungen oder Magnetspulverkupplungen zum Einsatz kommen. Der Wirkungsgradnachteil kann darüberhinaus durch die optimierte Betriebsführung des Motors aufgehoben werden. Mit dem von Audi angebotenen *multitronic*-System werden die Verbrauchswerte des vergleichbaren Stufenautomaten deutlich unterboten und die Fahrleistungswerte des Handschaltgetriebes erreicht. Hierfür ist ein Kompromiss zwischen ökonomischer und „sportlicher“ Betriebsführung zu finden. Die Motorbetriebspunkte werden deshalb lediglich in der Tendenz in Richtung der optimalen Betriebslinie verlagert.

### **Schwungradbasierte Antriebe**

In etlichen Forschungsvorhaben [105],[101] werden Schwungradspeicher im Fahrzeugantrieb untersucht. Diese Speicher bieten hohe Leistungs- und Energiedichten bei gutem Wirkungsgrad. Das Schwungrad wird über ein stufenlos verstellbares Getriebe mit der Antriebswelle verbunden. Die Leistungsabgabe erfolgt durch Übersetzungsänderung des Getriebes, bei dem die träge Schwungradmasse abgebremst wird. Ist der Speicher entladen, wird er mittels eines auf die optimale Betriebslinie geregelten Verbrennungsmotors wieder beschleunigt. Das stufenlos verstellbare Getriebe stellt die Entkoppelung der Drehzahl von Motor und Schwungrad von der Fahrgeschwindigkeit sicher. Das Drehmoment an der Antriebswelle wird durch die Verstellgeschwindigkeit des Getriebes geregelt.

### **Der serielle Hybrid**

Der serielle Hybridantrieb kann auch als elektrisches Getriebe betrachtet werden. Es handelt sich grundsätzlich um einen elektrischen Fahrtrieb, der die benötigte elektrische Leistung auch aus einer Traktionsbatterie oder einem Brennstoffzellenstack beziehen könnte. Die notwendige elektrische Leistung wird statt dessen von einer Verbrennungsmotor-Generatoreinheit erzeugt, wobei der Verbrennungsmotor stets entlang der optimalen Betriebslinie betrieben werden kann. Durch die für den Fahrbetrieb günstigere Drehmomentcharakteristik des elektrischen Antriebes mit vergleichsweise hohen Drehmomenten im Grunddrehzahlbereich bleibt die Agilität des Fahrzeuges gewahrt. Es ist jedoch sicherzustellen, daß der elektrische Mehrleistungsbedarf kurzzeitig aus einem Speicher gedeckt werden kann, bis der Verbrennungsmotor den der neuen Leistungsanforderung entsprechenden Betriebspunkt erreicht hat. Einen hinreichend dimensionierten Speicher vorausgesetzt, erlaubt der serielle Hybrid die weitgehende Rekuperation der kinetischen Energie des Fahrzeuges beim Bremsen sowie rein elektrischen Antrieb des Fahrzeuges bei Rangierfahrten und im Stop-und-Go-Betrieb. Der Generator dient darüberhinaus als Lichtmaschine und Anlasser. Die Nachteile des Konzeptes bestehen primär in den hohen Kosten und Massen des Antriebs, da elektrischer Generator und Antriebsmotor auf die Nennleistung des Verbrennungsmotors ausgelegt werden müssen. Der erreichbare Gesamtwirkungsgrad wird durch die zweifache Umwandlung der Leistung geschmälert.

### **Der parallele Hybrid**

Um diese Nachteile zu umgehen, wird beim Parallelhybrid die vom Verbrennungsmotor erbrachte Leistung zum größten Teil über ein mechanisches Getriebe an die Antriebswelle weitergeleitet. Ein vergleichsweise klein dimensionierter elektrischer Antrieb erlaubt in Verbindung mit einem stufenlos verstellbaren Getriebe die verbrauchsoptimale Betriebsführung des Verbrennungsmotors. Zusätzliche Leistungsanforderungen können durch den kurzzeitig überlastbaren elektrischen Antrieb in Kombination mit einem Energiespeicher abgedeckt werden. Bei niedrigen Leistungsanforderungen des Fahrers kann durch den elektrischen Antrieb die Motorlast angehoben werden. Dies führt zu einem geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch und erlaubt das effiziente Laden des Speichers. Rekuperation und elektrischer Fahrbetrieb sind ähnlich wie beim seriellen Hybrid in eingeschränkter Weise möglich. Der Elektromotor kann alternativ zu hydrodynamischen Kupplungen oder Reibkupplungen als Anfahrlement genutzt werden. Das Summendrehmoment beider Antriebsmaschinen stellt das Getriebeeingangsmoment dar. Es können außer CVT automatisierte Handschaltgetriebe oder Stufenautomaten zum Einsatz kommen.



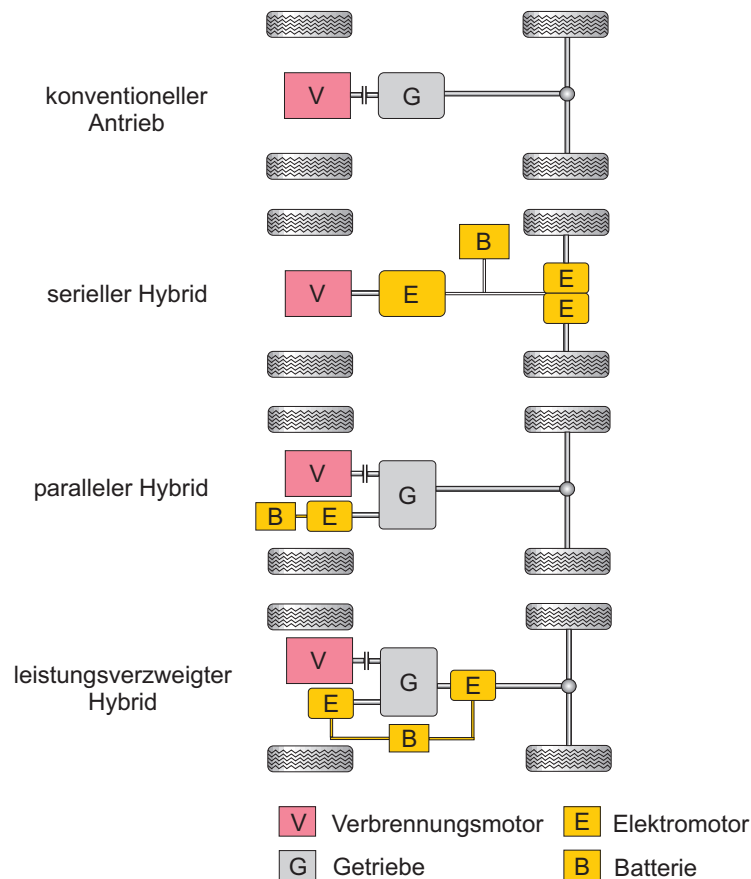


Bild 2.4: Antriebsstrangtopologien

### Der elektrisch leistungsverzweigte Hybrid

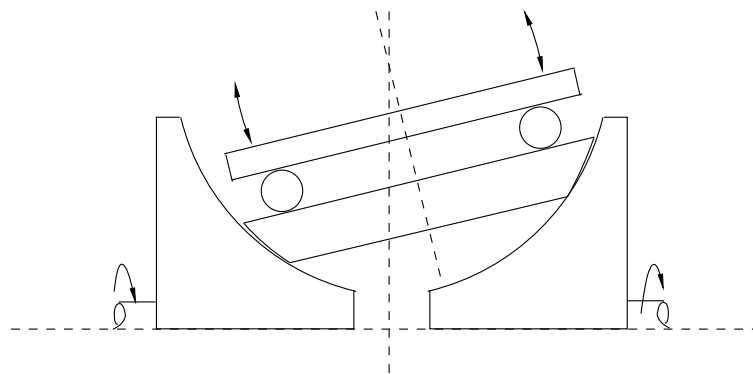
Eine Leistungsübertragung mit stufenloser Übersetzungsverstellung lässt sich ebenfalls durch einen Planetensatz und zwei Antriebsmaschinen mit variablen Drehzahlen darstellen. Da es sich bei einem einfachen Planetensatz um ein Dreiwellengetriebe handelt, bestimmt sich die Drehzahl der Abtriebswelle aus den geometrischen Übersetzungsverhältnissen und den Drehzahlen der beiden Eingangswellen. Es erfolgt im Gegensatz zum Parallelhybrid keine Drehmomentsummutation sondern eine Leistungssummutation im Getriebe. Um die Drehzahl des Verbrennungsmotors stufenlos stellen zu können, muß der elektrische Antrieb daher mit einer bestimmten Drehzahl in das Getriebe treiben. Das zu erbringende Drehmoment ergibt sich aus Übersetzung und Abtriebsmoment. Die benötigte elektrische Leistung wird zeitgleich von einem Generator erzeugt. Dies führt dazu, daß ein Teil des Leistungsflusses elektrisch übertragen wird. Der elektrisch leistungsverzweigte Hybrid stellt somit eine Mischform aus seriellen und parallelem Hybrid dar.

## 2.3 Bauformen von stufenlos verstellbaren Getrieben

Getriebe mit kontinuierlich während des Betriebs veränderbarer Übersetzung ohne Leistungsverzweigung können grundsätzlich in zwei Gruppen eingeteilt werden:

- Getriebe *ohne* mechanische Kopplung der an- und abtriebsseitigen Drehmassen. Zu dieser Gruppe zählen die seriellen Hybride mit elektrischer Leistungsübertragung oder Systeme mit hydrostatischer Leistungsübertragung. Bei diesen Antrieben ist die Motordrehzahl von der Fahrgeschwindigkeit entkoppelt. Darüberhinaus sind die zur Änderung der Motordrehzahl notwendigen Drehmomente durch den zwischengeschalteten Energiespeicher von der Antriebswelle entkoppelbar. Da sich aus diesem Grund die im weiteren betrachtete Problematik bei diesen Getriebebauformen nicht stellt, wird diese Gruppe der stufenlos verstellbaren Getriebe nicht weiter behandelt.
- Getriebe *mit* mechanischer Kopplung der an- und abtriebsseitigen Drehmassen.

Von den Getrieben der zweiten Gruppe, bei denen die Leistungsübertragung rein mechanisch durch reibschlüssige Verbindungselemente erfolgt, sind zwei Hauptbauformen bekannt:

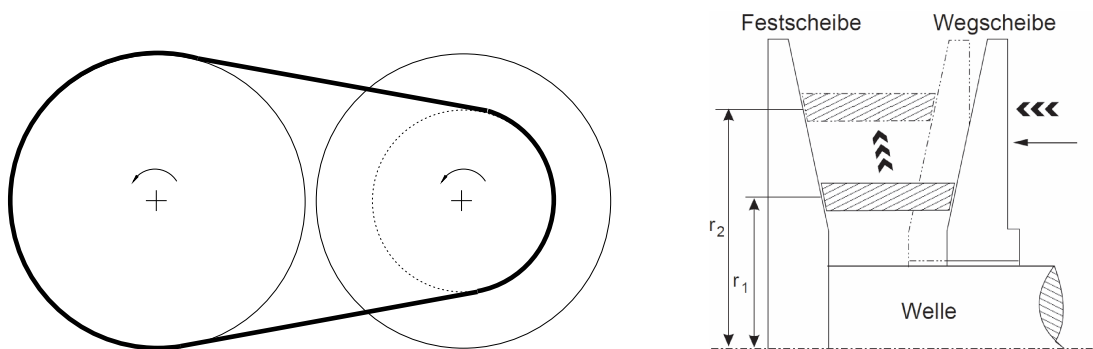


**Bild 2.5:** Halbtoroidgetriebe

- Toroidgetriebe  
Stufenlose Toroidgetriebe übertragen die Leistung durch Reibkräfte im Wälzkontakt von einer torusförmigen Eingangsscheibe über ein Zwischenrad auf ein torusförmiges Abtriebsrad. Durch Schwenken des Zwischenrades ändern sich die Wälzradien auf den Torusscheiben und damit die Übersetzung. Die zur Übertragung der Reibkraft erforderliche Normalkraft wird durch axiales Anpressen der Torusscheiben erzeugt. Durch die Parallelschaltung mehrerer Elemente können in einem Fahrzeuggetriebe Drehmomente bis über 400 Nm übertragen werden. Es werden die zwei Bauformen Halbtoroid und Volltoroid unterschieden.

### ■ Kegelscheibengetriebe

Die mechanische Leistung wird zwischen zwei Kegelscheibenpaaren durch ein geschlossenes bandförmiges Umschlingungselement übertragen. Durch die gegensinnige Variation der axialen Kegelscheibenabstände können die Laufradien des Umschlingungselements verändert werden. Die zum Aufbau der notwendigen Reibkraft notwendige Normalkraft wird durch axiale Anpressung der Kegelscheiben erzeugt. Unterschieden werden je nach Umschlingungselement Keilriemengetriebe, Schubgliederbandgetriebe und Zugkettengeräte.



**Bild 2.6:** Kegelscheibengetriebe

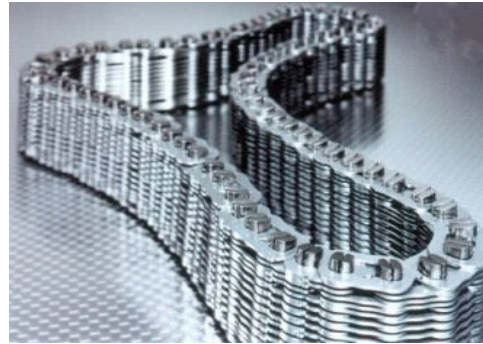
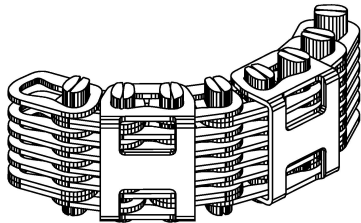
Diese Form der der Umschlingungsetriebe stellt eine Weiterentwicklung des als Transmission bekannten Flachtriebs dar. Da beim keilförmigen Trieb gegenüber dem Flachtrieb der Zugkraftaufbau und -abbau durch Beanspruchung des Umschlingungsmittels quer zur Laufrichtung und damit auch quer zur Zugbeanspruchung erfolgt, werden deutlich höhere Leistungsdichten erreicht. Im Vergleich zum Flachtrieb müssen jedoch Einbußen im Wirkungsgrad hingenommen werden.

Die Möglichkeit der stufenlosen Einstellung der Übersetzung wird besonders bei Antrieben für Werkzeugmaschinen und Fahrtrieben genutzt. Für den Fahrzeugeinsatz haben sich, nachdem sich der Keilriemenantrieb der Firma DAF nicht durchgesetzt hat, die beiden Bauformen Zugkettengeräte und Schubgliederbandgetriebe etabliert. Die Unterschiede sollen kurz dargestellt werden.

### Zugkettengeräte

Das mechanische System aus Wellen mit Kegelscheibensätzen und Umschlingungsmittel wird allgemein als Variator bezeichnet. Während sich die die beiden Getriebetypen hinsichtlich der Form der Scheibensätze nicht grundsätzlich unterscheiden, kommen unterschiedliche Umschlingungsmittel und hydraulische Anpresssysteme zum Einsatz.

Die Zugkette besteht aus einem Verbund aus Laschen die durch Wiegedruck-Bolzenpaare verbunden sind. Im Gegensatz zu konventionellen Kettengeräten erfolgt die Kraftübertragung nicht formschlüssig durch Eingriff einer Verzahnung sondern kraftschlüssig durch Reibung zwischen den Stirnflächen der Bolzen und den Keilscheiben. Die Reibung



**Bild 2.7:** Zugkette mit und ohne Klammerlaschen

erfolgt in einem geschmierten Kontakt. Dies setzt zwar den Reibwert herab und erfordert deshalb höhere Anpresskräfte, die zulässigen Flächenpressungen sind jedoch im Vergleich zum umgeschmierten Kontakt wesentlich höher, so daß insgesamt eine deutlich höhere Leistung übertragen werden kann [5]. Bolzen und Keilscheiben sind ballig ausgeführt und dadurch unempfindlich gegen Spurversatz. Die Bolzen stellen Gelenke zwischen den einzelnen Gliedern dar, um welche die innen verrundeten Kettenglieder abrollen.



**Bild 2.8:** Variator P.I.V. RHVF 147

Das zur Anpressung und Übersetzungsverstellung verwendete hydraulische System besteht bei Zugkettengetrieben der Bauart P.I.V. aus zwei jeweils an der Antriebs- und an der Abtriebswelle angeordneten Drehmomentfühlern, die von einem konstanten Volumenstrom durchflossen werden. Die drehmomentproportionale Drosselwirkung des Fühlers mit dem höheren Drehmoment bestimmt den hydraulischen Systemdruck. Dieser wird über ein Steuerventil, den Vierkantensteuerschieber an die beiden Anpresszylinder der Scheibensätze geführt. Durch Auslenkung des Vierkantensteuerschiebers aus der Mittel-lage kann der Druck in jeweils einem der Anpresszylinder angehoben werden, wodurch sich an diesem Scheibensatz der Keilspalt verringert und die Kette somit auf einen größeren Laufradius gezwungen wird. Am gegenüberliegenden Scheibensatz verringert sich dadurch der Laufradius den geometrischen Verhältnissen entsprechend.

### Schubgliederbandgetriebe

Das Schubgliederband besteht aus zwei geschlossenen mehrlagigen Stahlbändern, welche sich durch eine hohe Zugsteifigkeit und eine geringe Biegesteifigkeit ohne innere Reibung auszeichnen. Auf beide Bänder sind etwa 450 Segmente aufgereiht. Diese Glieder sind derart angefast, so daß ein Verkippen gegeneinander möglich ist. Die Kraftübertragung erfolgt überwiegend [82] durch Schubkräfte in der Gliederreihe.



**Bild 2.9:** Schubgliederband mit Variator

Im Gegensatz zu den Zugkettengeräten werden Schubgliederbandgetriebe mit einem alternativen Hydraulikkonzept ohne Drehmomentfühler ausgeführt. Die hydraulische Druckerzeugungseinheit liefert hier einen konstanten Druck, der mittels zwei Druckregelventilen auf die notwendigen Anpressdrücke reduziert wird. Die elektronische Regelungseinheit muss deshalb stets über das aktuell übertragene Drehmoment als Eingangsgröße verfügen. Dies kann durch Auswertung eines Drehmomentsignals der Motorsteuerung erfolgen. Im Fall von abtriebsseitig eingetragenen Momententransienten kann dieser Forderung jedoch nicht immer Rechnung getragen werden, so daß stets ein bestimmtes Maß an Überanpressung als Sicherheitsreserve vorgesehen wird.

## 2.4 Mehrbereichsgetriebe

Stufenlose Mehrbereichsgetriebe bieten durch Strukturumschaltungen zwischen stufenlosen Verstellbereichen die Möglichkeit der Spreizungserweiterung des Gesamtgetriebes. Strukturumschaltung kann hierbei bedeuten, daß eine Richtungsumkehr des Leistungsflusses durch den Variator erfolgt oder der Variator durch mechanische Leistungsverzweigung lediglich mit einem Teil der zu übertragenden Leistung beaufschlagt wird. Als Beispiel soll am dieser Stelle kurz das leistungsverzweigte Zweibereichs-CVT vorgestellt werden. In Kapitel 2.6 wird detaillierter auf das  $i^2$ -Getriebe eingegangen.

### **Leistungsverzweigtes Zweibereichs-CVT**

In [52] wird ein weiteres Konzept für ein Mehrbereichsgetriebe vorgestellt. Durch die Kombination aus Variator, einem als Planetensatz ausgeführten Summiergetriebe und drei Schaltelementen können zwei Verstellbereiche dargestellt werden. Die gewählte Auslegung führt im Bereich hoher Übersetzungen (Underdrive) zu einem unverzweigten Leistungsfluss über den Variator. Im Overdrivebereich wird die Leistung dagegen über eine Stirnradstufe und den Variator verzweigt. Da sich im leistungsverzweigten Betrieb der Leistungsfluss im Variator umkehrt, kann dessen Stellbereich nochmals durchlaufen werden. Die sich dadurch ergebende Spreizungserweiterung wird nun dazu genutzt, die Spreizung des Variators zu reduzieren. Diese Maßnahme erlaubt eine Vergrößerung der minimalen Laufradien, welche die größte Beanspruchung für die Kette darstellen, da nur eine kleine Zahl von Wiegedruckbolzen zum Kraftaufbau im Umschlingungsbogen beitragen kann. Unter Beibehaltung der Lebensdauer der Variatorbestandteile kann nun das maximal zulässige Motormoment um etwa 25% gesteigert werden. Im Overdrivebereich nimmt mit sinkender Gesamtübersetzung das über den Variator übertragene Moment stetig ab. Diese Entlastung des Variators führt neben einer verlängerten Lebensdauer der Komponenten auch zu einer Wirkungsgradverbesserung des Gesamtgetriebes, da ein Großteil der Leistung unter sehr geringen Verlusten über eine Stirnradstufe übertragen wird. Da mit abnehmendem Moment am Variator der Anpressbedarf sinkt, reduziert sich die von der Hydraulikpumpe aufgenommene Leistung. Dieses vorteilhafte Systemverhalten hat einen nennenswerten Einfluß auf den Systemwirkungsgrad, da das Getriebe in Normzyklen [42] über weite Strecken im Overdrivebereich betrieben wird.

### **Elektromechanisches Hybridgetriebe**

Alternativ zu den bisher diskutierten Antriebsstrangtopologien und Getriebebauformen werden in [4], [112], [113] Varianten eines elektromechanischen Schaltgetriebes vorgeschlagen. Ausgangspunkt der Neuentwicklung sind herkömmliche Automatgetriebe mit Ravigneaux-Planetensätzen. Die üblicherweise als Strömungsgetriebe ausgeführte Wandlerkupplung stellt einerseits ein für den Fahrzeugbetrieb ideales Anfahrerelement dar, andererseits führt der niedrige Zykluswirkungsgrad des Wandlers zu Verbrauchsnachteilen und Abstrichen in der Fahrleistung. Durch geschickte Integration von ein oder zwei elektrischen Maschinen anstelle des Wandlers in einen Stufenautomaten lässt sich dagegen ein hybrider Antrieb mit weitgehend stufenloser Übersetzungsverstellung realisieren. Der Leistungsfluß erfolgt zum größten Teil rein mechanisch über Planetenradsätze. Durch Drehzahlregelung einer beim konventionellen Getriebe als Reaktionsglied fest mit dem Gehäuse verbundenen Welle des eingangsseitigen Planetensatzes kann eine stufenlose Übersetzungsstellung zwischen den Fahrbereichen des Automaten dargestellt werden. Zusätzliche Merkmale des Konzeptes sind die Möglichkeiten, elektrisch anzufahren und rekuperativ zu bremsen sowie der Einsatz des Elektromotors als Kurbelwellenstartergenerator.

## 2.5 Anforderungen an stufenlos verstellbare Umschlingungsgetriebe

Der Einsatz eines Getriebes im Kraftfahrzeug bedingt ein Reihe von Eigenschaften aus den Bereichen Auslegung und Betriebsführung.

### Kapazität

Die Auslegungskapazität hinsichtlich des Drehmomentes ergibt sich aus der zur Anwendung kommenden Motorisierung. Derzeit sind Zugkettengeräte mit einem Nennmoment von 400 Nm auf dem Markt. Diese Momentenkapazitäten decken Ottomotoren bis etwa 3 Liter Hubraum und rund 200 kW ab. Heute standardmäßig aufgeladene Dieselmotoren reichen bereits mit 2 Liter Hubraum an dieses Drehmomentniveau heran und werden es künftig deutlich überschreiten. Da das Marktsegment der aufgeladenen Dieselmotoren in den vergangenen Jahren stark gewachsen ist und bei einzelnen Herstellern bereits über 50% beträgt, sind Entwicklungsanstrengungen zur Steigerung der Kapazität notwendig, um das Einsatzfeld der stufenlos verstellbaren Getriebe zukünftig nicht auf Teilmärkte zu beschränken.

Bestimmende Größen für die Momentenkapazität sind die Flächenpressung im Reibkontakt zwischen Scheibe und Bolzen sowie die Zugfestigkeit der Kettenlaschen. Erstere hängt von dem gewählten Achsabstand und der realisierten Spreizung ab. Je kleiner der Achsabstand und je größere Werte die Spreizung annimmt, desto weniger Wiegedruckbolzen, auf die sich die Anpresskraft aufteilen kann, sind bei Anfahrübersetzung an der Antriebsscheibe im Eingriff.

Kapazitätssteigerungen lassen sich demnach lediglich auf Kosten des Bauraumes durch Vergrößerung des Achsabstandes oder durch Reduzierung der Spreizung bei konstantem Achsabstand erreichen.

### Spreizung

Da eine möglichst große Spreizung jedoch Voraussetzung für hohe Anfahrmomente und gleichzeitig ein ökonomisch sinnvolles niedriges Drehzahlniveau bei mittleren und hohen Fahrgeschwindigkeiten ist, entsteht ein Zielkonflikt mit der Forderung nach Erzielung einer höheren Momentenkapazität durch Einschränkung des Spreizungsbereiches. Besonders in Kombination mit drehmomentstarken Motoren dient ein weiterer Spreizungsbereich der Verbrauchsreduktion, da auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten vergleichsweise niedrige Motordrehzahlen eingestellt werden können. Für den Einsatz im Kraftfahrzeug ausgeführte Umschlingungsgetriebe weisen Spreizungen zwischen 4,5 und 6 auf.



## Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad des Getriebes bestimmt neben dem Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges die abzuführende Verlustleistung und damit die Lebensdauer der hochbeanspruchten Komponenten. Für die Erzielung eines optimalen Getriebewirkungsgrades steht hinsichtlich des Variators die korrekte Einstellung der Anpresskräfte im Vordergrund. Unteranpressung führt zu schädigendem Makroschlupf zwischen Kette und Keilscheiben. Überanpressung dagegen verschlechtert den Wirkungsgrad. Die wesentlichen physikalischen Verlustquellen sind nach [36] der Schlupf zwischen Keilscheiben und Wiegedruckstücken in Umfangsrichtung sowie in axialer und radialer Richtung, die Wälzverluste in den Gelenken der Wiegedruckstücke und die Materialdämpfung in allen Bauteilen. In [117] wird Zugkettengerieben gegenüber Schubgliederbandgetrieben ein je nach Betriebspunkt um bis zu 5% höherer Wirkungsgrad des Variators bescheinigt. Bestimmend für den den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes ist darüberhinaus die Leistungsaufnahme der Hydraulikpumpe. Diese bestimmt sich aus dem betriebspunktabhängigen hydraulischen Größen Druckniveau und Volumenstrom sowie dem Wirkungsgrad der Pumpe [43].

## Anpressdruckregelung

Um Verschleiß und Wirkungsgrad beiderseits zu optimieren, ist eine korrekte dem übertragenen Drehmoment entsprechende Anpressung der Scheibensätze von großer Bedeutung. Zu geringe Anpresskräfte führen zunächst zu erhöhtem Schlupf zwischen Umschlingungsmittel und Scheibensätzen und der damit verbundenen Wärmeentwicklung. Im Fall größerer Schlupfwerte kommt es zur Beschädigung der Scheibenflanken und der Bolzenstirnflächen. Zu hohe Anpresskräfte bedeuten höhere mechanische Verluste, da das fester eingespannte Umschlingungsmittel am Ende des Umschlingungsbogens mit einem größeren Kraftaufwand aus der eingeklemmten Position gezogen werden muß. Mit der Anpresskraft steigt zudem wegen der unvermeidlichen Leckagen der hydraulische Energiebedarf.

Besonders im Fall von abtriebsseitig eingeleiteten Drehmomentspitzen erweist sich die beim Schubgliederband verwendete elektronische Anpressdruckregelung als nicht ausreichend schnell. Werden zum Beispiel schlupfende Antriebsräder nach einer Änderung des Bodenreibwertes abrupt abgebremst, kommt es zeitgleich zu einer Verzögerung der primärseitigen Motormassen. Die damit verbundene Überhöhung im Drehmoment kann durch eine elektronische Anpressdruckregelung nicht ausreichend schnell sensiert werden, um den Anpressdruck entsprechend nachzuregulieren. Es kann somit nicht sichergestellt werden, daß es zu keiner Beschädigung des Variators kommt. Das Getriebe wird deshalb stets mit einer bestimmten Überanpressung als Sicherheitsreserve betrieben. Eine alternative Lösung besteht darin, abtriebsseitig eine auf kleine Differenzdrehzahlen geregelte Reibkupplung als sogenannte „torque-fuse“ [57] einzusetzen.

Im Fall des Zugkettengeriebtes mit hydro-mechanischem Drehmomentfühler kann die Überanpressung deutlich niedriger ausfallen, da der momentenabhängige Druckaufbau quasi verzögerungsfrei erfolgt und durch die Konstruktion der Drehmomentfühler eine zusätzliche Pumpwirkung gegeben ist.



## Schnellverstellung

Die Anforderungen hinsichtlich der maximalen Verstellgeschwindigkeit des Variators ergeben sich aus zwei typischen Situationen des Kraftfahrzeugbetriebs. Im Zuge eines Beschleunigungsvorganges aus dem Stillstand mit hohem Motormoment wird die Motordrehzahl bei maximaler Getriebeübersetzung bis auf die von der Betriebsstrategie vorgegebene Zieldrehzahl erhöht. Nachdem diese erreicht ist, ist das Getriebe in dem Maße zu verstellen, daß die Motordrehzahl konstant gehalten wird. In Abhängigkeit von der Fahrsituation ergeben sich anfänglich hohe Gradienten der Abtriebsdrehzahl. Der sich ergebende Übersetzungsgradient muß durch das Getriebe darstellbar sein.

Wird das Fahrzeug aus beliebigen Fahrgeschwindigkeiten mit maximaler Bremskraft bis in den Stillstand verzögert, hat das Getriebe innerhalb dieser Zeitspanne die Anfahrübersetzung einzustellen. Dies ist notwendig, um das Fahrzeug unmittelbar nach einer Gefahrenbremsung mit der maximalen Beschleunigung anfahren zu können. Wird angenommen, daß ab einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h die minimale Übersetzung (Overdrive) erreicht wird, ist der gesamte Übersetzungsbereich bei einer Bremsverzögerung von  $-9,5 \text{ m/s}^2$  innerhalb von 2,2 Sekunden zu durchfahren. Da die maximale Verstellgeschwindigkeit jedoch eine Funktion der Wellendrehzahlen ist, steht die Phase geringer Fahrgeschwindigkeiten vor dem Stillstand für die Verstellung effektiv nicht zur Verfügung, so daß sich eine zu fordernde Verstellzeit von unter 2 Sekunden für den gesamten Verstellbereich ergibt.

## Akustik

Durch das regelmäßige Auftreffen der Kettenbolzen auf die Scheibenflanken führt zu einer Schwingungsanregung und der damit verbundenen Luftschallübertragung mit geringer spektraler Verteilung. Durch eine besonders gewählte unregelmäßige Teilung der Kette kann das Frequenzpektrum des abgestrahlten Schalls derart aufgefächert werden, daß der Effekt für den Fahrer akustisch nicht mehr wahrnehmbar ist.

Die Drehzahlführung des Motors sowohl im Stationärbetrieb als auch während instationärer Fahrzustände wirft aus akustischer Hinsicht besondere Probleme auf, da der Fahrer ein bestimmte Korrelation aus Drehzahl- und Geschwindigkeitsverlauf erwartet. Dieser wichtige Punkt wird später nochmals aufgegriffen.

## Entwicklungstendenzen

In den sämtlichen angesprochenen Bereichen sind Anstrengungen zur Weiterentwicklung zu beobachten. In [36] wird ein Maßnahmenbündel zur Steigerung der Momentenkapazität des Variators um etwa 30% vorgestellt. Durch Optimierung der Laschengeometrie können homogenere Kraftverläufe im Material erzielt werden. Durch die herabgesetzte maximale Materialbeanspruchung lassen sich bei gleicher Standzeit der Kette höhere Nennmomente übertragen. Die Außenlaschen der Kette sind am höchsten belastet. Durch eine Ungleichverteilung der Laschen über dem Wiegedruckstück können diese auf

Kosten der Beanspruchung des Wiegedruckstückes zusätzlich entlastet werden. Entsprechende „Strickmuster“ sind in Entwicklung.

Der Übergang vom wärmebehandelten Werkstoff Stahl 100Cr6 auf den ingenieurkeramischen Werkstoff Aluminiumoxid  $\text{Al}_2\text{O}_3$  für die Kegelscheibenoberflächen verspricht man sich eine Steigerung des Reibkoeffizienten mit einer einhergehenden Absenkung des Anpressbedarfs [5]. Durch die geringere Neigung des Materials zu adhäsivem Verschleiß kann die Sicherheitsreserve und damit die Überanpressung verringert werden. Beide Maßnahmen führen zu einer Steigerung des Wirkungsgrades.

Die Überanpressung kann zudem durch eine elektronische Schlupfsensierung reduziert werden [21]. Der Anpressdruck wird zu diesem Zweck mit einer bestimmten Frequenz und Amplitude moduliert. Durch ein geeignetes Auswerteverfahren kann aus der Drehzahldifferenz der Schlupf im Variator bestimmt werden. Der Anpressdruck kann auf Basis dieser Messung derart eingeregelt werden, daß sich ein optimales Maß für den Schlupf ergibt.

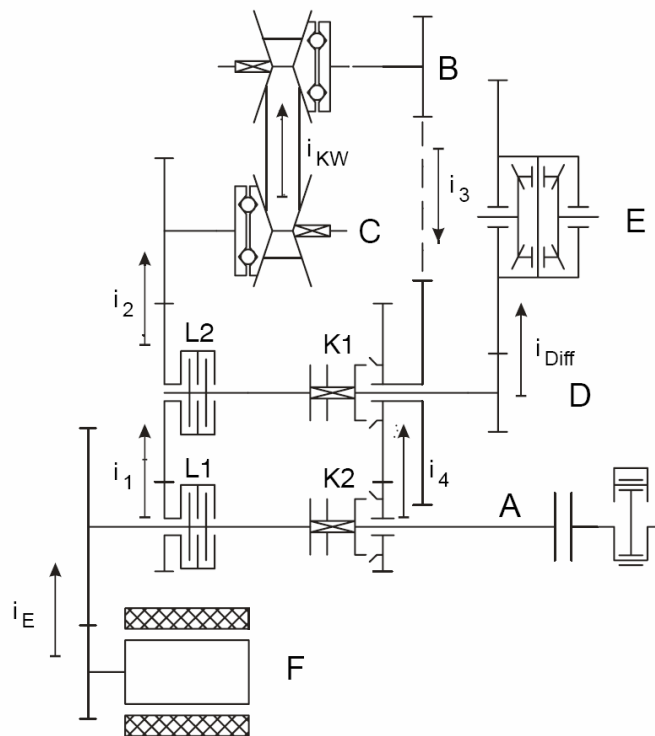
Auf der Seite des hydraulischen Systems kann die Leistungsaufnahme der Pumpe durch Reduktion des Druckniveaus und durch Absenkung der notwendigen Fördervolumina optimiert werden [21]. Das von LuK realisierte Doppelkolbenprinzip dient der signifikanten Reduktion des Volumenstromes bei Stellvorgängen und erlaubt somit eine Auslegung der Pumpe auf geringere Volumenströme als in den konventionellen Systemen möglich. Durch die Minimierung der Leckage des Systems kann darüber hinaus bei hohen Systemdrücken das Fördervolumen abgesenkt werden.

## 2.6 Der Autarke Hybrid

Beim Autarken Hybrid der TU München handelt es sich um einen parallelen Hybrid nach Abbildung 2.4. Als Versuchsträger wurde ein Opel Astra Caravan 1.7TD verwendet. Kernelement dieses Antriebs ist ein sehr weit gespreiztes stufenlos verstellbares Mehrbereichsgetriebe [31]. Bild 2.10 zeigt den schematischen Aufbau des Antriebstrangs in Front-Quer-Anordnung.

Der aufgeladene Wirbelkammer-Dieselmotor mit mechanischer Verteiler-Einspritzpumpe und einer Leistung von 60kW ist über eine Trennkupplung mit der Getriebeeingangswelle (A) verbunden. Eine elektrische Maschine mit 10kW Nennleistung (Welle F) speist über eine Zahnradstufe ( $i_E=2,94$ ) parallel auf die Welle A.

Sowohl auf der Eingangswelle (A) als auch auf der Abtriebswelle (D) sind jeweils eine Klauenkupplung und eine Lamellenkupplung angeordnet, deren Schaltzustände den Leistungsfluss über den Variator (Wandlerwellen B und C) determinieren.



**Bild 2.10:** Darstellung der Getriebestruktur des Autarken Hybrids

### 2.6.1 Das $i^2$ -Getriebe

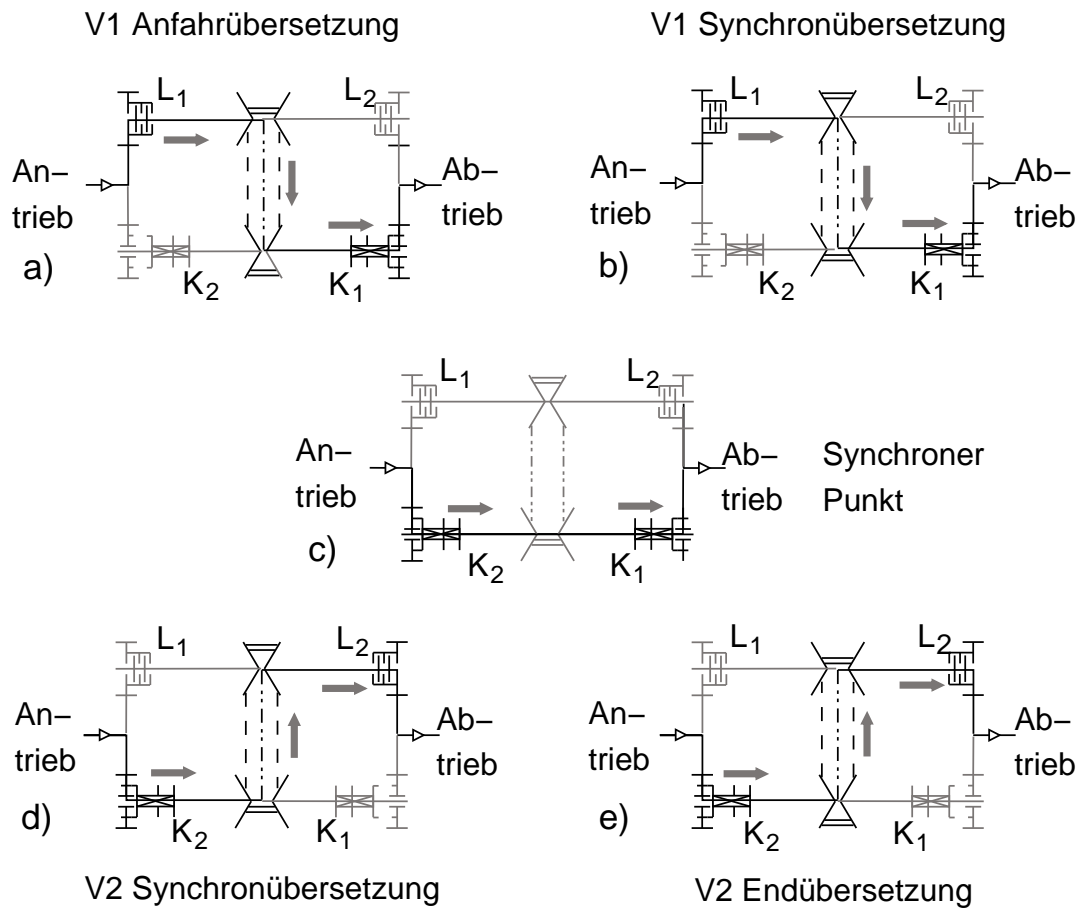
Durch zweimaliges Durchlaufen des Stellbereiches des Variators mit Umkehr der Richtung des Leistungsflusses wird eine Gesamtspreizung des Getriebes  $S_{Ges}$  erzielt, die dem Quadrat der einfachen Variatorspreizung  $S$  entspricht.

$$S_1 = \frac{i_{max1}}{i_{min1}} \quad ; \quad S_2 = \frac{i_{max2}}{i_{min2}} \quad \text{mit} \quad i_{min2} = i_{max1} \quad \text{und} \quad S_1 = S_2 = S \quad (2.3)$$

$$S_{Ges} = \frac{i_{max2}}{i_{min1}} = S^2 \quad (2.4)$$

Diesem Konzept liegen zwei Gedanken zugrunde. Zum einen lässt sich die einfache Spreizung des Variators reduzieren und damit eine höhere Drehmomentkapazität erreichen. Zum anderen lässt sich durch die resultierende umfangreiche Spreizung des Gesamtgetriebes eine sehr hohe Anfahrübersetzung in Kombination mit einer vergleichsweise langen Endübersetzung (Overdrive) realisieren.

Die hohe Anfahrübersetzung ermöglicht in Kombination mit einem hybriden Antriebsstrang das Anfahren des Fahrzeugs mit Radmomenten nahe der Kraftschlußgrenze mit einem relativ kleinen Elektromotor. Der große Overdrivebereich erlaubt die freie Einstellung der Motordrehzahl über weite Geschwindigkeitsbereiche.



**Bild 2.11:** Funktionsprinzip  $i^2$ -Getriebe

Abbildung 2.11 illustriert das Funktionsprinzip des  $i^2$ -Getriebes. Durch die Kombination des Variators mit 2 Lamellenkupplungen und 2 Klauenkupplungen sowie flankierenden Stirnradstufen lassen sich die Verstellbereiche V1 und V2 sowie der synchrone Punkt realisieren. Die maximale Übersetzung wird durch Leistungsfluss über die Lamellenkupplung  $L_1$ , den Variator in maximaler Übersetzung und die Klauenkupplung  $K_1$  erreicht. Ausgehend von dieser Konfiguration kann der Variator bis zur minimalen Übersetzung verstellt werden. Diese entspricht dem synchronen Punkt. Dieser kennzeichnet sich dadurch, daß die drei möglichen Leistungswege eine identische Übersetzung aufweisen. Die bislang geöffneten Kupplungen weisen verschwindende Differenzdrehzahlen auf. Entspricht die Variatorübersetzung exakt dem synchronen Punkt, können diese folglich geschlossen werden, ohne daß es zu Verspannmomenten im Getriebe kommt. Es wird nun in einem ersten Schritt die Klauenkupplung  $K_2$  hydraulisch betätigt angelegt. Durch eine Sperrsynchrisation wird gewährleistet, daß die Kupplung nicht einrückt, solange der Synchronlauf nicht erreicht ist. Wird in der Folge das Einrücken der Kupplung sensiert, erfolgt das Öffnen von Lamellenkupplung 1. Die Leistung fließt nun über die Klauenkupplungen. Der Variator läuft momentenfrei mit. Dieser Betriebszustand des Getriebes wird gleichwohl als synchroner Punkt bezeichnet.

und kann analog auch durch einen Leistungsfluss über die Lamellenkupplungen  $L_1$  und  $L_2$  dargestellt werden. Um nun das Getriebe zu kleineren Übersetzungen verstellen zu können, muß zunächst in den Verstellbereich V2 umgeschaltet werden. Dies erfolgt durch stetige Druckerhöhung an der Lamellenkupplung  $L_2$ . Ist ein dem zum Schaltzeitpunkt anliegenden Antriebsmoment entsprechendes Druckniveau erreicht, wird die Klauenkupplung  $K_1$  geöffnet und der Umschaltvorgang ist abgeschlossen.

Das  $i^2$ -Getriebe des Autarken Hybrid basiert auf dem in Abbildung 2.8 gezeigten P.I.V - Variator, dessen verfügbare Spreizung von 5 nicht vollständig genutzt wird, da der synchrone Punkt über einen Regelbereich verfügt und somit nicht mit einer Extremalübersetzung zusammenfällt. Die nutzbare Wandlerspreizung liegt bei 4,73. Für die Gesamtspreizung ergibt sich

$$S_{Ges} = 4,7^2 = 22.3 \quad (2.5)$$

Die Anfahrübersetzung des Getriebes beträgt 32, die Overdriveübersetzung liegt bei 1,44. Es existieren verschiedene Bereichswechselstrategien [45, 22] die zum Ziel haben, den Umschaltvorgang möglichst schnell, komfortabel und komponentenschonend durchzuführen. Für einen reibungslosen Schaltvorgang ist eine hochgenaue Übersetzungsregelung von großer Bedeutung. Auf diesen Zusammenhang wird später detailliert eingegangen.



## 3 Anforderungen an Regelung und Steuerung

### 3.1 Einleitung und Überblick

Der konventionelle Antriebsstrang von Automobilen ist durch zwei Ausprägungen der Automatisierung gekennzeichnet.

Zum einen existiert mit dem manuell schaltbaren Getriebe eine kostengünstige und einfache Lösung der Anpassung des Drehzahlbandes und des korrespondierenden Leistungsvermögens des Verbrennungsmotors an die jeweilige Fahrsituation. Um die im Zuge eines Gangwechsels erforderliche Synchronisierung der getriebeeingangsseitigen trägen Drehmassen auf die sich durch die Zielübersetzung ergebende Drehzahl durch die Synchronisierungseinrichtung des Getriebes zu ermöglichen, müssen die trägen Massen des Motors für die Dauer des Schaltvorganges mit Hilfe der Anfahrkupplung vom Getriebe abgetrennt werden. Dies bedeutet, dass eine Zugkraftunterbrechung während des Schaltvorganges eintritt und eine abgestimmte Betätigung der Anfahrkupplung und des Fahrpedales durch den Fahrer zur annähernden Synchronisierung der Drehzahlen an der Kupplung erforderlich ist. Eine Entlastung des Fahrers während des Gangwechsels tritt nicht ein und es kann somit nicht von einer Automatisierung des Antriebsstranges gesprochen werden. Häufig positiv gewertet wird der Umstand, dass der Zeitpunkt des Gangwechsels durch den Fahrer frei bestimmt werden kann und somit eine nicht nur an die aktuelle Fahrsituation sondern auch vorausschauend an den weiteren Fahrtverlauf ideal angepasste Gangwahl möglich ist.

Auf der anderen Seite bieten Stufenautomatgetriebe in Zusammenhang mit den regelmäßig verwendeten hydrodynamischen Wandlern als Anfahrlement einen vergleichsweise hohen Grad der Antriebsautomatisierung. Der Fahrer wird sowohl beim Anfahren als auch im Zuge der Gangwechsel von der Betätigung der Kupplung und der korrespondierenden Betätigung des Fahrpedales entbunden. Eine Betätigung des Schalthebels ist ebenfalls nicht notwendig. Die Steuerung des Automatgetriebes bestimmt aus den Eingangsgrößen Motordrehzahl und Motorlast mittels Schaltkennlinien [18] oder einem softwarebasierten adaptiven Schaltprogramm [109] den Zielgang und den Gangwechselzeitpunkt. Der Gangwechsel wird durch die Getriebesteuerung mittels der hydraulischen Aktuatorik bestehend aus Druckregelventilen, elektrischen Druckstellerventilen [26] welche den Ansteuerdruck der Lamellenkupplungen und Bremsen bestimmen, realisiert. Im

Gegensatz zum manuell betätigten Schaltgetriebe ist eine Lastschaltung möglich. Der Motor muss während des Schaltvorganges nicht vom Getriebe getrennt werden und die Zugkraft bleibt erhalten. Diese Eigenschaften haben sowohl Einfluss auf den Fahrkomfort als auch auf die Fahrdynamik. Um die transienten Vorgänge im Antriebsstrang während des Gangwechsels im Hinblick sowohl auf das Komfortniveau des Schaltvorgangs als auch bezüglich der Belastung der Schaltelemente der Getriebes zu optimieren, vervollständigt der Motoreingriff [96] die Getriebesteuerung durch die notwendige Verknüpfung mit der Motorsteuerung zu einer einfachen Form der Antriebssteuerung.

Ein Antriebsstrangmanagement umfasst demnach die koordinierte Steuerung und Regelung der Antriebsstrangkomponenten Verbrennungsmotor, Kupplung und Getriebe [53]. Die Realisierung der damit verbundenen Funktionalität durch den Komponenten zugeordnete elektronische Steuergeräte und entsprechende Software in Verbindung mit einer Verknüpfung der Steuerungen durch elektronische Bussysteme hat Neuerungen wie die manuelle Gangwahl bei Automatgetrieben, automatisierte Schaltgetriebe, Doppelkupplungsgetriebe und stufenlos verstellbare Getriebe in den vergangenen Jahren wirtschaftlich darstellbar und in der Folge marktfähig gemacht.

Durch die vorhandene elektronische Steuerung und Regelung der Antriebsstrangkomponenten können Fahrassistenzsysteme, wie zum Beispiel Antischlupfregelungen oder elektronische Stabilitätsprogramme verhältnismäßig leicht implementiert werden. Diese Systeme sollen die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges in Fahrsituationen verbessern, welche durch eine hohe Ausnutzung der am Rad-Straße-Kontakt übertragbaren Kräfte gekennzeichnet sind.

Der Antriebsstrang hybrider Fahrzeugantriebe umfasst neben den genannten Komponenten eine oder zwei elektrische Maschinen mit entsprechenden leistungselektronischen Stellgliedern sowie einen Energiespeicher. Als Energiespeicher kommen zum einen elektrische Systeme wie Batterien oder Doppelschichtkondensatoren in Betracht, zum anderen können auch mechanische Systeme wie Schwungradspeicher verwendet werden. Die Auswahl des Energiespeichers wird regelmäßig von Überlegungen zur Energie- und Leistungsdichte, der erwarteten Lebensdauer und den Systemkosten bestimmt. Schwungradsysteme können entweder elektrisch oder mechanisch an den Antriebsstrang angebunden werden. Das Antriebsmanagement erstreckt sich folglich gesamtheitlich auf die Steuerung und Regelung des gesamten Systems und weist somit einen entsprechend höheren Grad an Komplexität auf.



## 3.2 Anforderungen an ein Antriebsmanagement

### 3.2.1 Basisfunktionalität

Als Basisanforderung an ein Steuer- und Regelsystem des Antriebsstranges ist die Gewährleistung der elementaren Funktionalitäten zu stellen. Dazu gehören:

- das einfache und präzise Rangieren des Fahrzeuges
- das sichere Anfahren des Fahrzeuges mit unterschiedlicher Beschleunigung bei verschiedenen Steigungen und Beladungsverhältnissen
- eine der Fahrgeschwindigkeit angepasste Wahl der Getriebeübersetzung und damit auch der Motordrehzahl
- der Gangwechsel als transienter Übergang zwischen verschiedenen Getriebeübersetzungen
- die sichere Rücknahme der Antriebsleistung entsprechend den Vorgaben des Fahrers insbesondere bei Betätigung des Bremspedals

### Hybridspezifische Funktionalität

Bei hybriden Fahrantrieben treten Aspekte wie die elementare Koordination der Antriebsaggregate und ein Management des Energiespeichers hinzu. Abhängig von der Fahrsituation und den Fahrervorgaben ist der hybride Antriebsstrang bezüglich seiner Leistungsquellen zu konfigurieren. Der Einsatz von unabhängig z.B. elektrisch angetriebenen Hilfsaggregaten ist auf die jeweiligen Bedarfe abgestimmt zu koordinieren.

### 3.2.2 Fahrkomfort und Fahrbarkeit

Die Akzeptanz innovativer Systeme zum Antrieb von Kraftfahrzeugen hängt wesentlich von den vom Fahrer wahrgenommenen längsdynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges ab. Beschreibende Begriffe hierfür sind Agilität, Fahrbarkeit, Reaktivität, Ansprechverhalten und englisch „Driveability“ [92]. Zu den bestimmenden Größen zählt neben dem darstellbaren Zugkraftgewinn in einer bestimmten Fahrsituation der Verlauf des Zugkraftaufbaues insbesondere im Zusammenhang mit akustischen und schwingungstechnischen Phänomenen.

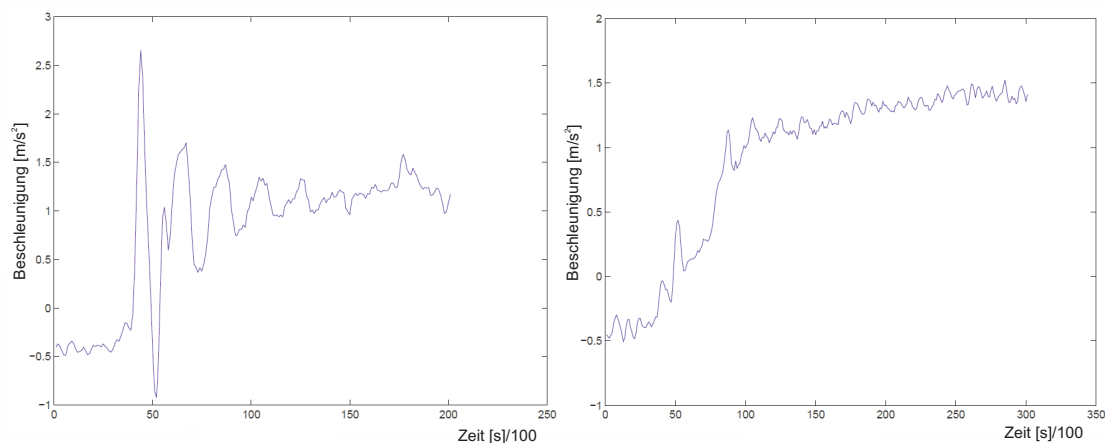
Der mögliche Zugkraftgewinn ist proportional dem Leistungsüberschuss und wird somit im Wesentlichen von der installierten Motorleistung bestimmt. Das Anregel- oder Lastwechselverhalten eines Antriebsstranges wird dagegen maßgeblich sowohl von der

konstruktiven Auslegung des Antriebsstranges als auch von der Steuerung und Regelung der Antriebsstrangkomponenten determiniert.

In der einschlägigen Literatur [9] [37] [92] werden englischsprachige Begriffe zur Beschreibung der mit dem Oberbegriff Noise-Vibration-Harshness (NVH) bezeichneten Phänomene verwendet.

Mit *Clonk* wird der von losebehafteten Antriebsstrangkomponenten durch Erreichen des Formschlusses im Zuge einer Drehmomentänderung mit Nulldurchgang erzeugte Luftschall bezeichnet. Das durch die Lose und die Elastizitäten hervorgerufene Überschwingen des Drehmoments wird als Ruck wahrgenommen und mit *Shunt* beschrieben. Die derart angeregte Torsionsschwingung des Antriebsstranges wird auf die Beschleunigung des Fahrzeuges abgebildet und als mehr oder weniger gedämpftes Ruckeln wahrgenommen. Dieses Verhalten ist als *Shuffle* bekannt.

Abbildung 3.1 zeigt exemplarisch den Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung als Sprungantwort der Fahrpedalposition ohne und mit Regelsystem zur Unterdrückung des unerwünschten Schwingungsverhaltens.



**Bild 3.1:** Darstellung von Shunt und Shuffle im Zuge eines Anregelvorganges ohne und mit aktivem Regelsystem zur Drehschwingungsunterdrückung [37]

Um an dieser Stelle auf eine aufwendige Messung des Drehmoments oder der Fahrzeugbeschleunigung verzichten zu können, wird kein auf einer Rückführung basierendes Regelsystem sondern ein Sollwertfilter oder ein Trajektoriengenerator im Sinne des Input-Shaping zur Anwendung kommen.

Für die Modellierung und Regelung eines hybriden Antriebsstranges sind die insbesondere durch Lastwechsel anregbaren Schwingungsmoden des Antriebsstranges von Bedeutung. Die höherfrequenten, durch die Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors hervorgerufenen Drehschwingungen sind nicht Gegenstand der Betrachtung.

Die in Kapitel 2.1 dargestellte optimale Betriebslinie bedeutet in weiten Leistungsbereichen einen Motorbetrieb ohne Drehmoment- bzw. Leistungsüberschuss. Die zum Abruf

zusätzlicher Leistung erforderliche Drehzahlerhöhung beeinflusst durch die damit verbundene Verzögerung das Ansprechverhalten des Fahrzeuges nachhaltig. Es gilt deshalb idealerweise angepasst an die jeweilige Fahrsituation eine Betriebsführung des Antriebsstranges zu finden, welche neben einem möglichst geringem Verbrauch ein akzeptables Fahrverhalten sicherstellt.

Bei konventionellen Antrieben wird der Fahrerwunsch über das Fahrpedal entweder direkt oder über ein E-Gassystem an die Drosselklappe oder die Einspritzpumpe als Stellglied des Verbrennungsmotors weitergegeben. Das Übertragungsverhalten des Fahrerwunsches ergibt sich somit aus der Motorcharakteristik und gegebenenfalls der Applikation des E-Gas. Da in einem hybriden Antriebsstrang grundsätzlich mehrere Momentenquellen vorhanden sind, ist eine Interpretation des Fahrerwunsches zur Sollwertgenerierung des Regelsystems erforderlich.

### 3.2.3 Verbrauchsminimierung

Die wirkungsvolle Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und damit der Betriebskosten ist die wesentliche Motivation für die Darstellung innovativer Antriebe für Kraftfahrzeuge. So ist neben den bereits genannten Zielen eine Minimierung des Verbrauchs anzustreben. Für die Bezifferung der erreichbaren Einsparungen wird ein einheitlicher Maßstab benötigt. Für PKW sind dies regelmäßig Normzyklen [42] wie der NEFZ oder der FTP72-Zyklus. Nachdem die Fahrzeuge in der Realität mit abweichenden und durchaus weit streuenden Einsatzprofilen betrieben werden, kann sich eine einseitige Verbrauchsoptimierung des Antriebssystems im Hinblick auf die genormten Fahrzyklen für den Alltagsbetrieb nachteilig auswirken.

### 3.2.4 Minimierung der Fahrzeugemissionen

Der Gesetzgeber schreibt mit der jeweils für neue Fahrzeuge gültigen Abgasemissionsstufe wie zum Beispiel mit der aktuell gültigen Stufe EURO IV Höchstgrenzen für den Ausstoß an CO, HC und NO<sub>x</sub> sowie bei Dieselfahrzeugen auch Rußpartikel (PM) vor. Bei konventionellen Antrieben werden die Schadstoffemissionen in der Regel durch innermotorische Maßnahmen als auch durch Abgasnachbehandlungssysteme wie 3-Wege-Katalysatoren oder Partikelfilter reduziert. Die innermotorischen Maßnahmen insbesondere zur Reduzierung des NO<sub>x</sub>-Wertes bedingen in der Regel die Inkaufnahme eines höheren spezifischen Verbrauches, da beispielsweise durch den Einsatz einer gekühlten Abgasrückführung die Verbrennungsspitzentemperaturen abgesenkt werden und sich damit nach Carnot ein geringerer Wirkungsgrad der thermischen Kreisprozesses ergibt. Es entsteht somit ein Zielkonflikt mit der Verbrauchsminimierung. Durch Änderungen an der Antriebsstrangkonfiguration und damit auch der Betriebsführung des Motors wie zum Beispiel Lastanhebung oder Taktbetrieb ergeben sich weitere Implikationen auf

das Emissionsverhalten. Für einen in [42] betrachteten TDI-Motor ergibt die hybride Betriebsführung einen verhältnismäßig kleinen Zeitanteil, indem der Motor im Kennfeldbereich der aktiven Abgasrückführung betrieben wird. Es ergeben sich deshalb erhöhte  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen, welche selbst zur Erfüllung der betrachteten Stufe EURO III entweder durch ein SCR-System oder durch eine geänderte Betriebsführung unter Inkaufnahme von zusätzlichem Kraftstoffverbrauch zu reduzieren sind.

### 3.2.5 Diagnose

Eine elektronische Überwachung der abgasrelevanten Komponenten des Motors bezüglich Ihrer ordnungsgemäßen Funktion ist gesetzlich vorgeschrieben. Neben dieser Onboard-Diagnose (OBD) werden regelmäßig weitere Fehlerzustände des Motors erfasst und in nichtflüchtigen Fehlerspeichern abgelegt. Diese Fehlercodes können werkstattmäßig ausgelesen werden und sollen die Diagnose von Störungen oder Schäden unterstützen. Für den in dieser Arbeit betrachteten hybriden Antriebsstrang war ebenfalls ein Diagnosesystem zu erstellen. Leitgedanke war, die labormäßig prototypisch aufgebauten Komponenten vor Schäden im Fehlerfall zu schützen. Eine Unterstützung der Fehlerdiagnose soll ebenfalls möglich sein.

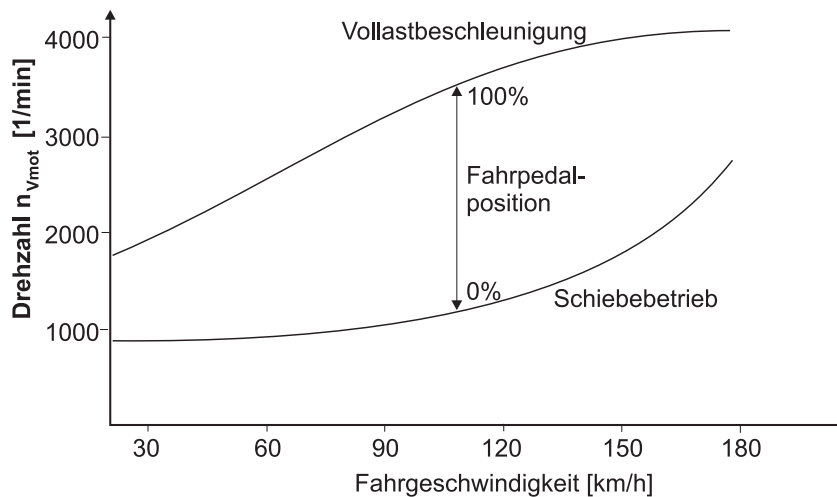
## 3.3 Betriebsstrategie und Tajektoriengenerierung

### 3.3.1 Literaturüberblick: CVT-Steuerstrategien

In der Literatur sind verschiedene Steuerstrategien für Antriebe mit stufenlos verstellbarem Getriebe bekannt geworden. Hierbei wird insbesondere die Gestaltung der Trajektorien des Motorbetriebspunktes ( $T_{V_{mot}}, \omega_{V_{mot}}$ ) bei transienten Vorgängen diskutiert. Angelehnt an Zusammenfassungen in [55] und [79] werden im Folgenden die wesentlichen Gedanken erläutert.

#### Speed Envelope

Bild 3.2 verdeutlicht das Prinzip der „Speed Envelope“: Die obere Kurve zeigt den Verlauf der Motordrehzahl, falls maximale Fahrzeugbeschleunigung gefordert wird. Hingegen wird das Übersetzungsverhältnis bei Schiebetrieb durch die untere Linie dargestellt. Im Bereich zwischen diesen zwei Kurven wird die gewünschte Motordrehzahl durch lineare Interpolation der Fahrpedalstellung unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt.



**Bild 3.2:** Speed Envelope

Die Solldrehzahl des Motors verhält sich somit bei gegebener Fahrgeschwindigkeit in den jeweils gültigen Grenzen etwa linear zur Fahrpedalstellung. Das Motormoment ergibt sich ohne weitere Interpretation aus der Fahrpedalstellung durch Umsetzung in ein Drosselklappenstellung beziehungsweise eine Einspritzmenge. Das Verfahren ist deshalb insbesondere für Fahrzeuge ohne elektronischer Weiterleitung der Fahrpedalstellung (E-Gas, Drive-by-Wire) vorgesehen. Durch diese feste Kopplung ist es nicht möglich, beliebige Arbeitspunkte (Drehmoment/Drehzahl) im Betriebsbereich des Verbrennungsmotors einzustellen.

### SingleTrack

Eine weitere in der Literatur zu findende Steuerstrategie wird als „SingleTrack“ bezeichnet. Diese Strategie unterstellt ein Drive-by-Wire-System in Verbindung mit einer Interpretation der Fahrpedalstellung als Leistung. Der Verbrennungsmotor wird grundsätzlich, d.h. auch bei transienten Vorgängen auf der Linie minimalen Verbrauchs (OOL) betrieben. Basierend auf der OOL werden zwei Funktionale gebildet:

$$\omega_{Vmot} = f(P_{soll}) \quad (3.1)$$

$$T_{Vmot} = f(\omega_{Vmot}) \quad (3.2)$$

Da der Verbrennungsmotor als Stellglied eine höhere Bandbreite als das Getriebe aufweist, wird man eine Regelungsstruktur wählen, welche im Sinne des Master-Slave-Prinzips zunächst die Motordrehzahl über die Getriebeverstellung beeinflusst. Die zurückgeführte Motordrehzahl wird im zweiten Schritt zur Sollwertbestimmung des Motordrehmoments herangezogen.

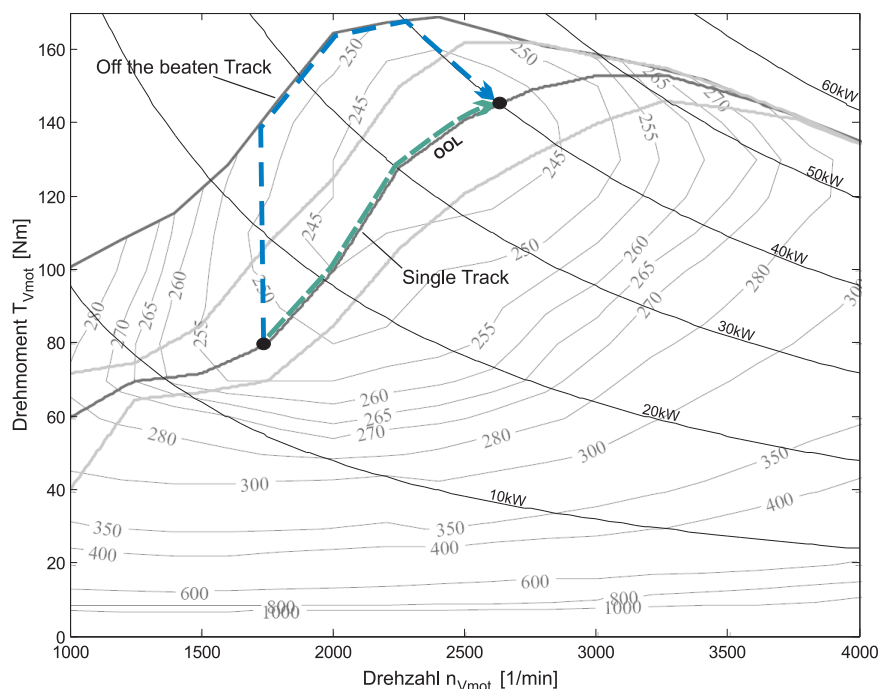
Ein nennenswerter Nachteil des Konzeptes besteht in der künstlichen Beschneidung der Fahrdynamik. Nachdem ausgehend von der OOL durch reine Drehmomentvariation nur

geringe Leistungszuwächse erzielbar sind, sind diese im vorliegenden Fall konzeptgemäß nicht möglich. Jeder Leistungszuwachs setzt eine entsprechende Drehzahländerung des Verbrennungsmotors voraus. Die Dynamik des Antriebssystems wird somit durch auf die vergleichsweise niedrige Bandbreite des Getriebes beschränkt.

Das transiente Verhalten des Antriebs wird zusätzlich dadurch beeinträchtigt, dass jede Drehzahländerung des Verbrennungsmotors gegensinnige Drehmomentanteile zur Um-speicherung kinetischer Energie der primärseitigen Drehmassen nach sich zieht. Dieses häufig als nichtminimalphasig beschriebene Verhalten wird später nochmals aufgegriffen.

### Off the beaten Track

Eine Weiterentwicklung der Single-Track-Strategie zur Verminderung der genannten Nachteile stellt die Steuerstrategie „Off the beaten track“ dar.



**Bild 3.3:** Steuerstrategien „Single Track“ und „Off the beaten Track“

Um die höhere Dynamik des Verbrennungsmotors auszunutzen, wird während transientser Situationen eine Trajektorie des Betriebspunktes gewählt welche von der OOL abweicht. Zunächst wird dabei die Drehmomentreserve des Motors ausgeschöpft indem der Betriebspunkt auf die Vollastlinie geregelt wird. Dort wird solange verharrt, bis der Schnittpunkt mit der Isoleistungskurve der Solleistung erreicht ist. Auf dieser Isoleistungskurve wird der wiederum auf der OOL liegende Zielpunkt erreicht.

Vergleichen mit der Single-Track-Strategie stellt diese Erweiterung gewissermaßen eine zeitoptimale Variante dar, da die Drehmomentreserven des Motors bei transienten Vorgängen genutzt werden. So steht im dargestellten Fall am Ausgangspunkt bereits ohne

Getriebeverstellung mit 25 kW gegenüber 15 kW etwa 66% mehr Leistung innerhalb der Anregelzeit des Motors zur Verfügung

Hybride Antriebe bieten darüber hinaus die Möglichkeit, durch Einbeziehung der elektrischen Antriebsmaschine zusätzliche Leistung bereitzustellen und die Fahrdynamik weiter zu verbessern. Dieses Verfahren wird auch als „Boosten“ bezeichnet.

### 3.3.2 Betriebsstrategie Autarker Hybrid

Um die Potentiale des hybriden Antriebsstranges nutzen zu können, wird eine in Software implementierte Betriebsstrategie benötigt. Diese enthält Vorgaben für das koordinierte Zusammenwirken aller Systemkomponenten und verfolgt folgende Ziele [38]:

- Vermeidung des Teillastbetriebs des Verbrennungsmotors durch den Hybridbetrieb
- Rekuperation bei Schubbetrieb
- Von Netzladung unabhängiger Betrieb durch Management des Batterieladezustands
- Systemorientierte Wirkungsgradoptimierung des gesamten Antriebsstranges

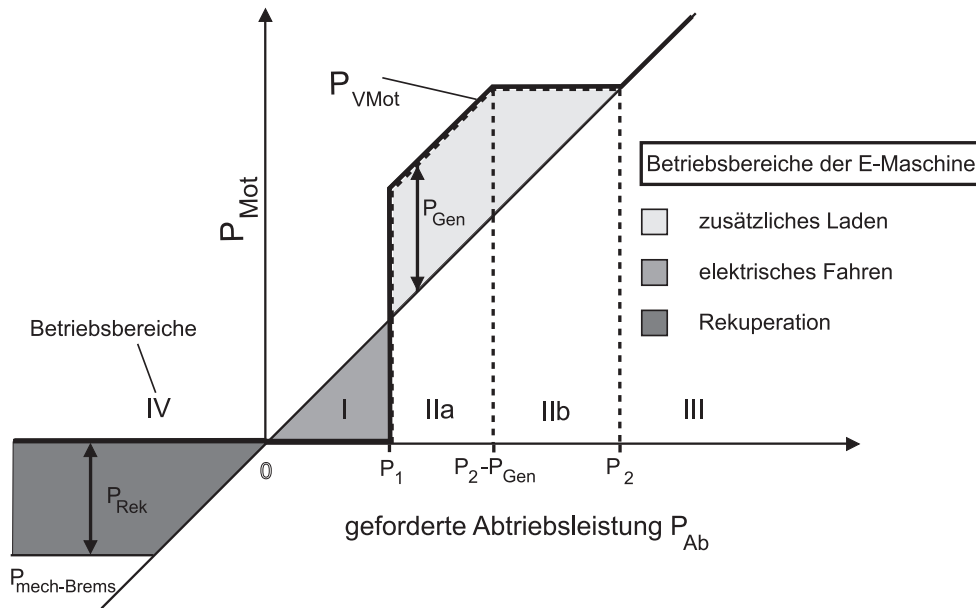
Da der Antrieb von Kraftfahrzeugen aus regelungstechnischer Sicht nicht an einem oder mehreren Betriebspunkten sondern wahlfrei über einen weiten Betriebsbereich betrieben wird, ist das Systemverhalten in Abhängigkeit von den Systemgrößen anzugeben, welche den Raum möglicher Betriebspunkte aufspannen. Die Ausgangsgrößen des Antriebs sind bezogen auf die Antriebsräder die Raddrehzahl bzw. die Fahrgeschwindigkeit sowie das Radmoment.

Die Auslegungsgröße der Antriebsaggregate ist dagegen regelmäßig die Nennleistung. Für vergleichende Untersuchungen zur Dimensionierung von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine bietet sich ebenfalls die Nennleistung an. Um nun gegenüber einer dreidimensionalen Darstellung der Sollwerte für die Antriebsaggregate zu einer vereinfachten Darstellung zu kommen, macht man sich den Zusammenhang zwischen Drehzahl, Drehmoment und Leistung zunutze und kommt nach [38] zu einer einfachen Darstellung der statischen Leistungsaufteilung zwischen den Motoren entsprechend Bild 3.4.

Die Sollleistung am Rad errechnet sich aus Radsollmoment und aktueller Raddrehzahl. Durch Bewertung mit dem Getriebewirkungsgrad erhält man die Sollleistung der Motoren:

$$P_{rad} = T_{soll,rad} \cdot \omega_{rad} = P_{soll,mot} \cdot \eta_{get} \quad (3.3)$$

Zur Realisierung eines verbrauchsoptimierten Betriebs des Gesamtsystems werden drei Leistungsbereiche definiert. Im unteren Leistungsbereich bis zur Grenzleistung  $P_1 = 4kW$  wird rein elektromotorisch gefahren. Im mittleren Leistungsbereich  $4 \dots 12kW$  mit der oberen Grenzleistung  $P_2 = 12kW$  ist der hybride Fahrbetrieb realisiert, dem eine



**Bild 3.4:** Betriebsstrategie Autarker Hybrid [38]

Lastanhebung des Verbrennungsmotors mit Hilfe des Elektromotors zugrunde liegt. Solange die geforderte Fahrleistung unter der Grenze  $P_2$  liegt, wird der Verbrennungsmotor stationär mit  $12\text{kW}$  betrieben. Änderungen der Leistungsanforderungen werden durch den Elektromotor realisiert. Der Teillastbetrieb des Verbrennungsmotors kann somit vollständig vermieden werden. Bei Leistungen größer  $12\text{kW}$  übernimmt der Verbrennungsmotor die gesamte Sollleistung, da durch den weiteren Einsatz des Elektromotors keine weitere Wirkungsgradverbesserung des Gesamtsystems erreicht wird.

Diese starren Grenzen können im realen Fahrbetrieb nicht immer eingehalten werden. Liegt die Drehzahl, mit der der Verbrennungsmotor bei der Leistung  $P_2$  betrieben wird, unter der Nenn Drehzahl des Elektromotors, so kann der Elektromotor ohne Überlast nicht seine Nennleistung abgeben. Somit ist es notwendig, die Sollleistung des Verbrennungsmotors für diesen Fall zu reduzieren. Wird beispielsweise eine hochdrehende Asynchronmaschine mit Nennleistung  $P_N = 9.2\text{kW}$  und Nenn Drehzahl  $n_N = 6000 \frac{1}{\text{min}}$  bei einer Ankopplung mit einer festen Getriebestufe mit einer Übersetzung von  $i_E = 2,94$  verwendet, so können bei einer optimalen Drehzahl des Verbrennungsmotors von  $1500 \frac{1}{\text{min}}$  nur  $6.9\text{kW}$  ohne Überlast rekuperiert werden. Liegt die Grenze  $P_1$  bei  $4\text{kW}$  so wäre es, wenn der Verbrennungsmotor mit  $12\text{kW}$  betrieben wird, notwendig, nach dem Anlassen des Verbrennungsmotors  $8\text{kW}$  zu rekuperieren. Da dies nicht möglich ist, muß die Sollleistung des Verbrennungsmotors entsprechend folgender Gleichung reduziert werden:

$$P_{vmot,soll} = \max \left( P_2, \frac{P_{soll,rad}}{\eta_{get}} - T_{emot,min} * \omega_1 \right) \quad (3.4)$$

Die Grenzen  $P_1$  und  $P_2$  wurden in [114] für Normzyklen hinsichtlich der Autarkie des Fahrzeugs ausgelegt. Ziel war es, daß der Batterieladezustand am Ende des Fahrzyklus wieder dem Anfangszustand entspricht. Damit die Batterie bei optimalem Wirkungs-



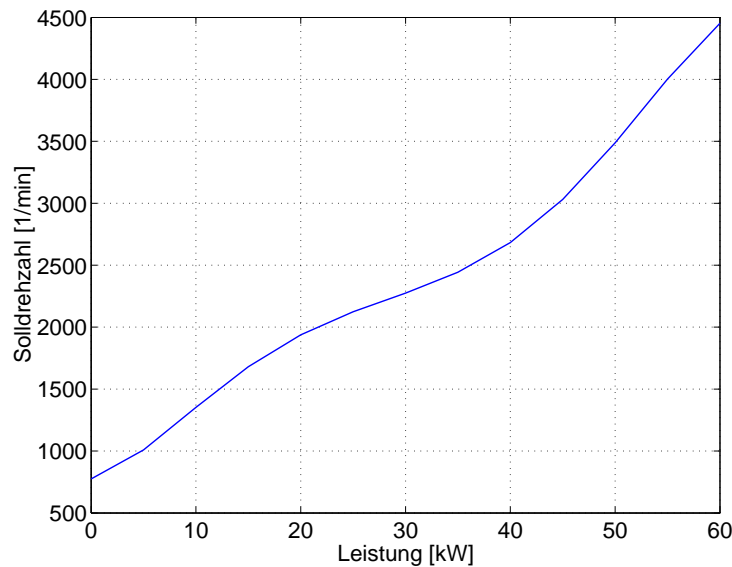
grad betrieben werden kann, soll sich der Ladezustand im Hybridbetrieb immer in einem Fenster bei 70% des Vollladezustands befinden. In der Realität wird das Fahrzeug jedoch nicht nach genormten Zyklen betrieben, weshalb Maßnahmen ergriffen werden müssen, damit der Batterieladezustand trotzdem in dem gewünschten Bereich verbleibt. Eine Möglichkeit hierzu ist die Adaption der Grenzen  $P_1$  und  $P_2$  an den Verlauf des Ladezustands.

In Zuge der Anwendung in einem Steuer- und Regelsystem an Bord des Fahrzeuges ist zunächst aus den Fahrervorgaben das gewünschte Radmoment und damit die erforderliche Antriebsleistung zu ermitteln. Nach der Bestimmung der Sollleistungen der Motoren sind die Sollwerte zur Ansteuerung von Motoren und Getriebe zu berechnen.

Für a priori bekannte Fahrtverläufe wie zum Beispiel Fahrzyklen, können durch den Einsatz von dynamischen Optimierungsverfahren auf Basis statischer Wirkungsgradkennfelder und physikalischer Modelle Steuertrajektorien für die Sollwerte der Antriebsmaschinen generiert werden, welche unter Einhaltung der Randbedingung eines ausgeglichenen Batterieladezustandes zu einem minimalen Verbrauch führen [124]. Nachdem dieses Verfahren sich zwar für Untersuchungen zur Komponentenauslegung und zur Bewertung verschiedener Betriebsstrategien eignet, jedoch für den Einsatz im Fahrzeug wegen hoher Anforderungen an die Rechenleistung und nicht a priori bekanntem Fahrtverlauf ungeeignet ist, wurde in [42] eine Onlineoptimierung vorgestellt, welche mittels eines echtzeitfähigen Gütefunktional unter expliziter Berücksichtigung des Energieaustausches mit dem elektrischen Energiespeicher die Vorgabe verbrauchsoptimaler Betriebspunkte für die Antriebsstrangkomponenten erlaubt. Dieses Verfahren hat sich im Praxisversuch als gegenüber der statischen Betriebsstrategie überlegen erwiesen und erlaubt zudem eine wesentlich einfachere Adaption auf abweichende Antriebskomponenten.

### 3.3.3 Ermittlung von Motorsolldrehzahl und Motorsollmoment

Im Sinne einer Optimierung des Systemwirkungsgrads unter Einbeziehung des betriebspunktabhängigen Getriebewirkungsgrads wurden in [38] verschiedene statische Betriebsstrategien zur koordinierten Ansteuerung von Verbrennungsmotor und Getriebe untersucht. Da keine signifikanten Verbrauchsunterschiede zu erwarten waren, konzentrieren sich die Überlegungen im Folgenden auf die Regelung des Verbrennungsmotors auf die OOL, um den jeweils geringst möglichen spezifischen Verbrauch für die geforderte Motorleistung zu erzielen. Bild 3.5 zeigt die die OOL für den im vorliegenden Projekt untersuchten Motor Bild 4.3.



**Bild 3.5:** Darstellung der Verbrennungsmotordrehzahl  $\omega_{Mot,soll}$  in Abhängigkeit von der Sollleistung  $P_{Mot,soll}$  zum Betrieb auf der OOL

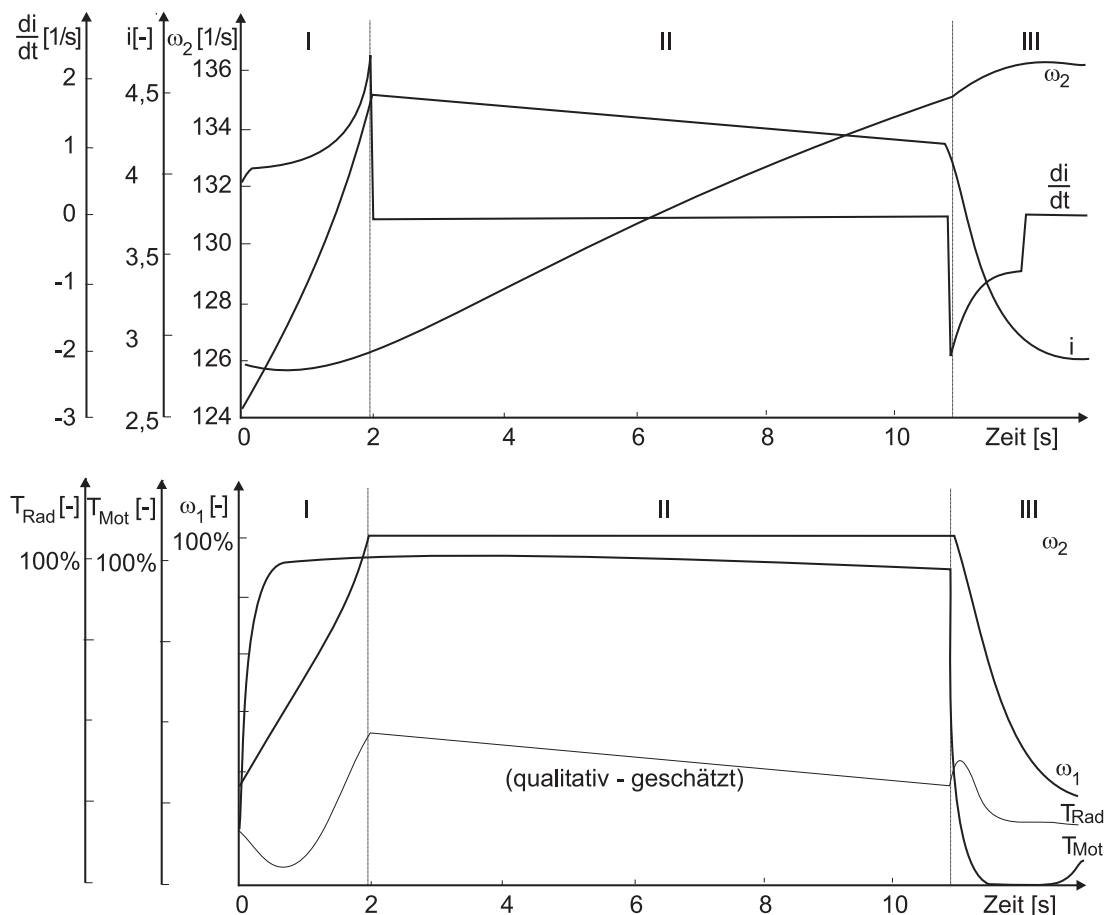
### 3.3.4 Fahrpedalinterpretation

Ein weiterer wesentlicher Aspekt der Betriebsstrategie stellt die Interpretation der Fahrpedalstellung dar. In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze zur Skalierung des Fahrpedalwertes. Mayer [62] beschreibt eine geschwindigkeitsabhängige Kennlinienschar mit annähernd quadratischem Verlauf als Sollwert für das Radmoment. Auf den ersten 10% des Pedalweges ist die elektrische Motorbremse implementiert. Praxisversuche mit diesem Verfahren ergaben jedoch, dass insbesondere bei höheren Fahrgeschwindigkeiten bedingt durch die großen Gradienten des Fahrpedalinterpretation als auch der OOL nach Bild 3.5 kleine Änderungen der Fahrpedalposition zu erheblichen Drehzahländerungen führen. Bei Fahrzeugen mit gestuften Getrieben kommt es dagegen zu einem entgegengesetztem Verhalten.

Da die Akzeptanz beim Kunden für den Erfolg unkonventioneller Fahrzeugantriebe einen wesentlichen Ausschlag gibt, und sich diese in weiten Bereichen durch ein annähernd gewohntes Verhalten des Fahrzeuges definiert, mussten weitere Überlegungen angestellt werden.

Der von CVT-Antrieben bekannte „Gummibandeffekt“, mit dem bei positiven Fahrpedaländerungen der Motor zunächst hochdreht und die Fahrzeugbeschleunigung erst bei Erreichen der stationären Drehzahl einsetzt, wird in der Literatur [11, 73] als negativ beschrieben.

Als Beispiel für den Gummibandeffekt sollen Simulationsergebnisse aus [29] dienen: Regelgröße ist im vorliegenden Beispiel ausschließlich die Raddrehzahl. Ausgangswert sind 126 rad/s, der neue Sollwert beträgt 136 rad/s.



**Bild 3.6:** Oben: Verlauf von Übersetzungsverstellung, Übersetzung und Raddrehzahl nach [29]

Unten: Verlauf von Radmoment, Motormoment und Motordrehzahl (geschätzt)

Um das Fahrzeug und damit die Raddrehzahl zu beschleunigen, ist eine höhere Motorleistung notwendig, als für die vorangegangene Konstantfahrt. Der Motor wird zunächst auf Nenndrehzahl gebracht (Phase I). Das Getriebe wird dazu mit maximaler Geschwindigkeit zu verstellt und das maximale Motorsollmoment vorgegeben. Die Fahrgeschwindigkeit nimmt hierbei zunächst etwas ab, da die anstehende Motorleistung nicht für die Deckung der stationären Fahrwiderstände und zur gleichzeitigen Beschleunigung des primären Massenträgheitsmoments ausreicht.

Nach dem Erreichen der Nenndrehzahl wird die Motordrehzahl annähernd konstant gehalten. Die Getriebeübersetzung wird entsprechend der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit in Richtung Overdrive verstellt.

Kurz vor Erreichen der Sollgeschwindigkeit wird die Motordrehzahl auf den für die Stationärfahrt benötigten Wert reduziert. Dazu wird in Phase III das Getriebe wiederum mit maximaler Geschwindigkeit in Richtung Overdrive verstellt. Durch das Abbremsen der primärseitigen Drehmassen kommt es zu einem kurzzeitigen Anstieg der Beschleunigung.

Der Sollwert der Raddrehzahl wird zeitoptimal ohne Überschwingen eingestellt. Die implementierte Regelung ist geeignet und nachweislich stabil.

Auf den Fahrer hat das dargestellte Regelverhalten trotz Zeitoptimalität folgende überwiegend negative subjektive Wirkungen:

- Zu Beginn von Phase I erfolgt ein Sprung auf 100% Fahrpedalstellung. Die Motordrehzahl und damit das Motorgeräusch nimmt zu, wogegen keine oder eine leicht negative Beschleunigung spürbar ist. Es entsteht eine Diskrepanz zwischen dem wahrgenommenen Motorgeräusch und der gefühlten Beschleunigung.
- Phase II ist von konstanter Drehzahl und damit gleichbleibendem Motorgeräusch und gleichzeitig hoher Beschleunigung gekennzeichnet. Das subjektive Empfinden von Motorgeräusch und Beschleunigung ist wiederum unstimmig. Es ist wie in Phase I von 100% Fahrpedalstellung auszugehen.
- Die Fahrpedalstellung wird auf zunächst 0% zurückgenommen. Der Fahrer würde eine sofortige Reduktion der Beschleunigung erwarten. Diese nimmt jedoch zunächst vorübergehend zu.

In der Praxis wird wohl kaum die Raddrehzahl sondern vielmehr das Radmoment als Regelgröße gewählt werden. Bei gleichbleibendem Systemverhalten würden sowohl in Phase I als auch in Phase III deutliche Regelabweichungen des Radmoments vorliegen.

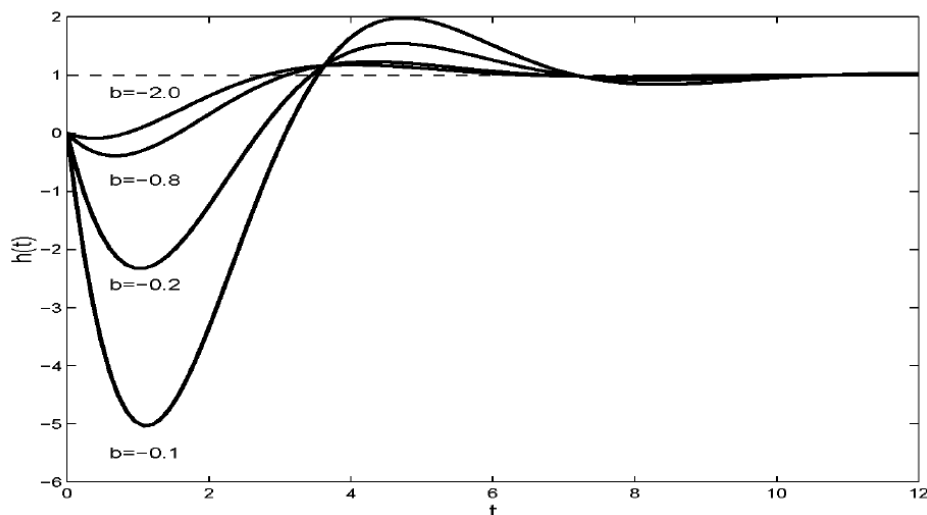
Das damit beschriebene und für Antriebsstränge mit stufenlos verstellbarem Getriebe typische Systemverhalten insbesondere bezüglich einer Radmomentenregelung wird in der Literatur regelmäßig als nichtminimalphasiges Verhalten beschrieben.

Der Begriff der Nichtminimalphasigkeit ist für lineare, zeitinvariante Übertragungsfunktionen folgendermaßen definiert: Die Übertragungsfunktion muss eine oder mehrere Nullstellen in der rechten Halbebene aufweisen. Charakteristisches Merkmal dieser Übertragungsfunktionen ist eine der Anregungsfunktion anfänglich betragsmäßig entgegengesetzte Systemantwort. In der Praxis treten derartige Fälle unter anderem bei der Flugregelung oder Regelung von Dampferzeugern auf. [60]

Das folgende Beispiel (Abbildung 3.7) illustriert den Einfluß der Lage der Nullstelle auf die Sprungantwort für die Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{1}{b} \cdot \frac{s + b}{s^2 + s + 1} \quad b < 0 \quad (3.5)$$

Die zunächst gegensinnige Sprungantwort ist für alle Scharparameter  $b$  gut zu erkennen.



**Bild 3.7:** Beispiel: Sprungantwort einer nichtminimalphasigen Übertragungsfunktion [6]

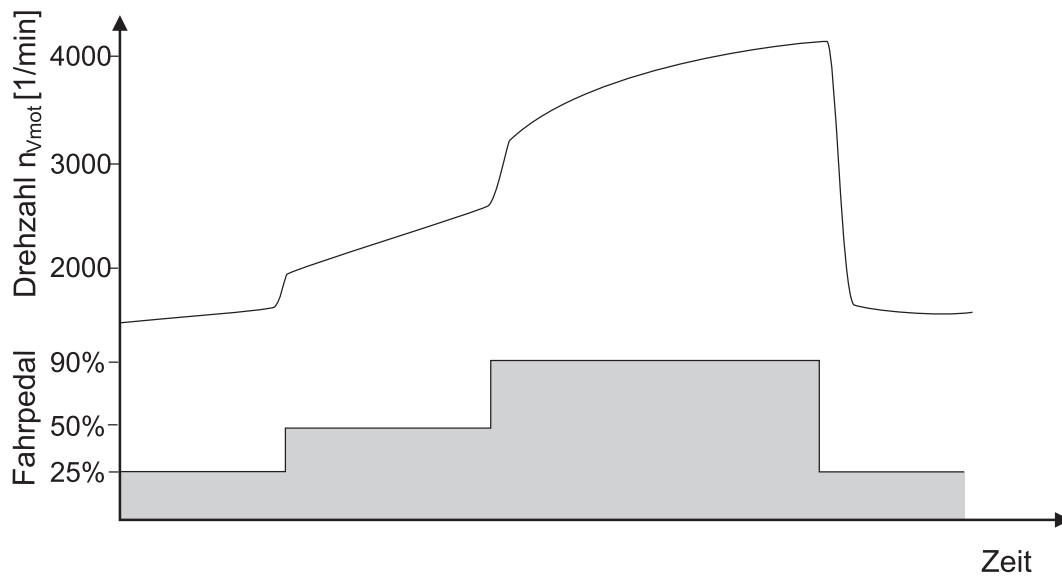
### 3.3.5 Zusammenfassung CVT-Steuerstrategien

Die vorgestellten Steuerstrategien für stufenlos verstellbare Getriebe treffen Aussagen zur Vorgabe der Motordrehzahl in Abhängigkeit von Fahrpedal und Geschwindigkeit (Speed Envelope) beziehungsweise zur Vorgabe von Trajektorien des Motorbetriebspunktes während transients Vorgänge (Single Track, Off the beaten Track). In [79] wird darüber hinaus die Lösung eines Optimalsteuerproblems beschrieben, mit dem die verbrauchsoptimale Trajektorienvorgabe für eine bestimmte Fahrzeugbeschleunigung bestimmt wird. Es werden jedoch keine Aussagen zu den Zeitverläufen von Motormoment und Getriebeausgangsmoment gemacht.

Insbesondere wegen des auftretenden Gummibandeffektes ist ein derartiges Verhalten des geregelten Antriebsstranges für den Fahrer als äußerst gewöhnungsbedürftig einzustufen. Dies bedeutet, dass überwiegend aus Akzeptanzgründen der Drehzahlverlauf des Motors bei Änderungen der Fahrpedalposition gegenüber einer reinen Interpretation des Fahrpedals als Sollleistung oder Radsollmoment im Vordergrund stehen sollte.

Folglich ist eine Fahrpedalinterpretation zu finden, welche den Drehzahlverlauf des Motors bei Beschleunigungsänderungen berücksichtigt. Eine Lösung dieses Problems könnte darin liegen, das dynamische Verhalten des Antriebsstranges am Verhalten von Stufenautomatgetrieben zu orientieren.

Das Verhalten eines Antriebsstranges mit Stufenautomatgetriebe lässt sich qualitativ wie folgt beschreiben: Ein positiver Sprung des Fahrpedalwertes bewirkt zunächst eine Momentensteigerung des Motors. Das höhere Motormoment führt entsprechend der Wandlercharakteristik zu einem vergrößerten Schlupf und damit zu einer höheren Motordrehzahl bei zunächst als annähernd konstant angenommener Geschwindigkeit.



**Bild 3.8:** Verlauf der Motordrehzahl  $n_{Vmot}$  in bei Änderungen der Fahrpedalstellung

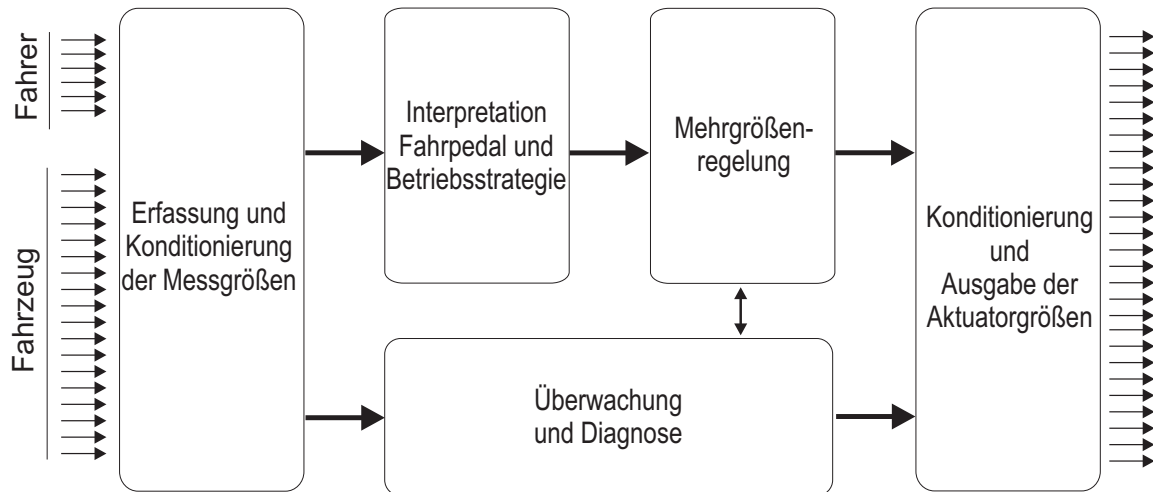
Bild 3.8 zeigt schematisch den Motordrehzahlverlauf in Folge einer zweistufigen Fahrpedaländerung. Ein qualitativ ähnliches Verhalten ist von einem Stufenautomatgetriebe zu erwarten. Der erste Drehzahlhub ergibt sich aus dem vergrößerten Wandler-schlupf, wogegen der zweite Drehzahlhub durch Rückschaltung verursacht wird. Durch das annähernde Festhalten der Übersetzung während des Beschleunigens wird das subjektive Beschleunigungsempfinden des Fahrers wegen der zunehmenden Motordrehzahl verstärkt.

### 3.4 Regelkonzept für den Autarken Hybrid

Um die grundsätzlichen Überlegungen zur Betriebsstrategie von der Problematik der Regelung des Antriebsstranges mit seinen Komponenten zu trennen, werden in der in Software realisierten Regelstruktur für den Antriebsstrang separate logische Blöcke sowohl für die Fahrpedalinterpretation und die Betriebsstrategie als auch für die Regelung der Antriebskomponenten gebildet. Siehe hierzu auch Abbildung 3.9.

Das Radmoment  $T_2$  als wesentlicher vom Fahrer vorgegebener Sollwert stellt die primäre Regelgröße dar. Um die gewünschte Betriebsführung des Verbrennungsmotors bezüglich seines Kennfeldes zu erreichen, werden durch die Betriebsstrategie sowohl die Drehzahl des Verbrennungsmotors  $n_{Vmot} = \omega_1 = \dot{\varphi}_1$  als auch dessen Drehmoment  $T_{Vmot}$  bestimmt. Damit werden beide Werte zu Regelgrößen.

Die logische Trennung von Betriebsstrategie und Antriebsregelung erlaubt einen einfachen Austausch gegen alternative Verfahren sowohl auf der Seite der Betriebsstrategie



**Bild 3.9:** Aufteilung der Reglerstruktur in logische Blöcke

als auch auf der Seite der Regelung. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde auf diese Weise ein alternativer Einsatz sowohl der in Kapitel 3.3.2 beschriebenen statischen Betriebsstrategie als auch des unter dem Begriff der Onlineoptimierung [42] bekannten Verfahrens möglich.





## 4 Modellbildung

Das Kraftfahrzeug und insbesondere dessen Antriebsstrang stellen ein komplexes System einzelner Subsysteme dar. Diese bestehen wiederum aus einzelnen Komponenten. Um das globale Systemverhalten beschreiben zu können, ist die Kenntnis sowohl des stationären als auch des dynamischen Verhaltens von Teilsystemen und Komponenten sowie deren Interaktion Voraussetzung. Die damit verbundene Modellbildung bildet die Basis sowohl für das physikalische und funktionale Verständnis der Materie als auch für die numerische Simulation, derer man sich bedient, um dynamische Vorgänge in reaktiven Systemen zu beschreiben. Geeignete Modelle sind Grundlage für den Reglerentwurf, dessen Parametrierung und vorläufige Validierung. Die durch gezielte Variation von Struktur und Parametern des Systems erzielten Simulationsergebnisse können zudem zur Optimierung der Komponentenauslegung und zur Systemgestaltung herangezogen werden. Durch die Modellbildung wird ein Abbild der Realität erzeugt, dessen Beschreibungsform und Detaillierungsgrad der Problemstellung angemessen gewählt werden müssen. Für die numerische Simulation sind mathematische Modelle zweckmäßig. Sie werden soweit möglich aus physikalischen Zusammenhängen gewonnen oder auf Basis empirischer Erkenntnisse formuliert.

Für die Diskussion der vorliegenden Problemstellung ist das Verhalten des Antriebsstranges sowohl im stationären Betrieb als auch während transients Vorgänge von Bedeutung. Der Antriebsstrang steht in Interaktion mit dem Fahrzeugchassis und somit auch mit der Fahrzeugumgebung.

### 4.1 Fahrzeuglängsdynamik

Um die Leistungsanforderungen an den Antrieb bestimmen zu können, kommt ein ebenes Längsdynamikmodell zum Einsatz. Dieses Modell unterstellt gleiche Radaufstandskräfte links und rechts sowie das Nichtvorhandensein von Hub- und Nickbewegungen. Der Aufbau ist mit den Rädern starr verbunden. Der Rad-Straße-Kontakt wird als schlupffrei und kraftschlüssig angenommen. Die Änderung der Radaufstandskräfte in Abhängigkeit von der Fahrzeuglängsbeschleunigung und aerodynamischen Auftriebskräften wird vernachlässigt. Vereinfachend kann deshalb angenommen werden, daß sämtliche Komponenten des Kräftegleichgewichts am Schwerpunkt des Fahrzeugs angreifen.

Die statischen Fahrwiderstände  $F_W$  ergeben sich nun aus der Summe des Rollwiderstands  $F_r$ , des Luftwiderstands  $F_L$  und des Steigungswiderstands  $F_{St}$ .

$$F_W = F_r + R_L + F_{St} \quad (4.1)$$

Der Rollwiderstand wird durch die Walkarbeit der Reifen während des Abrollens hervorgerufen.

$$F_r = f \cdot m \cdot g \quad (4.2)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert  $f$  ist von der Fahrbahnbeschaffenheit und der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Er beträgt für Beton- oder Asphaltfahrbahn und Geschwindigkeiten  $v < 100 \text{ km/h}$  etwa 0,013 [14].

Der Luftwiderstand ist eine Funktion der maximalen Querschnittsfläche  $A$  der Karosserie und des Luftwiderstandsbeiwertes  $c_w$ :

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad (4.3)$$

wobei die Luftdichte  $\rho_L$  etwa  $1,202 \text{ kg/m}^3$  beträgt, die Querschnittsfläche  $A$  mit etwa  $2 \text{ m}^2$  für einen kompakten Personenwagen angegeben wird und der Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  je nach Karosserieform Werte zwischen 0,25 und 0,5 annimmt.

Der Steigungswiderstand entspricht der Hangabtriebskraft

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (4.4)$$

Die am Rad-Straße-Kontakt bei einer bestimmten Geschwindigkeit  $v$  notwendige Leistung zur Überwindung der Fahrwiderstände beträgt

$$P_W = F_W \cdot v \quad (4.5)$$

Es ergeben sich progressiv mit der Geschwindigkeit ansteigende Fahrwiderstandskurven mit der Steigung  $\tan \alpha$  als Scharparameter (siehe Abbildung 2.1).

Die Differenz zwischen der vom Antrieb abgegebenen Leistung  $P_A$  und der stationären Fahrwiderstandsleistung dient der translatorischen Beschleunigung  $a_t$  des Fahrzeugs sowie der rotatorischen Beschleunigung  $a_r$  der drehenden Massen des Antriebs und der Räder  $\Theta_A$ .

$$P_A = P_W + P_{at} + P_{ar} \quad (4.6)$$

$$P_A - P_W = v \cdot \left( m \cdot a + \frac{\dot{\omega} \cdot \Theta_A}{r} \right) \quad (4.7)$$

Für die Bewertung der Längsdynamik ist jedoch insbesondere die translatorische Beschleunigung des Fahrzeuges von Interesse. Diese ergibt sich aus der Antriebsleistung abzüglich der zur Überwindung der stationären Fahrwiderstände erforderlichen Leistung

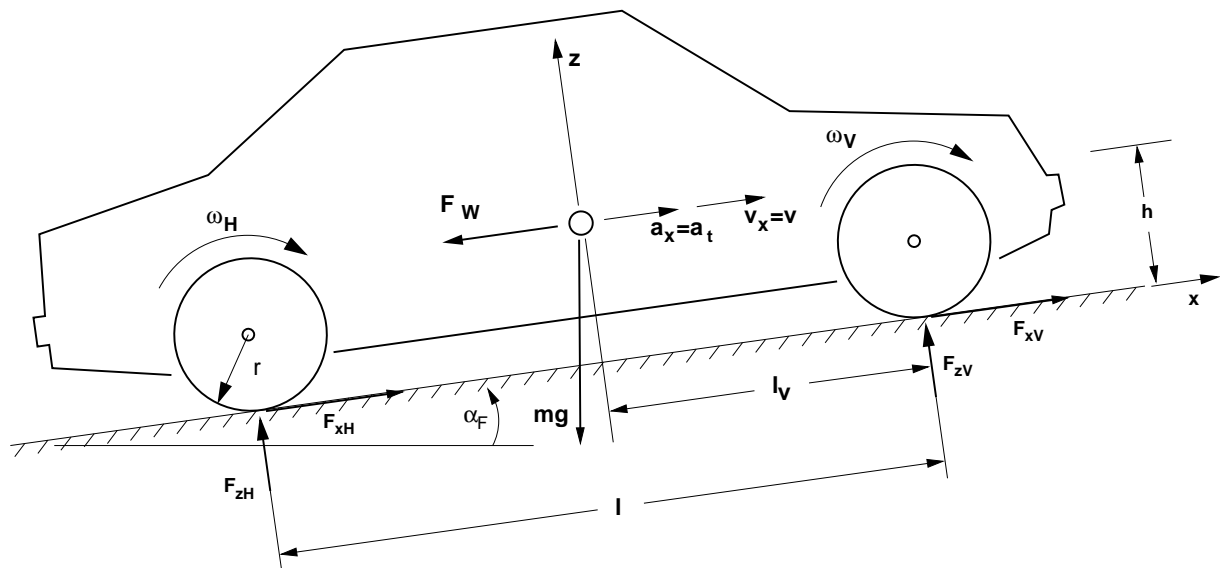


Bild 4.1: Ebenes Längsdynamikmodell

und der für die Beschleunigung der rotierenden Massen aufzuwendenden Leistung. Nachdem diese von der translatorischen Beschleunigung abhängt, kann nach Umformung von Gleichung 4.7 implizit mittels des bezogenen Massenverhältnisses ausgedrückt werden:

$$P_{at} = \frac{P_A - P_W}{1 + \frac{\Theta_A}{m \cdot r^2}} \quad (4.8)$$

Die Massenträgheitsmomente  $\Theta_A$  sind auf das Drehzahlniveau der Welle der Antriebsräder zu beziehen. Das Massenträgheitsmoment des Motors wird mittels der Gesamtübersetzung, welche sich aus der Getriebeübersetzung  $i_G$  und der Achsübersetzung  $i_A$  bestimmt, auf die Antriebswelle bezogen.

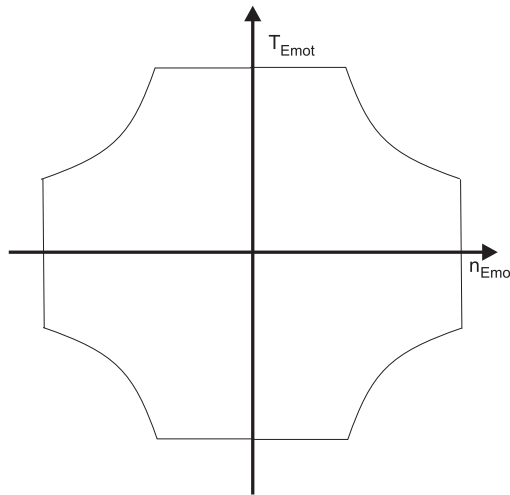
$$\Theta_M^* = \frac{1}{i^2} \cdot \Theta_M \quad \text{mit} \quad i = i_G \cdot i_A \quad \text{und} \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (4.9)$$

## 4.2 Elektromotor und Batterie

Beispiele zur Modellierung für die regelmäßig in Fahrtrieben eingesetzte stromrichter-speiste Asynchronmaschine finden sich [93, 94]. Das Verhalten des geregelten Motors kann vergleichbar zur Gleichstromnebenschlussmaschine als Verzögerung erster Ordnung angesetzt werden. Die Zeitkonstante  $T_{EMot}$  ist durch die Totzeit des Umrichters und der Regeleinrichtung bestimmt und liegt im Bereich einiger Millisekunden. Hiermit weist der Elektromotor eine vielfach höhere Dynamik bezüglich des Momentenaufbaus auf als der Verbrennungsmotor. Der betriebspunktabhängige Wirkungsgrad des Elektromotors wird nicht näher betrachtet beziehungsweise als von der Regeleinrichtung kompensiert

angenommen. Der Elektromotor wird somit als Momentenquelle mit vorgeschaltetem Verzögerungsglied betrachtet.

$$T_{EMot} = \frac{1}{1 + sT_{EMot}} T_{EMot,soll} \quad (4.10)$$



**Bild 4.2:** Kennfeld Elektromotor

Zusätzlich sind die durch die Auslegung bestimmten Grenzen des Drehmomentes bezüglich des Ankerstellbereichs und des Feldschwächbereichs im Vierquadrantenbetrieb zu berücksichtigen. Für die Einbindung in das Antriebssystem des Autarken Hybrids ist ferner das Massenträgheitsmoment des Rotors  $\Theta_{EMot}$  von Interesse.

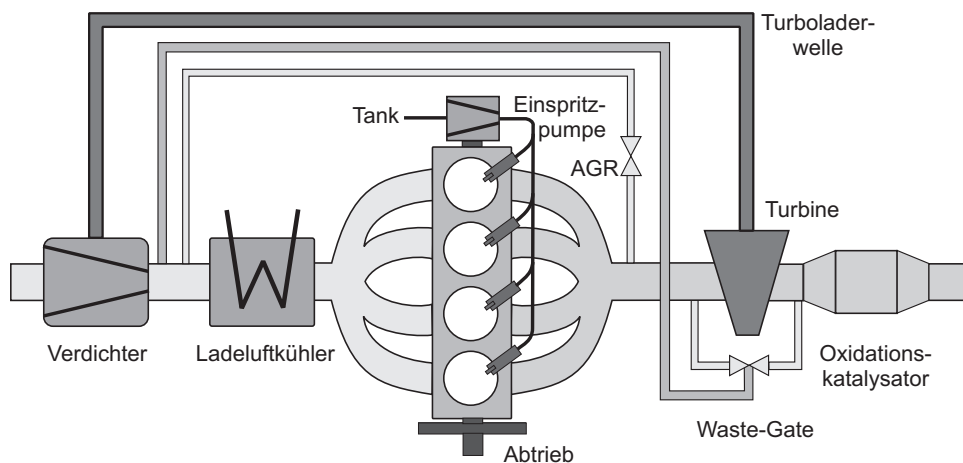
Als Speicher für die elektrische Energie dient eine Batterie. Da bei Hybridfahrzeugen weniger die Reichweite im elektrischen Betrieb als vielmehr die Leistungsdichte entscheidend für die Auslegung der Batterie ist, kommt im Autarken Hybrid eine NiMH-Batterie zur Anwendung.

Für energetische Betrachtungen zum Autarken Hybrid spielt der Wirkungsgrad der Batterie und die unvermeidliche Selbstentladung eine große Rolle. Da sich die vorliegende Arbeit auf die regelungstechnischen Aspekte des Antriebs konzentriert, wird die Batterie vereinfacht als ideale Spannungsquelle betrachtet.

### 4.3 Verbrennungsmotor

Zur Modellierung von Verbrennungsmotoren existieren mehrere Verfahren unterschiedlicher Genauigkeit. Kennfeldbasierte Modelle stellen die unterste Genauigkeitsklasse dar. Sie bestehen aus Kennfeldern, welche aus stationären Messungen gewonnen werden und bilden die statischen Zusammenhänge der Systemgrößen im gesamten Betriebsbereich ab. Das Zeitverhalten der Maschine wird vernachlässigt. Bei Mittelwertmodellen werden die Signalverläufe als Mittelwert über eine oder mehrere Kurbelwellenumdrehungen und alle Zylinder dargestellt. Hochauflösende Modelle ermitteln die verschiedenen Systemgrößen abhängig vom Kurbelwellenwinkel für jeden einzelnen Zylinder. Dieses Verfahren erlaubt dadurch die Nachbildung der durch die diskreten Verbrennungstakte bedingten Momentenwelligkeit.

Im Rahmen der Betrachtung von Antriebsstrangregelungen kann die Genauigkeit von Kennfeldmodellen, ergänzt um das wesentliche Zeitverhalten bezüglich Drehzahl- und Drehmomentänderungen als ausreichend angesehen werden.



**Bild 4.3:** Schematischer Aufbau eines Turbodieselmotors

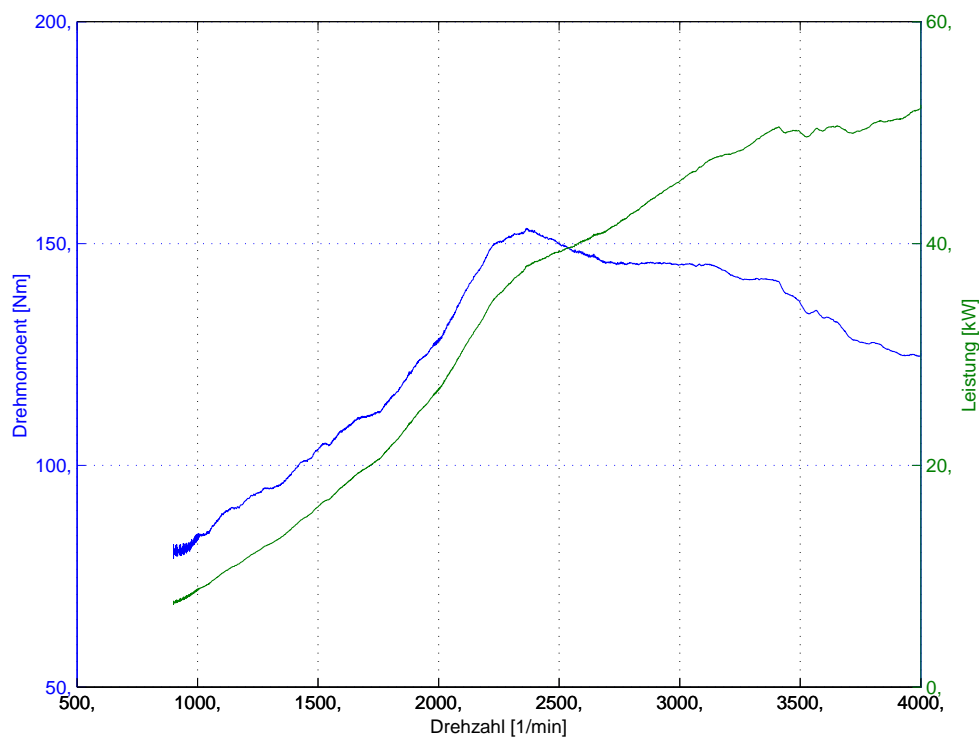
Es existiert eine Reihe unterschiedlicher Bauformen von. Im Folgenden soll exemplarisch der in Abbildung 4.3 dargestellte Turbodieselmotor diskutiert werden.

Das Temperaturniveau der vom Verdichter angesaugten Frischluft wird vom Ladeluftkühler reduziert. Da der Motor im Zuge des Ansaugtaktes stets das gleiche Luftvolumen ansaugt, wird durch die mit der Rückkühlung verbundene Erhöhung der Luftdichte die angesaugte Luftmasse vergrößert. Es stehen somit mehr Sauerstoffmoleküle als Reaktionspartner im Zylinder zur Verfügung. Während dem auf den Ansaugtakt folgenden Kompressionstakt wird die Luft entsprechend dem konstruktiven Verdichtungsverhältnis komprimiert. In die dabei erhitzte Luft wird der Kraftstoff unter hohem Druck fein zerstäubt eingespritzt. Der Kraftstoff entzündet sich und verbrennt unter Freisetzung von Energie. Das durch die exotherme Reaktion stark erhitzte Gas steht unter hohem Druck und liefert im Verbrennungs- bzw. Arbeitstakt im Zuge seiner Expansion mechanische Leistung über Kolben und Pleuel an die Kurbelwelle. Die translatorische Bewegung der

Kolben wird dabei in die Rotation der Kurbelwelle umgesetzt.

Für einen optimalen Ausbrand der Kraftstoffmenge wird eine maximale Gesamtoberfläche des Aerosols angestrebt. Dies wird durch möglichst hohe Einspritzdrücke in Verbindung mit besonderen Düsengeometrien erreicht. Aus Gründen der Geräuschreduzierung und zur Schonung der Bauteile wird mittels einer oder mehrerer Voreinspritzungen geringen Volumens ein möglichst gleichmäßiger Druckanstieg im Zuge der Verbrennung erreicht. Angetrieben von der Schwungmasse des Kurbeltriebs und von der in einem weiteren Zylinder ablaufenden Expansion wird das Abgas im Zuge des nun folgenden Auspufftaktes aus dem Zylinder geschoben. Die Restenergie des heißen Abgases wird in der Turbine des Abgasturboladers genutzt, um den Verdichter auf der Ansaugseite mechanisch anzutreiben.

Die Laststeuerung geschieht primär durch Adaption der pro Verbrennungstakt eingespritzten Kraftstoffmenge. Somit variiert der Luftüberschuss der Verbrennung in relativ weiten Grenzen. Um die bei hohen Verbrennungstemperaturen stark zunehmende Stickoxidbildung zu verringern, wird im Teillastbereich durch ein System zur Rückführung und Beimischung von Abgasen in das Frischgas (AGR) die Menge an überschüssigen Sauerstoffmolekülen im Brennraum abgesenkt. Die maximal mögliche Einspritzmenge richtet sich nach der Luftsauerstoffmenge im Zylinder und ist somit vom Druck und von der Temperatur der angesaugten Luft abhängig.

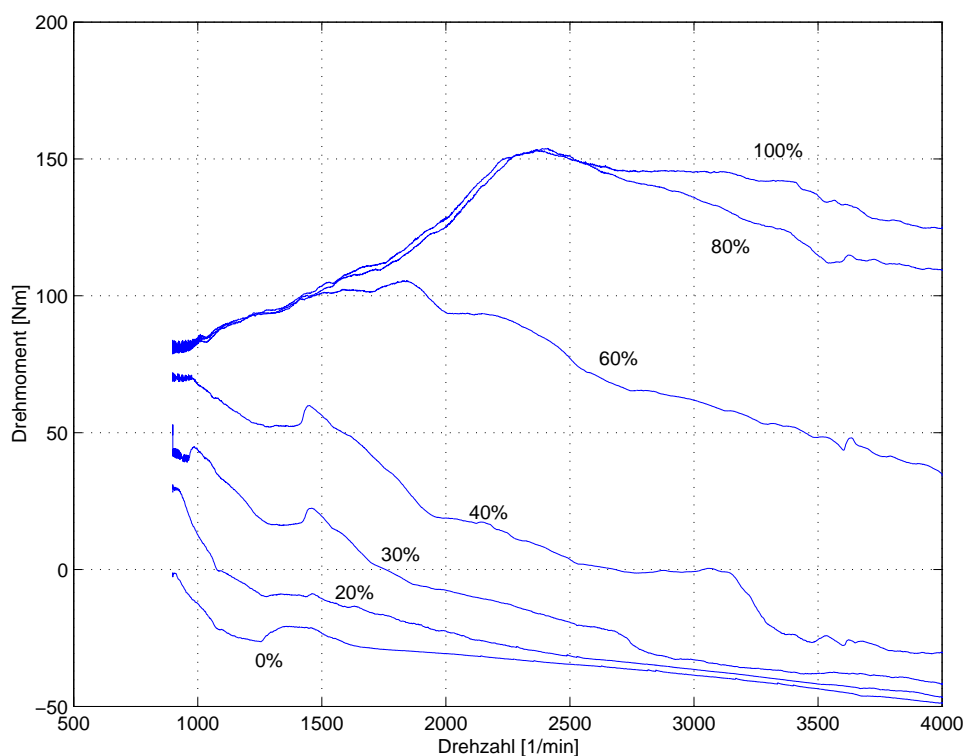


**Bild 4.4:** Leistungs- und Drehmomentdiagramm eines Turbodieselmotors

Der Betriebspunkt des Motors ist durch die Drehzahl und das abgegebene Drehmoment festgelegt. Die Drehzahl folgt im zugekuppelten Zustand dem integralen Zusammenhang

aus überschüssigem Drehmoment am Antrieb und der zu beschleunigenden Fahrzeugmasse. Durch die allgemein zeitvariante und im besonderen stufenlose Antriebsübersetzung wird dieser Zusammenhang aufgehoben. Die Motordrehzahl kann, eine hinreichende Getriebeverstellendynamik unterstellt, in weiten Bereichen als vom Getriebe eingepreßt betrachtet werden. Begrenzende Parameter sind hier sowohl die minimale als auch die maximale Übersetzung.

Für die modellhafte Beschreibung des Motors genügt folglich die Betrachtung der Drehmomenttransienten. In Gleichung 4.44 wurde hierbei vereinfachend von einem Verzögerungsglied erster Ordnung ausgegangen. Detailliert man diesen Zusammenhang, sind zunächst die Grenzen des Betriebsbereichs zu beachten. Dieser wird am oberen Rand durch die Vollastkennlinie und am unteren Rand durch die Schleppkennlinie begrenzt.

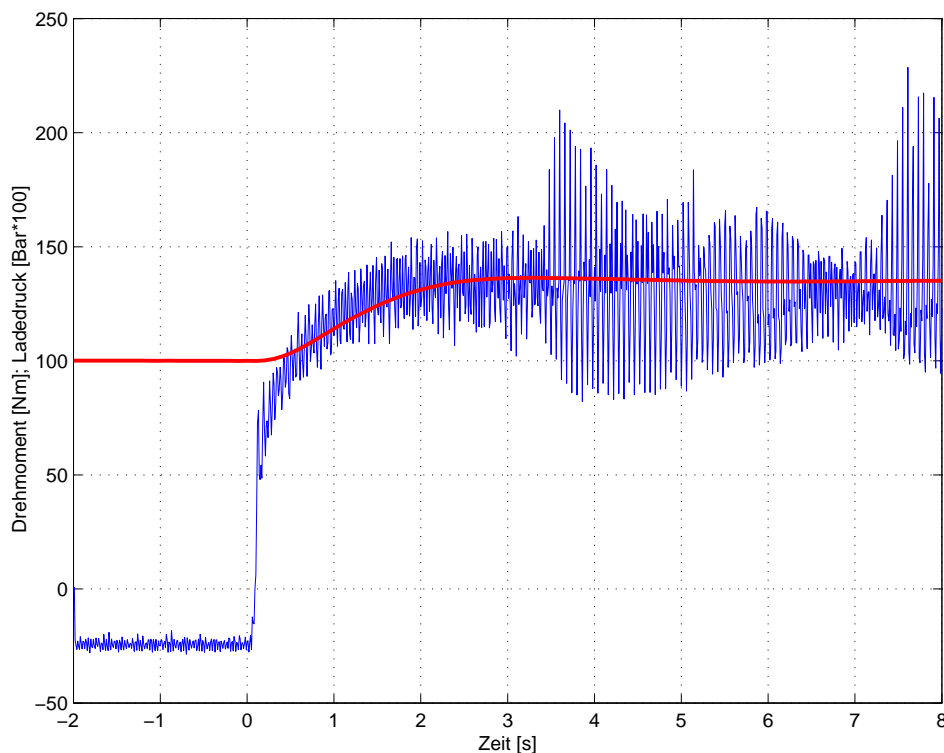


**Bild 4.5:** Turbodieselmotor mit mechanischer Verteiler-Einspritzpumpe: Drehmoment in Abhängigkeit von Drehzahl und Regelhebelwinkel der Einspritzpumpe

Im Fall aufgeladener Motoren kommt es bei niedrigen Drehzahlen zu dem umgangssprachlich als Turboloch bezeichneten Effekt, daß der Drehmomentaufbau des Motors verzögert erfolgt. Ausgehend von einem Betriebszustand niedriger Drehzahl und Last ist der Abgasmassenstrom zunächst gering, damit verbunden auch die Verdichterdrehzahl und der Ladedruck niedrig. Wird nun unter Annahme einer konstanten Motordrehzahl die Einspritzmenge bis zum dem aktuellen Ladedruck entsprechenden Maximum erhöht, steigt der Energieinhalt des Abgases und die Turboladerwelle wird beschleunigt. Durch die erhöhte Verdichterdrehzahl nimmt der Ladedruck und entsprechend die Einspritzmen-

ge zu. Es handelt sich folglich um einen selbstverstärkenden Prozeß, der ohne Begrenzung der Einspritzmenge zur Überlastung des Motors führen würde. Als weitere Maßnahme zur Leistungsbegrenzung wird der Ladedruck durch ein „Waste-Gate“ genanntes Überströmventil auf ein konstruktiv festgelegtes Maximum limitiert.

Betrachtet man nun sprunghafte Änderungen der Fahrpedalposition als repräsentativen Motorsollwert, wird anhand der in Abbildung 4.6 dargestellten Sprungantwort bei annähernd konstanter Drehzahl deutlich, daß das Ausgangsmoment zunächst innerhalb von rund 100 ms steil ansteigt. Das weitere Anwachsen erfolgt qualitativ entsprechend einem PT1-Verhalten. Das zunächst erreichbare Drehmomentniveau entspricht etwa dem maximalen Drehmoment des nicht aufgeladenen Saugmotors. Der darüber hinaus gehende Drehmomentzuwachs bedingt den oben dargestellten mit Verzögerungsgliedern behafteten Prozess des Ladedruckaufbaus.



**Bild 4.6:** Transientes Verhalten von Drehmoment und Ladedruck  
Drehzahl 2000 1/min; Sollwertsprung von 0% auf 100%

Die Drehzahl der Turboladerwelle und damit auch der Ladedruck ist sowohl von der Motordrehzahl als auch von der Last abhängig. Somit ergeben sich je nach Ausgangsbetriebspunkt unterschiedliche Anregelverläufe und ein der Vollastkennlinie entsprechendes Maximalmoment.

Es ergeben sich sowohl für den Stationärbetrieb als auch für Arbeitspunkttransienten nichtlineare Zusammenhänge. Da die regelungstechnische Beschreibung und Beherrschung des Verbrennungsmotors nicht im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit stand, wurde ein Weg zur Reduzierung der dargestellten Komplexität beschritten.



Da für das vom Verbrennungsmotor abgegebene Drehmoment keine Drehmomentmeßeinrichtung zur Verfügung steht, diese Prozessgröße jedoch für die übergeordnete Antriebsstrangregelung benötigt wird, wird zunächst das stationäre Verhalten mittels eines Kennfeldes abgebildet.

Aus den Eingangsgrößen Drehzahl und Stellgröße wurde durch einen automatisiert ablaufenden Prüfstandsversuch das sich stationär einstellende Drehmoment ermittelt.

$$T_{Vmot} = f(n_{VMot}, x_{StellVMot}) \quad (4.11)$$

Das gefundene Funktional beschreibt sowohl das stationäre Verhalten des Dieselmotors als auch jenes der Einspritzpumpe mit den enthaltenen mechanischen Regelfunktionen für Leerlaufregelung, Drehzahlbegrenzung und einer schwach ausgeprägten proportionalen Drehzahlregelfunktion für den Betriebsdrehzahlbereich. Durch die Invertierung dieser eindeutigen Abbildung wird ein Kennfeld für die Ansteuerung des Dieselmotors über das Stellglied erzeugt und das stationäre Betriebsverhalten des Motors somit gegenüber der übergeordneten Regeleinrichtung des Antriebsstranges linearisiert.

$$x_{StellVMot} = f(n_{VMot}, M_{Soll,VMot}) \quad (4.12)$$

Um auch transiente Vorgänge abbilden zu können, wird der Sollwert bei steigenden Flanken reglerintern durch ein PT1-Glied verzögert. Der verzögerte Sollwert entspricht somit auch während transients Vorgänge weitestgehend dem tatsächlichen Motormoment. Durch diese bewusst gewählte Vereinfachung werden in einigen Betriebsbereichen Abstriche bei der Ausnutzung der möglichen Anregelzeiten des Verbrennungsmotors in Kauf genommen.

$$T_{VMot} = \frac{1}{1 + s\mathcal{T}_{VMot}} T_{VMot,soll} \quad (4.13)$$

Der Verbrennungsmotors wird damit analog zum Elektromotor als Drehmomentenquelle betrachtet. Von Bedeutung ist, dass die Anregelzeitkonstante des Dieselmotors  $\mathcal{T}_{VMot}$  um etwa zwei Zehnerpotenzen über jener des Elektromotors  $\mathcal{T}_{EMot}$  liegt, und der Verbrennungsmotor somit vergleichsweise träge reagiert.

Für die weitere Betrachtung werden die Massenträgheitsmomente von Elektro- und Verbrennungsmotor zusammengefasst. Bezugswelle ist Welle A nach Bild 2.10.

$$\Theta_{Mot} = \Theta_{VMot} + i_E^2 \cdot \Theta_{EMot} \quad (4.14)$$

Für die weiteren Betrachtungen ist dieser Zusammenhang von elementarer Bedeutung, da das gesamte Massenträgheitsmoment der Motoren des Autarken Hybrids bedingt durch die große Übersetzung des Elektromotors deutlich über dem des Verbrennungsmotors liegt.

Da beide Motoren auf eine gemeinsame Welle (A) speisen, addieren sich die Drehmomente beider Motoren wie folgt:

$$T_{Mot} = T_{VMot} + i_E \cdot T_{EMot} \quad (4.15)$$

## 4.4 Das stufenlos verstellbare Getriebe

Die Beschreibung und Modellierung des Getriebes soll aus didaktischen Gründen mehrstufig erfolgen. Eine allgemeine Einführung in Ausführungsformen und Konstruktion stufenlos verstellbarer Getriebe für PKW findet sich in Kapitel 2.3. Die besondere Ausführungsform des  $i^2$ -Getriebes wird in Kapitel 2.6.1 erläutert.

Im Folgenden soll zunächst allgemein von einer zeitvarianten Übersetzung ausgegangen werden. Zahlreiche Veröffentlichungen [62, 90, 84, 103] zur theoretischen Behandlung von regelungstechnischen Problemen stufenlos verstellbarer Getriebe beschreiten diesen Weg. Es wird deshalb zunächst vereinfachend angenommen, dass sich die Getriebeverstellgeschwindigkeit direkt beeinflussen lässt. Neben die beiden Sollmomente der Antriebmotoren  $T_{VMot,soll}$  und  $T_{EMot,soll}$  tritt damit als weitere Steuergröße  $u$  die Getriebeverstellgeschwindigkeit hinzu.

$$i_{cvt} = \frac{\omega_{1CVT}}{\omega_{2CVT}} \quad (4.16)$$

$$u = \frac{di_{CVT}}{dt} \quad (4.17)$$

Die Verstellgeschwindigkeit des Getriebes ist endlich, wobei die Grenzen im Allgemeinen vom Betriebspunkt des Getriebes und im Speziellen zusätzlich vom zur Verfügung stehenden Ölvolumenstrom  $\dot{Q}$  abhängen. Der Betriebspunkt des Getriebes wird durch die Eingangsdrehzahl  $n_1$ , das Eingangsmoment  $T_1$  und die Übersetzung  $i$  festgelegt.

$$\left| \frac{di_{CVT}}{dt} \right|_{max} = f(n_1, T_1, i, \dot{Q}) \quad (4.18)$$

Für die Diskussion zeitvarianter Übersetzungen ist es von Bedeutung, sämtliche im Antriebsstrang vorhandenen Übersetzungen entsprechend Gleichung 4.9 mitzubetrachten. Wie im Folgenden gezeigt werden wird, reduziert sich das Modell des Antriebsstranges auf zwei durch eine zeitvariante Übersetzung gekoppelte Drehmassen. Definiert man beispielsweise die Verstellzeitkonstante  $\mathcal{T}_{CVT}$  als die zur Verstellung des Getriebes zwischen den Extremalübersetzungen bei maximaler Stellgliederaussteuerung minimal erforderliche Zeit, ergibt sich für das stufenlos verstellbare Getriebe eine mittlere Verstellgeschwindigkeit von

$$\overline{\frac{di_{CVT}}{dt}}_{max} = \frac{i_{CVT,max} - i_{CVT,min}}{\mathcal{T}_{CVT}} \quad (4.19)$$

Nach Zusammenfassen der Getriebeübersetzung  $i_{CVT}$  mit der Achsübersetzung  $i_A$  zur Gesamtübersetzung  $i$  ergeben sich abweichende Extremalübersetzungen mit

$$i_{max} = i_{CVT,max} \cdot i_A \quad (4.20)$$

$$i_{min} = i_{CVT,min} \cdot i_A \quad (4.21)$$

Die Verstellzeitkonstante bleibt davon unberührt. Bei maximaler Stellgliederaussteuerung ergibt sich für das reduzierte Modell eine um den Faktor  $i_A$  abweichende Getriebeverstellrate:

$$\frac{\overline{di}}{dt_{max}} = \frac{i_a \cdot (i_{CVT,max} - i_{CVT,min})}{\mathcal{T}_{CVT}} \quad (4.22)$$

$$\frac{di}{dt} = i_A \cdot \frac{di_{CVT}}{dt} \quad (4.23)$$

Für die Regelung des Gesamtsystems ist diese Differenzierung von Bedeutung, da das stufenlos verstellbare Getriebe bezüglich seiner Eigenschaften zunächst separat untersucht und beschrieben werden wird. Gleiches gilt für die separate Betrachtung des Variators und seine Einbindung in zum Beispiel das  $i^2$ -Getriebe.

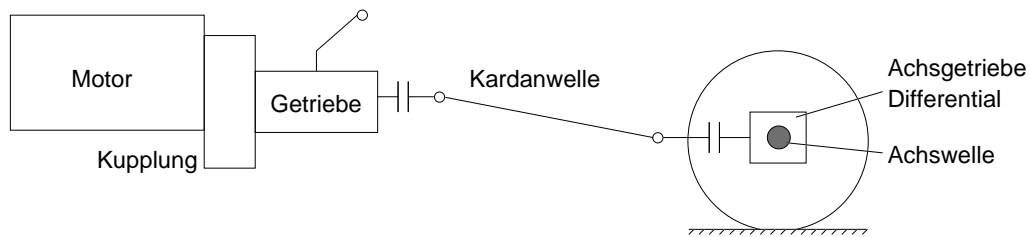
## 4.5 Der Antriebsstrang

Der Antriebsstrang setzt sich entsprechend Abbildung 4.7 aus den Komponenten Motor, Kupplung, Getriebe, gegebenenfalls Kardanwelle, Achsgetriebe mit Differential und der Achswelle mit den Antriebsrädern zusammen.

Das vom Motor erzeugte Drehmoment wird über den Antriebsstrang zu den Rädern übertragen. Das Getriebe sorgt hierbei für die Anpassung der Motordrehzahl an unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten.

Als Regelgrößen des Antriebsstranges mit stufenlos verstellbarem Getriebe werden das Radmoment  $M_R$  und die Motordrehzahl  $\omega_{VM}$  festgelegt. Für die Modellbildung ist sowohl das stationäre und transiente Betriebsverhalten als auch das Schwingungsverhalten für niedrige Frequenzen  $f_{max} < 10Hz$  von Interesse. Niederfrequente Antriebsstrangschwingungen wirken sich auf für den Fahrer störende Weise in der Fahrzeuglängsbeschleunigung aus und müssen deshalb berücksichtigt werden.

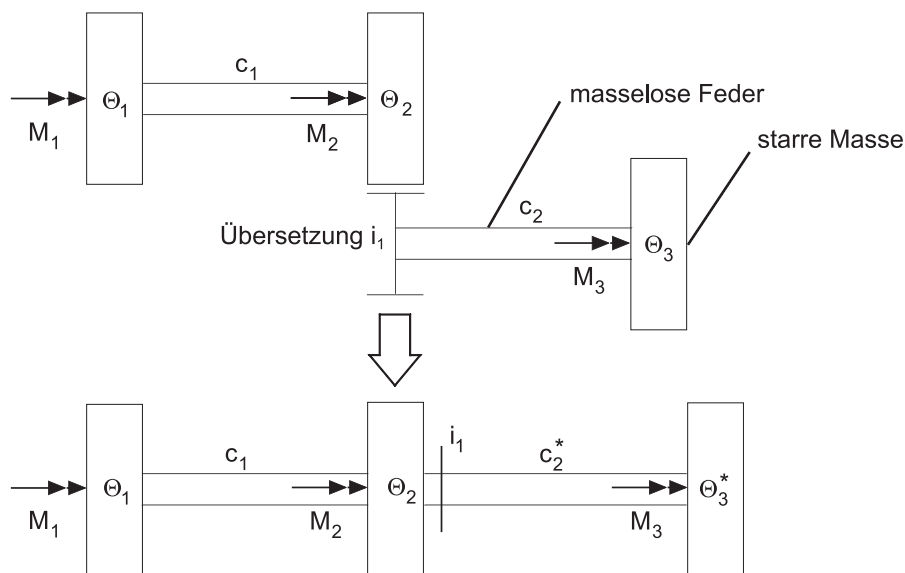
Um diese Antriebsstrangkonfiguration physikalisch den Anforderungen entsprechend zu beschreiben, wird sie üblicherweise durch eine Drehmassenfederschwingerkette, über welche die Leistung übertragen wird, dargestellt. Hierbei werden die Antriebsstrangelemente zu  $k$  diskreten starren Drehmassen  $\Theta_n$  und  $k-1 = l$  masselosen Feder-/Dämpferelementen zusammengefasst. Da die betrachteten Systeme in der Regel nur schwach gedämpft



**Bild 4.7:** Konventioneller Antriebsstrang

sind, werden die Dämpfungen für die im Folgenden dargestellten Betrachtungen vernachlässigt und eine Koppelung der Drehmassen durch Steifigkeiten  $c_n$  angenommen.

Bedingt durch die Getriebeübersetzung, das Achsgetriebe und die rotatorisch-translatorische Umsetzung am Rad-Straße-Kontakt sind drei Übersetzungsstufen in dem System enthalten. Die folglich mit unterschiedlicher Drehzahl rotierenden Teilsysteme werden wie in Abbildung 4.8 gezeigt, auf eine gemeinsame Bildwelle umgerechnet.



**Bild 4.8:** Abbildung auf ein gerades Torsionsschwingermodell

Die Umrechnung der Fahrzeugmasse in eine Drehmasse erfolgt nach

$$\Theta_{Fzg}^* = m_{Fzg} \cdot r_{Rad}^2 \quad (4.24)$$

Die Umrechnung der resultierenden Trägheiten und Steifigkeiten auf eine gemeinsame Bildwelle erfolgt durch

$$\Theta_n^* = \Theta_n \cdot i_n^2 \quad (4.25)$$

$$c_i^* = c_i \cdot i_n^2 \quad (4.26)$$

mit der Gesamtübersetzung

$$i_n = \prod i \quad (4.27)$$

als Produkt der zwischen der Trägheit  $\Theta_n$  und der Bildwelle liegenden Übersetzungen.

Für dynamische Verhalten des ungedämpften Systems gilt:

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} + \mathbf{C} \cdot \varphi = 0 \quad (4.28)$$

mit der Massenmatrix

$$\Theta = \text{diag}[\Theta_n] \quad \text{mit } i = 1, 2 \dots k \quad (4.29)$$

und der Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & \dots & 0 \\ 0 & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 0 & -c_n & c_n \end{pmatrix} \quad (4.30)$$

Die Systemmatrix  $\mathbf{A} = \Theta^{-1} \cdot \mathbf{C}$  liefert mit ihren Eigenwerten und Eigenvektoren die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen der Feder-Massen-Schwingerkette. Die Eigenschwingungsform beschreibt die Lage der Schwingungsknoten und -bäuche. Sie gibt Aufschluß über die Amplitude, mit der die einzelne Masse bei der entsprechenden Eigenfrequenz schwingt und kann als Relativwinkelausschlag der einzelnen Drehmassen aufgefasst werden. Man erhält die Schwingungsamplitude der  $n$ -ten Masse, indem man die Wurzel des  $n$ -ten Eigenvektorelements durch  $2\pi$  dividiert. Die in der  $i$ -ten Elastizität gespeicherte potentielle Energie berechnet sich mit den so gewonnenen Amplituden zu:

$$E_{pot} = \frac{1}{2} \cdot c_i \cdot \Delta\phi_i^2 \quad (4.31)$$

Hierbei stellt  $\Delta\phi_i$  die Differenz der Werte der Eigenschwingungsform links und rechts der betrachteten Elastizität  $c_i$  dar.

#### 4.5.1 Modellreduktion

Da für die vorliegende Problemstellung die Betrachtung der niedrigsten Eigenfrequenz genügt, ist eine Darstellung des Drehmassenfederschwingersystems als Zweimassensystem ausreichend. Diese Vereinfachung wird durch die in der Literatur zur Anwendung kommende Praxis gerechtfertigt. Die Modellreduktion des vorliegenden Mehrmassensystems erfolgt nach dem in [51] beschriebenen Verfahren.



Die vereinfachende Annahme, daß die Getriebeverstellgeschwindigkeit vorgegeben werden kann, erlaubt das Aufstellen der Systemgleichungen mit vertretbarem Aufwand. Wie später zu zeigen sein wird, kann dieser Forderung nicht ohne weitere Maßnahmen entsprochen werden.

Die Systemgleichungen ergeben sich aus den beschreibenden Gleichungen für die Beschleunigung der trägen Massen, für das Feder-Dämpfer-Element und für das stufenlos verstellbare Getriebe. Zur einfacheren Ableitung der Gleichungen wird im folgenden Abschnitt mit der inversen Getriebeübersetzung

$$R(i, t) = \frac{1}{i(t)} = \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_1} \quad \dot{\varphi}_1, i > 0 \quad (4.35)$$

gearbeitet. Für die zeitliche Ableitung gilt mit der Kettenregel:

$$\frac{dR}{dt} = -\frac{1}{i^2} \cdot \frac{di}{dt} \quad (4.36)$$

Die Bewegungsgleichungen der beiden Massenträgheiten lauten:

$$\Theta_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_{Mot} - \frac{R}{\eta} (c \cdot \epsilon + d \cdot \dot{\epsilon}) \quad (4.37)$$

$$\Theta_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot \epsilon + d \cdot \dot{\epsilon} - T_{Ext} \quad (4.38)$$

Die Absolutwerte des Kurbelwellenwinkels  $\varphi_1$  und der Fahrzeugposition  $\varphi_2$  sind für die nachfolgende Betrachtung ohne Belang. Die vom Feder-Dämpfer-Element übertragenen Kraft setzt sich aus einem relativwinkelproportionalen und einem relativdrehzahlproportionalen Term zusammen. Die Federkonstante wird hierbei mit  $c$  und die Dämpfung mit  $d$  bezeichnet. Der Relativwinkel  $\epsilon$  wird durch die Lage der Abtriebsseite des stufenlos verstellbaren Getriebes und der Sekundärmasse bestimmt:

$$\epsilon = \varphi_i - \varphi_2 \quad (4.39)$$

$$\dot{\epsilon} = \dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_2 \quad (4.40)$$

Mit Gleichung 4.35 ergibt sich für  $\epsilon$ :

$$\dot{\epsilon} = R(t) \cdot \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \quad (4.41)$$

und dessen Ableitung:

$$\ddot{\epsilon} = \frac{dR(t)}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 + R(t) \cdot \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 \quad (4.42)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 4.38 und 4.42 in Gleichung 4.37 und Elimination von  $\ddot{\varphi}_1$  ergibt sich für den Zugbetrieb (Leistungsfluss vom Motor zum Fahrzeug):

$$\Theta_1 \cdot \ddot{\epsilon} = R \cdot T_{Mot} + \Theta_1 \cdot \frac{dR}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 + \frac{\Theta_1 \cdot T_{Ext}}{\Theta_2} - \left( \frac{R^2}{\eta} + \frac{\Theta_1}{\Theta_2} \right) \cdot (c \cdot \epsilon + d \cdot \dot{\epsilon}) \quad (4.43)$$

In diesem Zusammenhang soll das Übertragungsverhalten des Motors vereinfachend als Verzögerungsglied erster Ordnung ( $PT_1$ -Glied) mit der Zeitkonstante  $\tau_{Mot}$  angenommen werden.

$$\frac{dT_{Mot}}{dt} = -\frac{1}{\tau_{Mot}} \cdot T_{Mot} + \frac{1}{\tau_{Mot}} \cdot T_{Mot,soll} \quad (4.44)$$

Mit den Vektoren

$$\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T = [\epsilon \ \dot{\epsilon} \ R \ \dot{\varphi}_1 \ T_{Mot}]^T \quad (4.45)$$

$$\mathbf{u} = [u_1 \ u_2 \ u_3]^T = \left[ \frac{dR}{dt} \ T_{Mot,soll} \ T_{Ext} \right]^T \quad (4.46)$$

$$\mathbf{y} = [y_1 \ y_2]^T = [T_2 \ \dot{\varphi}_1]^T \quad (4.47)$$

können die Systemgleichungen in der kompakten Notation

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{G}(\mathbf{x}) \cdot \mathbf{u} \quad (4.48)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}) \quad (4.49)$$

dargestellt werden. Der Vektor  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  und die Matrix  $\mathbf{G}(\mathbf{x})$  ergeben sich dann zu:

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} x_2 \\ \frac{x_3 \cdot x_5}{\Theta_1} - (c \cdot x_1 + d \cdot x_2) \left( \frac{x_3^2}{\eta \cdot \Theta_1} + \frac{1}{\Theta_2} \right) \\ 0 \\ \frac{x_5}{\Theta_1} - \frac{x_3}{\eta \cdot \Theta_1} \cdot (c \cdot x_1 + d \cdot x_2) \\ -\frac{x_5}{\tau_{Mot}} \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ x_4 & 0 & \frac{1}{\Theta_2} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tau_{Mot}} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

Die Systemausgänge Radmoment  $T_2$  und Motordrehzahl  $\dot{\varphi}_1$  werden durch den Ausgangsvektor  $\mathbf{h}(\mathbf{x})$  beschrieben:

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}) = [c \cdot x_1 + d \cdot x_2 \quad x_4] \quad (4.52)$$

Als Radmoment  $T_2$  wird hierbei die vom Feder-Dämpfer-Element übertragene Kraft definiert.

Diese allgemeine Darstellung weist einige Problemstellen auf. Sie ist zunächst lediglich für den Zugbetrieb anwendbar. Im Schubbetrieb ist der Wirkungsgrad durch den Kehrwert zu ersetzen. Der Getriebewirkungsgrad  $\eta$  ist darüberhinaus bei realen stufenlos verstellbaren Getrieben nicht konstant, sondern eine Funktion des Betriebspunktes und





gungen und somit insbesondere auch Verdrehungen des Triebwerks um die Längsachse [7].

Der lastfreie Verbrennungsmotor erreicht eine Mittellage, aus der eine Auslenkung in beide Drehrichtungen möglich ist. Erzeugt der Motor nun ein inneres Moment, kommt es zunächst zu einer Verdrehung des Motorgehäuses um wenige Winkelgrade, bis die Lagerelemente Reaktionskräfte aufnehmen können. Während dieser Phase sind die Winkelbeschleunigungen des Gehäuses und der Abtriebswelle umgekehrt proportional zum Verhältnis der trägen Massen. Der integrale Zusammenhang führt dabei zu steigenden Winkelgeschwindigkeiten und wachsenden Absolutwinkeln von Motor und Abtriebswelle, wodurch auf beiden Seiten Dämpfungs- und Federkräfte wirksam werden. Durch das Speicherverhalten der trägen Massen und der Federelemente können je nach Verlauf des Motormoments Ausgleichsvorgänge in Form von Schwingungen angeregt werden.

Die geschlossene Beschreibung dieses Systems ähnlich dem Mehrmassenschwinger nach Gleichung 4.28 gestaltet sich schwierig, da die Kopplung der Massenträgheitsmomente von Motorgehäuse und Antriebswelle nicht über ein Feder-Dämpfer-Element sondern über das zeit- und drehwinkelvariante innere Moment des Motors erfolgt. Diese Kopplung lässt sich wegen der nichtlinearen Abhängigkeit des Reaktionsmomentes vom Drehwinkel und insbesondere wegen der durch die Verbrennungstakte gegebenen Zeitvarianz nicht durch ein lineares Differentialgleichungssystem beschreiben. Zudem sind die translatorischen Aufbaubewegungen um mehrere Achsen durch eine aufwendige Koordinatentransformation in das rotatorische System zu überführen. Ein Verfahren zur mathematischen Beschreibung insbesondere der Kopplung von Motorgehäuse und Kurbeltrieb ist in diesem Zusammenhang nicht bekannt.

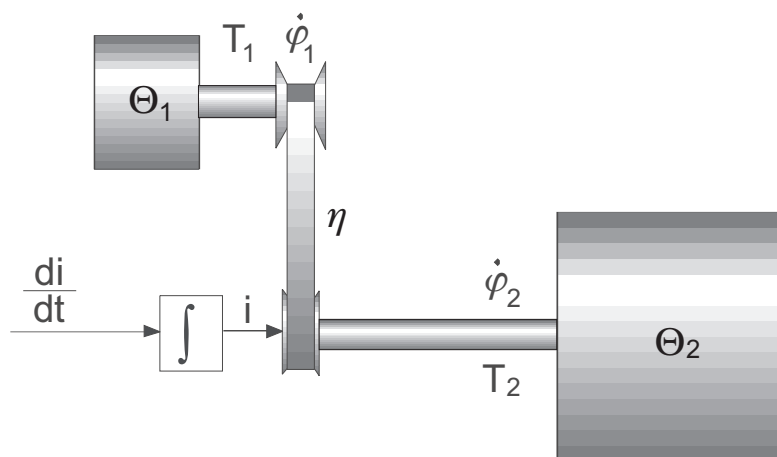
Dieses fahrzeugspezifische Systemverhalten soll deshalb vereinfachend durch eine Antriebsstranglose beschrieben werden, da die Lagersteifigkeiten in entspannter Position relativ geringe Werte annehmen. Dieser Lose können zudem die in den Verzahnungsstufen des Getriebes vorkommenden Spiele zugeschlagen werden.

Die mit der elastischen Antriebsstranglagerung verbundene zusätzliche Dynamik ist besonders für Anfahrvorgänge und Lastwechsel von Bedeutung, da in diesen Fällen leicht unerwünschte Schwingungen im Antriebsstrang angeregt werden können. Siehe auch dazu Kapitel 3.2.2.

### 4.5.3 Systemgleichungen starres Antriebsstrangmodell

Durch das Vorhandensein des stufenlos verstellbaren Getriebes im Antriebsstrang ergeben sich einige bedeutsame Effekte. Durch die Änderung der Übersetzung kommt es zu einer gegensinnigen Änderung der Drehzahlen der motorseitigen Primärmasse und der abtriebsseitigen Sekundärmasse. Diese Drehzahländerungen werden nicht durch eine Momentenquelle im klassischen Sinne hervorgerufen, sondern durch die Übersetzungsänderung eingepreist. Parallel dazu entsteht der zur Umspeicherung der in den trägen Massen gespeicherten kinetischen Energie notwendige Leistungsfluß, welcher in rotierenden Systemen stets mit einem Drehmoment verbunden ist. Dieses Drehmoment wird an der gesamten Koppelung der Drehmassen wirksam und beeinflusst somit auch die Regelgröße Radmoment.

Aus der Modellierung des Antriebsstranges als schwingungsfähiges System entsprechend den Gleichungen 4.37, 4.38 und 4.42 ergibt sich ein nichtlineares Differentialgleichungssystem nach Gleichung 4.48, welches nicht dafür geeignet ist, das aus der Übersetzungsänderung resultierende Drehmoment isoliert zu beschreiben. Ein Verzicht auf das Feder-Dämpfer-Element in der Modellierung reduziert das System auf zwei durch eine zeitvariante und verlustbehaftete Übersetzung gekoppelte Drehmassen. Eine entsprechende Darstellung zeigt Bild 4.11



**Bild 4.11:** Starres Antriebsstrangmodell

Die Systemgleichungen vereinfachen sich für das starre Zweimassensystem ohne extern angreifende Momente zu:

$$T_n = \Theta_n \cdot \ddot{\varphi}_n \quad n = 1, 2 \quad (4.53)$$

$$T_1 = -\frac{R(t)}{\eta} \cdot T_2 \quad \eta \neq 0 \quad (4.54)$$

Mit der Beziehung für das Verhältnis von primärer und sekundärer Drehzahl

$$\dot{\varphi}_2 = R(t) \cdot \dot{\varphi}_1 \quad (4.55)$$

und deren Ableitung

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{dR(t)}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 + R(t) \cdot \ddot{\varphi}_1 \quad (4.56)$$

ergibt sich durch Einsetzen in Gleichung 4.53 mit Gleichung 4.54 :

$$T_2 = \Theta_2 \cdot \left( \frac{dR(t)}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 + R(t) \cdot \left( -\frac{R(t) \cdot T_2}{\eta \cdot \Theta_1} \right) \right) \quad (4.57)$$

Auflösen nach  $T_2$  ergibt:

$$T_2 = \frac{1}{1 + \frac{R(t)^2}{\eta} \cdot \frac{\Theta_2}{\Theta_1}} \cdot \left( \frac{dR(t)}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot \Theta_2 \right) \quad (4.58)$$

Nach Umstellen und Ersetzen von R durch i erhält man mit Gleichung 4.36:

$$T_2 = \frac{1}{1 + \eta \cdot i(t)^2 \cdot \frac{\Theta_1}{\Theta_2}} \cdot \left( -\frac{di(t)}{dt} \cdot \eta \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot \Theta_1 \right) \quad (4.59)$$

Gleichung 4.59 gibt nun die Abhängigkeit des Radmomentes von der Getriebeverstellrate und den maßgebenden zeitvariablen Systemgrößen und Parametern wieder. Aus Gründen der besseren Anschaulichkeit wird zunächst auf die Darstellung der Abhängigkeiten vom Antriebsmoment  $T_{Mot}$  und vom externen Lastmoment  $T_{Ext}$  verzichtet.

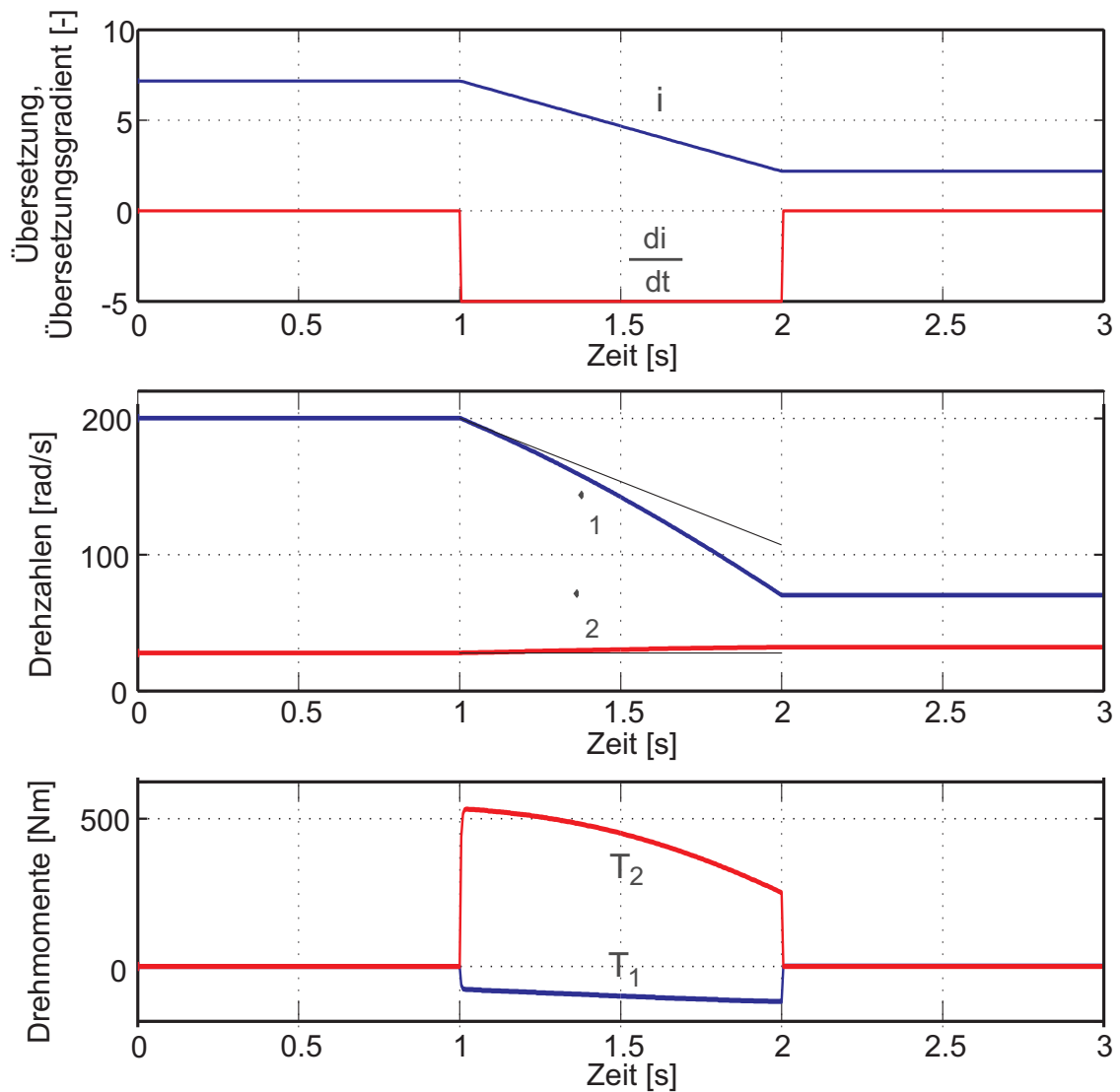
Das durch eine Übersetzungsänderung verursachte Radmoment  $T_2$  ist zudem vom der aktuellen Übersetzung, der Drehzahl der primären Masse und dem Verhältnis der Masenträgheitsmomente abhängig.

Abbildung 4.12 zeigt den Zusammenhang anhand eines Modells mit folgenden Parametern:

Primärmasse	$\Theta_1$	0,77	$kgm^2$
Sekundärmasse	$\Theta_2$	100	$kgm^2$
Wirkungsgrad	$\eta$	1.0	-
Antriebsmoment	$T_{Mot}$	0	Nm
Externes Moment	$T_{Ext}$	0	Nm

Das System ist in der Ausgangssituation durch eine Primärdrehzahl  $\dot{\varphi}_1 = 200rad/s$  und eine Übersetzung  $i(t) = 7,2$  gekennzeichnet. Es wirken keine externen oder dissipativen Momente im System. Es wird im Zeitintervall  $1s < t \leq 2s$  ein Übersetzungsgradient von  $-5 1/s$  vorgegeben. Dabei kommt es zu einer Beschleunigung der Sekundärmasse und einer Abbremsung der Primärmasse. Sowohl die Drehzahlverläufe als auch die Drehmomentverläufe zeigen ein nichtlineares Verhalten, da sich die mitbestimmenden Größen Drehzahl und Übersetzung während des Verstellvorgangs ändern. Lediglich der Verlauf der Übersetzung ist vom Eingangssignal  $di/dt$  durch den per Definition integralen Zusammenhang linear abhängig. Die in Abbildung 4.12 gezeigten Drehmomentverläufe sind entsprechend Gleichung 4.54 übersetzungsbereinigt betragsmäßig gleich.

Es findet während des Verstellvorganges eine Umspeicherung kinetischer Energie der primären Drehmasse zur sekundären Drehmasse statt. Die primäre Drehmasse kann folglich



**Bild 4.12:** Momente und Drehzahlen während eines Verstellvorganges

als Schwungradspeicher betrachtet werden. Die übertragene Energie beträgt 12500 Ws und die durchschnittliche Leistung entsprechend 12,5 kW.

Wollte man dagegen der sekundären Drehmasse die Energie im gleichen Zeitintervall bei konstanter Übersetzung von Außen zuführen, müsste die primärseitige Masse mitbeschleunigt werden. Die dann notwendige Antriebsleistung beträgt 18 kW.

Bezieht man nun die äußerem Momente  $T_{Mot}$  und  $T_{Ext}$  in die Betrachtung mit ein, ergibt sich für das Radmoment :

$$\Theta_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = T_{Mot} - T_1 \quad (4.60)$$

$$\Theta_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = T_2 - T_{Ext} \quad (4.61)$$

$$T_1 = -\frac{R(t)}{\eta} \cdot T_2 \quad \eta \neq 0 \quad (4.62)$$

Durch Einsetzen und Auflösen ergibt sich analog Gleichung 4.59:

$$T_2 = \frac{1}{1 + \eta \cdot i(t)^2 \cdot \frac{\Theta_1}{\Theta_2}} \cdot \left( \eta \cdot i(t) \cdot T_{Mot} + \frac{\Theta_1}{\Theta_2} \cdot \eta \cdot i(t)^2 \cdot T_{Ext} - \frac{di(t)}{dt} \cdot \eta \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot \Theta_1 \right) \quad (4.63)$$

Es treten folglich zwei Terme für die externen Momente hinzu. Der erste Term des Klammerausdrucks beschreibt den direkten Durchgriff des Motormoments auf das Radmoment. Der zweite Term bildet den Einfluss des extern angreifenden Fahrwiderstandsmoments ab. Der dritte Term repräsentiert den bereits diskutierten Einfluss der Änderung der Übersetzung. Der Ausdruck vor der Klammer berücksichtigt den Einfluss beider Massen bei instationären Vorgängen entsprechend Ihren Massenträgheitsmomenten.

Setzt man nun  $di/dt = 0$ ,  $T_{Ext} = 0$  und  $\eta = 1$  vereinfacht sich Gleichung 4.63 nach wenigen Umformungen zu einem Momententeiler:

$$T_2 = \frac{\Theta_2}{\Theta_1 \cdot i^2 + \Theta_2} \cdot i \cdot T_{Mot} \quad (4.64)$$

Der zweite Streckenausgang wird durch die primäre (Motor-)drehzahl repräsentiert. Da die sekundäre Drehmasse in der Regel wesentlich größer als die primäre Drehmasse ist, wird die Motordrehzahl über die Getriebegesamtübersetzung von der Sekundärdrehzahl abgeleitet.

$$\dot{\varphi}_1 = i \cdot \dot{\varphi}_2 \quad (4.65)$$

$$= \int \frac{di}{dt} dt \cdot \int \Theta_2 (T_2 - T_{ext}) dt \quad (4.66)$$

Neben den beiden Streckenausgängen  $T_2$  und  $\dot{\varphi}_1$  ist das auf die primärseitige Drehmasse wirkende Motormoment nach Gl. 4.15 als Regelgröße zu nennen.

$$T_{Mot} = T_{Vmot} + i_E \cdot T_{EMot} \quad (4.67)$$

Für das Motormoment wird wie beschrieben einfaches  $PT_1$ -Verhalten angenommen.

## 5 Antriebsstrang- und Getrieberegung

Im Folgenden sollen zwei Themenbereiche, welche für die erfolgreiche Implementierung einer Antriebsstrangregelung für das System Autarker Hybrid von Bedeutung sind, herausgearbeitet werden und die gewählten Lösungsansätze beschrieben werden.

Zunächst ist die Streckenstruktur, für welche der Reglerentwurf zu erfolgen hat, zu beschreiben. Es wird gezeigt, dass es sich um ein nichtlineares und stark verkoppeltes Mehrgrößensystem handelt. Eine Entkopplung verlangt detaillierte Kenntnis der Getriebeverstellrate.

Im Zuge der Implementierung der Regelung für den Autarken Hybrid wurden in diesem Punkt wesentliche Diskrepanzen zwischen dem regelmäßig in der Literatur anzutreffenden idealisierten Getriebemodellen (siehe auch Kapitel 4.4) gegenüber implementierten Aktuatorik festgestellt. Es ist deshalb notwendig, das Übertragungsverhalten des Getriebes bezüglich der Verstellrate detaillierter zu untersuchen und die gefundene Charakteristik beim Entwurf der Regelung zu berücksichtigen.

### 5.1 Nichtlineare Streckenstruktur und Verkopplungen

Die Regelstrecke wird entsprechend den Gln.4.63 und 4.66 durch den Eingangsvektor

$$u = \left[ T_{Mot,soll} \quad \frac{di}{dt} \right]^T \quad (5.1)$$

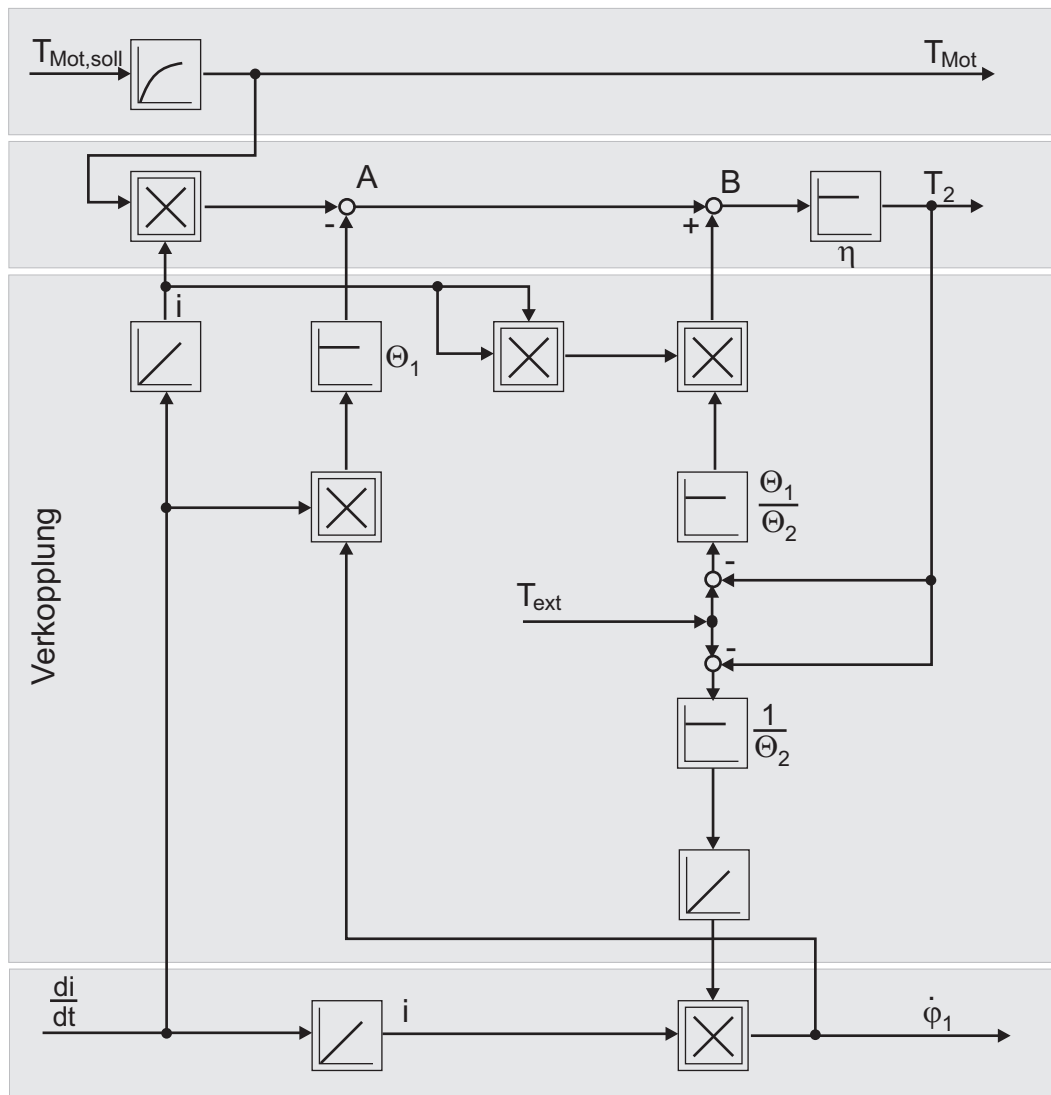
und den Ausgangsvektor

$$y = [T_{Mot} \quad T_2 \quad \dot{\varphi}_1]^T \quad (5.2)$$

beschrieben.

Wie in Kapitel 3.3 beschrieben, leitet sich die Regelgröße Radmoment  $T_2$  direkt vom Fahrerwunsch ab. Die Regelgrößen Motormoment  $T_{Mot}$  und Motordrehzahl  $\dot{\varphi}_1$  werden dagegen von der Betriebsstrategie bestimmt.

Sowohl das Radmoment als auch das Motormoment sollen, wie es bei konventionellen Antriebssträngen Stand der Technik ist, lediglich gesteuert werden. Für die Motordrehzahl ist eine Regelung vorgesehen. Auftretende Schwingungen des Radmoments können folglich nicht ausgeglet werden, sondern unterliegen der Dämpfung des Systems.



**Bild 5.1:** Signalflußplan zu Gl. 4.63

Für den Reglerentwurf und die Parametrierung wird deshalb das open-loop-Verhalten des Antriebsstranges über den gesamten Betriebsbereich insbesondere während transienten Vorgängen von Interesse sein und es sind geeignete Vorkehrungen zu treffen, um die Anregung von Schwingungen aus dem Regel- und Steuersystem heraus zu vermeiden.

Sowohl auf die überwiegend kennfeldbasierte Momentensteuerung von Verbrennungsmotoren mit elektronischen Steuergeräten als auch auf die Momentensteuerung von elektrischen Maschinen soll an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden. Es wird ein  $PT_1$ -Übertragungsverhalten mit einer hinreichenden stationären Genauigkeit unterstellt.

Es ergibt sich ein trivialer Block zur Erzeugung des Motormoments. Angelehnt an die Steuerung von konventionellen Antriebssträngen ergibt sich, wie in Abbildung 5.1 gezeigt, folgende Streckenstruktur für das Radmoment:



Das Motormoment wird mit der Getriebeübersetzung bewertet. In der Folge tritt am Eingriff (A) eine durch Motordrehzahl und Verstellrate beeinflusste Momentenkomponente, die im Weiteren als Verstellmoment bezeichnet werden soll, hinzu. Ein weiterer Term (B) berücksichtigt den Einfluss des externen Fahrwiderstandsmoments. Mit dem Getriebewirkungsgrad  $\eta$  ergibt sich schließlich das Radmoment  $T_2$ .

Je nach Beladung des Fahrzeugs kann der Parameter  $\Theta_2$  in gewissen Grenzen schwanken. Das extern angreifende Fahrwiderstandsmoment kann über die statische Fahrwiderstandskennlinie mittels der Raddrehzahl gewonnen werden. Momentenanteile resultierend z.B. aus dem Steigungswiderstand sind ohne weitere Sensorik nicht zugänglich und stellen im Hinblick auf die Auslegung der Regelung Modellunsicherheiten dar.

Die Relevanz des Verstellmoments wurde bereits mit Abbildung 4.12 dargestellt. Die Antriebsstrangkonfiguration des Autarken Hybrids lässt den Effekt in besonderem Maße hervortreten:

- Im Verstellbereich V1 des  $i^2$ -Getriebes wird die Wandlerspreizung auf eine Gesamtspreizung von über 25 projiziert. Es wird mit einer Gesamtübersetzung von 32 angefahren. Dadurch kommt es bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten zu besonders hohen Verstellraten von über 20 1/s. Derartig hohe Verstellraten sind in anderen Antriebssträngen mit stufenlos verstellbaren Getrieben nicht anzutreffen.
- Die parallele Anordnung von Verbrennungsmotor und Elektromotor führt zu einem relativ hohen Summenmassenträgheitsmoment. Da die elektrische Maschine mit einer Übersetzung von rund 3 an die Getriebeeingangswelle angebunden ist, ist deren neunfaches Massenträgheitsmoment wirksam.
- Der labormäßige Versuchsaufbau des Autarken Hybrid hat sich in einer ersten Phase statt auf dem Verbrennungsmotor auf eine stromrichter gespeiste Gleichstrommaschine mit einem knapp dreifachen Massenträgheitsmoment abgestützt. Da dieser Aufbau zudem über mehrere Sicherheitskupplungen und Drehmomentmesswellen mit niedrigen und teilweise nichtlinearen Steifigkeiten verfügte, wies der gesamte Antriebsstrang eine hohe Sensitivität für durch transiente Momentenanteile hervorgerufene Torsionsschwingungen auf.

Die Verkopplung ist insofern problematisch, als dass die Regelgröße Motordrehzahl der kritischen Größe Getriebeverstellrate mit integrierendem Verhalten folgt. Die Getriebeverstellrate muss daher für eine befriedigende Drehzahlregelung mit hohen Gradienten und Amplituden geführt werden. Der Durchgriff der Getriebeverstellrate auf das Radmoment erfolgt auf der anderen Seite direkt und ohne jede Verzögerung. Die damit verbundenen hohen Drehmomentgradienten können Torsionsschwingungen anregen und sind deshalb besonders problematisch.

## 5.2 Regelungstechnische Ansätze

In [98] werden mehrere Arbeiten zur Regelung von CVT-basierten Antriebssträngen verglichen. Als Regelgröße wird überwiegend das Radmoment genannt. Dies bedeutet, dass ohne unabhängige Regelung der Motordrehzahl auch keine Verkopplung zwischen den Regelkreisen besteht.

In anderen Arbeiten wird die Raddrehzahl bzw. die Fahrgeschwindigkeit als Regelgröße herangezogen (vergleiche auch Bild 3.6). Dies erscheint jedoch wenig praxisrelevant, da Geschwindigkeitsregelungen (Tempomaten) im PKW heute ausschließlich auf einen konstanten Sollwert regeln. Für eine universelle Geschwindigkeitsregelung würden dagegen kaskadierte Reglerstrukturen mit unterlagerter Drehmomentregelung zu Anwendung kommen.

In der Übersicht [98] kommen überwiegend nichtlineare Regelungen basierend auf der I/O-Linearisierung zum Einsatz. In Anlehnung daran wurde in [62] darüberhinaus die strukturelle Ähnlichkeit zwischen der I/O-Linearisierung und der Sliding-Mode-Control gezeigt. Allen genannten Arbeiten ist gemeinsam, dass die Getriebeverstellrate, wie auch hier bisher dargestellt, einen Streckeneingang darstellt und somit als Ausgangsgröße einer Regeleinrichtung dient und dieser deshalb auch unmittelbar zugänglich ist.

Alle Ansätze realisieren eine Linearisierung des Systems durch Entkopplung, welche sich sinngemäß wie folgt beschreiben lässt:

Der Verkopplungsterm des Verstellmoments mit Eingriff an (A) wird durch

$$T_{(A)} = -\frac{di}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot \Theta_1 \quad (5.3)$$

beschrieben.

Durch eine Aufschaltung dieses Störmoments auf das Motorsollmoment

$$T_{mot,soll} = \frac{1}{i} \left( \frac{di}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot \Theta_1 \right) \quad (5.4)$$

lässt sich das Störmoment auslöschen, sofern das Kompensationsmoment phasengleich mit dem Störmoment aufgebracht wird. Dies lässt sich erreichen, indem der Sollwert der Getriebeverstellrate vor der Ausgabe einer der Motordynamik entsprechenden Tiefpaßfilterung unterworfen wird.

Von besonderer Bedeutung ist es jeweils, dass die in Gl. 5.4 herangezogene Verstellrate unverzögert zur Verfügung steht. Deshalb wird der Sollwert herangezogen. Zur physikalischen Auslöschung des Störmomentes ist es notwendig, dass die tatsächliche Verstellrate dem Sollwert exakt folgt. Diese idealisierende Annahme liegt der Mehrzahl der in [98] genannten Arbeiten zugrunde.

### 5.3 Nichtlineares Übertragungsverhalten der Verstellrate

Im Zuge der versuchstechnischen Implementierung einer SMC-basierten Reglerstruktur [62] für den Autarken Hybrid wurde erkannt, dass die Getriebeverstellrate als Streckeneingang lediglich näherungsweise zur Verfügung steht. Deshalb kann die vereinfachende Annahme, dass der Istwert der Verstellrate dem Sollwert hinreichend genau folgt, bzw. dass die Verstellrate eingepreßt werden kann, nicht aufrecht erhalten werden. Die gefundene Übertragungsfunktion vom physikalischen Regelstreckeneingang zur Verstellrate der Übersetzung  $di/dt$  erwies sich als sowohl stationär als auch instationär nichtlinear vom Arbeitspunkt abhängig.

Die Abweichungen zwischen dem Sollwert, der gleichzeitig der SMC-Regelung als Istwert diente und der tatsächlichen Verstellrate waren so gravierend, dass sich die systembedingte Robustheit der SMC gegenüber dieser nicht modellierten Nichtlinearität als nicht ausreichend erwies.

Es wurden deshalb in der Folge mehrere Ansätze entwickelt und validiert, um das Regelsystem im Hinblick auf diese Nichtlinearität zu erweitern:

- Die Rückführung der Getriebeverstellrate als Messgröße
- Die Modellierung der Nichtlinearität
- Die Identifikation der Nichtlinearität mittels neuronaler Netze

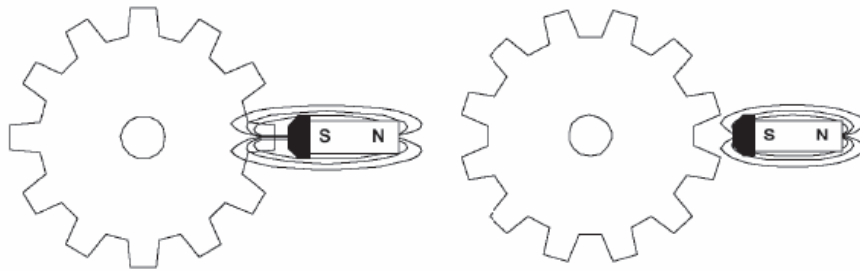
In den folgenden Abschnitten werden diese Ansätze näher erläutert und eine auf der Identifikation basierende Lösung vorgestellt.

### 5.4 Rückführung der Getriebeverstellrate als Messgröße

Die Übersetzung des stufenlos verstellbaren Getriebes wurde im betrachteten Projekt mittels zwei Drehgebern an Antriebs- und Abtriebswelle des Variators und anschließender Division der Drehzahlssignale gemessen.

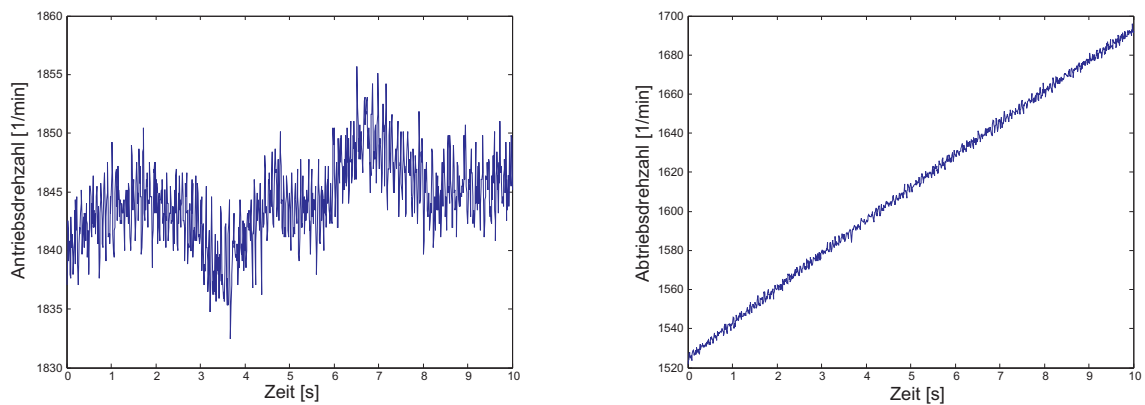
Als Messglieder kommen Hall-Sensoren zum Einsatz, welche die Verzahnungen der Stirnräder an Antriebs- und Abtriebswelle abtasten. Die Sensoren liefern ein Rechtecksignal, wobei jede Zahnflanke am Sensor eine fallende bzw. steigende Signalflanke erzeugt.

Die Drehzahl ist zur Frequenz des Rechtecksignals proportional. Diese wird gemessen, indem entweder die Zahl der Flanken über einen festen Betrachtungszeitraum gezählt wird oder indem über einen Zähler die Zeit zwischen zwei aufeinanderfolgenden Flanken bestimmt wird. Letzteres Verfahren kommt insbesondere wegen der höheren Genauigkeit bei niedrigen Drehzahlen regelmäßig zur Anwendung. Um bei dieser Art der Drehzahlmessung ein hohes Maß an Genauigkeit bei minimalen Störeinflüssen zu erzielen, kommen in der Regel präzise gefertigte Geberräder mit einer hohen Zahnanzahl zum Einsatz.

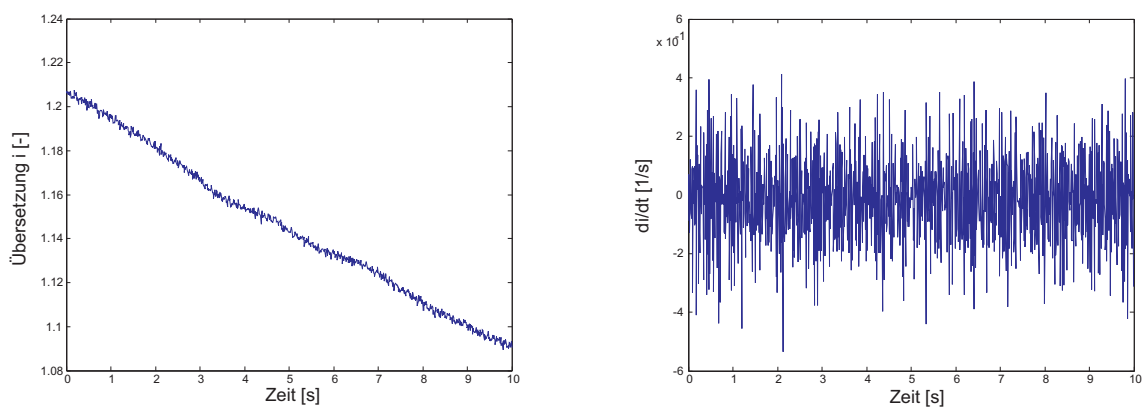


**Bild 5.2:** Funktionsprinzip Hall-Sensor

Da im vorliegenden Fall nicht auf separate Geberräder sondern auf die Stirnradstufen zur Drehzahlmessung zurückgegriffen wurde, ergaben sich stark rauschbehaftete Drehzahl-signale. Dies ist zum einen auf die geringe Teilung von 55 bzw. 32 Zähnen mit nicht näher bekannten Teilungsfehlern zurückzuführen. Zum anderen sind den Nutzsignalen zusätzlich Störanteile überlagert, welche durch den diskontinuierlichen Verbrennungsprozess des Dieselmotors und damit verbundene Antriebsstrangschwingungen hervorgerufen werden.



**Bild 5.3:** Drehzahlensignale Antrieb und Abtrieb

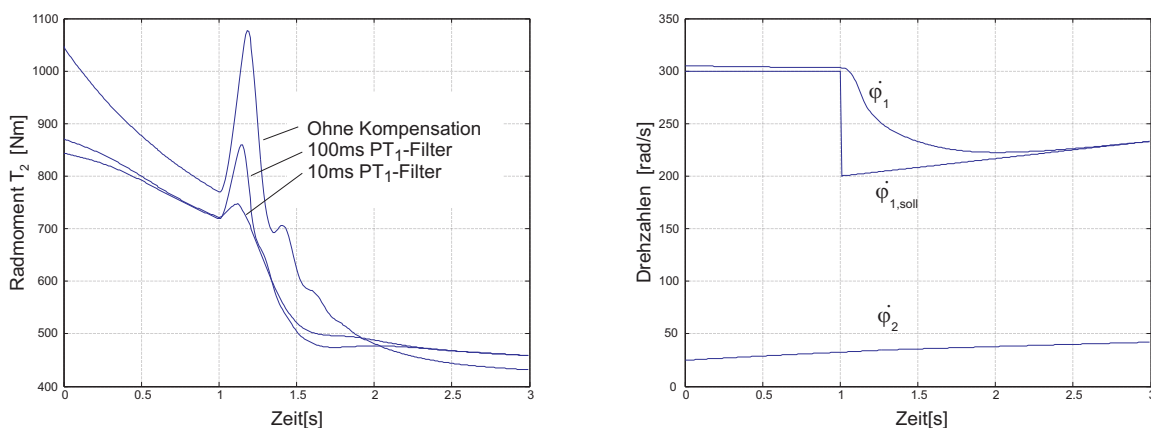


**Bild 5.4:** Signale für Übersetzung und Verstellrate ungefiltert

Wie in den Abbildungen 5.3 und 5.4 dargestellt, überlagern sich die Rauschanteile beider Drehzahlsignale im Zuge der Division. Durch die anschließende Differenzierung nach der Zeit werden insbesondere die höherfrequenten Signalanteile verstärkt. Das Nutzsignal hier mit einem Mittelwert von  $-0,011 \text{ 1/s}$  ist ohne Filterung nicht zu erkennen.

Eine naheliegende Reaktion ist der Einsatz eines Tiefpaßfilters mit einer Eckfrequenz etwas oberhalb der maximalen Verstellrate von etwa  $1/\text{s}$ . Einen Teil der Tiefpassfilterung übernimmt dabei die Anregelzeitkonstante der Motoren.

Mit der Tiefpassfilterung geht naturgemäß eine Phasenverschiebung des Signals einher. Der für die vollständige Kompensation des Verstellmoments notwendige phasengleiche Eingriff ist somit nicht mehr möglich. Der Einfluss der mit der Filterung einhergehenden Phasenverschiebung, soll anhand von Abbildung 5.5 für einfache Verzögerungsglieder erster Ordnung mit unterschiedlichen Zeitkonstanten dargestellt werden.



**Bild 5.5:** Einfluss der Tiefpassfilterung auf die Kompensation

Die Simulationsergebnisse aus Abbildung 5.5 zeigen das Verstellmoment im Zuge einer virtuellen Hochschaltung. Die Motordrehzahl wird bei konstantem Motormoment mit dem rechts gezeigten Verlauf auf einen etwa  $100 \text{ 1/s}$  niedrigeren Sollwert geführt. Obwohl die Drehzahländerung relativ moderat erfolgt, tritt ein deutliches Reaktionsmoment von über  $250 \text{ Nm}$  am Abtrieb auf, welches wegen der steilen Gradienten in der Praxis zu Schwingungen im Antriebsstrang führen kann.

Die Parameterstudie zeigt die Verläufe für das Abtriebsmoment  $T_2$  für Verzögerungsglieder mit  $100 \text{ ms}$  bzw.  $10 \text{ ms}$  Zeitkonstante im Kompensationspfad. In der Praxis werden sich alleine aus der digitalen Signalverarbeitung mit einer Umlaufzeit von z.B.  $10 \text{ ms}$  und den typischen Anregelzeitkonstanten der Motoren Verzögerungen mit über  $100 \text{ ms}$  Zeitkonstante ergeben. Am gezeigten Beispiel verbleiben erhebliche Residualmomente, so dass nach einem Verfahren ohne messtechnische Bestimmung der Verstellrate gesucht wurde.

Als Ausblick sei an dieser Stelle der mögliche Einsatz von Winkelbeschleunigungsgebern nach dem Ferrarisprinzip genannt. Hier entfällt der rechentechnische Schritt der Zeitableitung und der damit erheblich zunehmende Rauschanteil im Signal. Der Einsatz eines Kalman-Filters könnte wie auch in [106] beschrieben der Problematik des verrauschten Signals der Verstellrate entgegenwirken.

## 5.5 Regelungstechnische Modellierung des Getriebes

Nachdem im Kapitel 4.4 bereits kurz auf die vereinfachte Modellierung des stufenlos verstellbaren Getriebes eingegangen wurde, wird das Getriebe im Folgenden näher beschrieben. Ziel ist es, das Systemverhalten detailliert zu beschreiben und darauf aufbauend einen Ansatz zur regelungstechnischen Modellierung des Übertragungsverhaltens bezüglich der Verstellrate zu finden.

Eine hinreichend exakte Modellierung des Getriebes würde es erlauben, aus der Stellgröße und weiteren messbaren Systemgrößen auf die Verstellrate  $di/dt$  zu schließen.

Funktion und Aufbau des Variators wurden bereits in Abschnitt 2.3 überblicksmäßig beschrieben. Die mechanischen Schnittstellen des Getriebes zur Systemumgebung werden durch die Antriebs- und die Abtriebswelle dargestellt. Die Ankopplung geschieht in der Regel über Stirnradverzahnungen. Die Kegelscheibe auf der Seite des hydraulischen Drehmomentfühlers ist fest mit der Welle verbunden (Festscheibe), wogegen die gegenüberliegende Wegscheibe vom hydraulischen Anpreßzylinder axial mit Druck beaufschlagt wird verschieblich gelagert ist. Drehmomentfühler und Anpresszylinder stellen somit die Schnittstellen zum hydraulischen Subsystem dar. Das mechanische Subsystem besteht aus den drehmoment- bzw. kraftführenden Bauteilen Umschlingungsmittel, Wellen und Kegelscheiben.

Für eine separate Beschreibung von mechanischem und hydraulischem Subsystem ist es zunächst zweckmäßig, die Anpresskräfte  $F_1$  und  $F_2$  als Schnittstellen zwischen Kettentrieb und Anpresssystem zu festzulegen.

### 5.5.1 Variator

Der Variator überträgt die Leistung von der Antriebswelle zur Abtriebswelle mit einem zeitvarianten Übersetzungsverhältnis. Die im stationären Zustand  $di/dt = 0$  benötigten Anpresskräfte  $F_1$  und  $F_2$  richten sich primär nach dem zu übertragenden Drehmoment und sind mit möglichst engen Toleranzen dem jeweiligen Anpressbedarf entsprechend zu wählen.

Eine Änderung der Übersetzung wird durch Variation des Verhältnisses der Anpresskräfte herbeigeführt. Die Kegelscheibe mit zunehmender Anpresskraft bewegt sich axial, so dass das Umschlingungsmittel nach außen auf einen größeren Laufradius gezwungen wird. Am gegenüberliegenden Scheibensatz wird das Umschlingungsmittel dadurch auf einen kleineren Laufradius gezwungen und die verschiebliche Kegelscheibe gegen den abnehmenden Anpressdruck nach außen bewegt. Je größer das Anpresskraftverhältnis eingestellt wird, desto schneller erfolgt der Stellvorgang und desto höher ist der Betrag der Verstellrate.

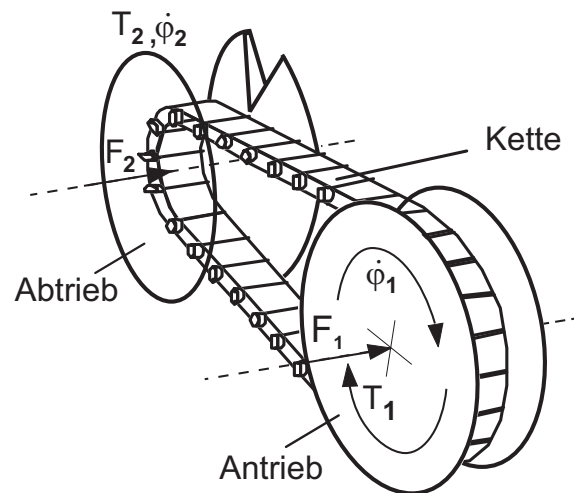


Bild 5.6: Variator

Da sich jedoch die Kräftegleichgewichte zwischen den Keilscheiben und der Kette an Antrieb und Abtrieb durch die unterschiedlichen Prozesse Zugkraftaufbau und Zugkraftabbau unterscheiden, ergibt sich bereits für den stationären Betrieb in der Regel ein von eins verschiedenes Anpresskraftverhältnis  $F_1/F_2$ .

Dittrich [19] prägt hierfür die Begriffe „ $\zeta$ -Verhältnis“ und „Stützung“ und definiert:

$$\zeta = \left. \frac{F_{an}}{F_{ab}} \right|_{di/dt=0} \quad \left( \zeta = \frac{F_1}{F_2} \quad \text{falls } T \geq 0 \right) \quad (5.5)$$

Durch diese Definition wird die geometrische und funktionale Symmetrie des Variators genutzt, um Fallunterscheidungen bezüglich des Vorzeichens des übertragenen Drehmoments zu vermeiden.

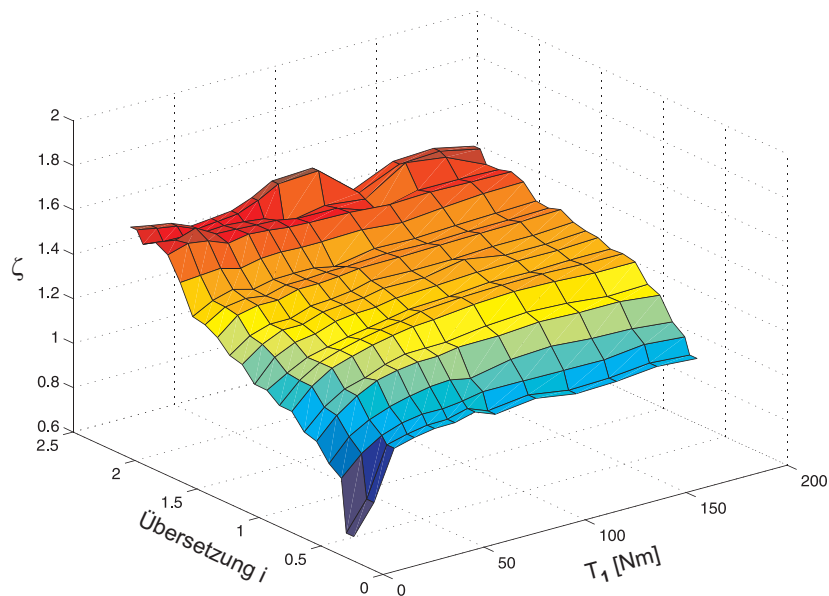
Das  $\zeta$ -Verhältnis ist vom Arbeitspunkt des Variators abhängig.

$$\zeta = f(T_1, \dot{\phi}_1, i) \quad (5.6)$$

Nimmt man zunächst an, die Anpresskräfte  $F_1, F_2$  seien zu einem bestimmten Zeitpunkt bekannt, ist in einem ersten Schritt das statische Anpresskraftverhältnis  $\zeta$  für den entsprechenden Betriebspunkt zu bestimmen. In einem zweiten Schritt kann aus der Differenz zwischen dem stationär erforderlichem Anpresskraftverhältnis  $\zeta$  und dem durch die Anpresshydraulik aufgebrachten Anpresskraftverhältnis auf das für die Verstellung zur Verfügung stehende Anpresskraftverhältnis und damit auf die Getriebeverstellrate geschlossen werden.

$$\left. \frac{F_1}{F_2} \right|_{ext} = \zeta + \left. \frac{F_1}{F_2} \right|_{dyn} \quad (5.7)$$

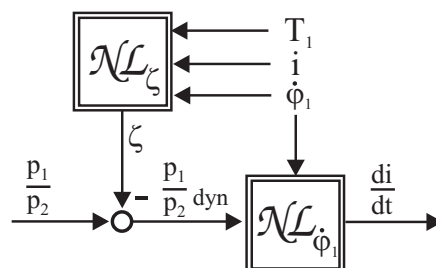
Abbildung 5.7 zeigt das stationäre Anpresskraftverhältnis  $\zeta$  für einen Zugkettenwandler der Bauart P.I.V. bei einer Eingangsdrehzahl von 2000 1/min:



**Bild 5.7:**  $\zeta$ -Kennfeld für  $\dot{\varphi}_1 = 2000$  1/min

Der von  $\zeta$  bei einer Eingangsdrehzahl von  $\dot{\varphi}_1 = 2000$  1/min bestrichene Bereich umfasst mit dem Intervall von etwa 0,7 bis 1,5 ein Band von 0,8. Das Hydrauliksystem ist in der Lage, Druckverhältnisse bis zu etwa 1:3 [118] zu liefern. Ausgehend von einem idealen Getriebe mit  $\zeta=1$  werden durch die Stützung somit  $0,8/3 = 26,6\%$  Prozent des möglichen Stellbereichs beansprucht.

Regelungstechnisch betrachtet, handelt es sich bei der Stützung um eine statische Nichtlinearität mit der Wirkung vergleichbar eines betriebspunktabhängigen Offset und kann wegen des additiven Streckeneingriffs als Störgröße betrachtet und dargestellt werden.



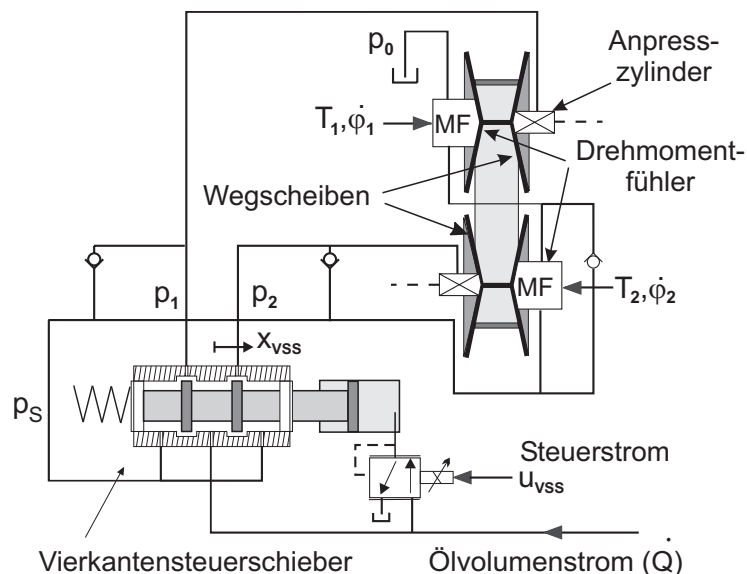
**Bild 5.8:**  $\zeta$  als betriebspunktabhängiger Offset

Die Verstellgeschwindigkeit  $di/dt$  ist nach empirischen Untersuchungen in [64] zudem von der Getriebeeingangsdrehzahl  $\dot{\varphi}_1$  abhängig. Dieser Wirkungszusammenhang lässt sich multiplikativ beschreiben und wird durch die rechts in Abbildung 5.8 dargestellte Nichtlinearität repräsentiert.



### 5.5.2 Hydraulisches Anpresssystem

Stufenlos verstellbare Umschlingungsgetriebe auf Basis von Zugekettenwandlern werden üblicherweise mit einer Konstantstromhydraulik ausgeführt. Im Gegensatz zu Schubgliederbandgetrieben, bei denen die Anpressdrücke auf Basis eines gemessenen oder geschätzten Drehmomentes von elektronisch angesteuerten Druckregelventilen an den an- und abtriebsseitigen Wegscheiben aufgebracht werden, erfolgt die Messung des anliegenden Drehmomentes beim Zugkettenwandler der Bauart P.I.V. durch hydraulische Drehmomentfühler, welche von einem konstanten Ölvolumenstrom durchflossen werden. Die beim Schubgliederband systembedingt notwendige Überanpressung mit der damit verbundenen Wirkungsgradminderung ist nicht erforderlich, da das Druckniveau Drehmomentsprüngen mit sehr hoher Dynamik folgt. Nachteilig ist dagegen die höhere Leistungsaufnahme der konstant durchströmten Hydraulikversorgung.



**Bild 5.9:** Schematischer Aufbau eines stufenlos verstellbaren Getriebes

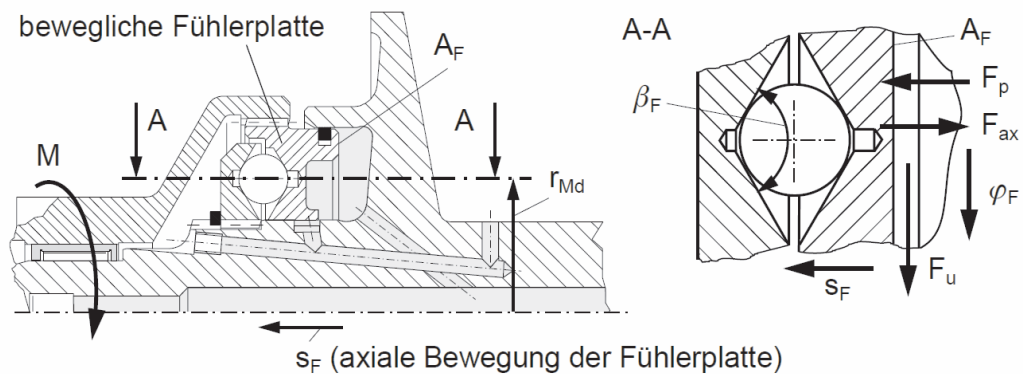
#### 5.5.2.1 Druckölversorgung

Im betrachteten Projekt wurde ein konstanter Ölvolumenstrom  $\dot{Q}$  von typisch 8 l/min durch eine drehzahlregelte elektrisch angetriebene Zahnradpumpe erzeugt [48]. Der hydraulische Systemdruck  $p_s$  wird im unbelasteten Zustand durch den konstruktiv festzulegenden Grunddruck  $p_0$ , gegen den der Ölvolumenstrom in Richtung Tank fließt, bestimmt.

Der Ölvolumenstrom durchströmt zwei in Reihe geschaltete Momentenfühler (MF) an An- und Abtriebswelle. Beide Sensoren weisen die gleiche Charakteristik  $p_n = f(T_n)$  auf, wodurch im belasteten Zustand des Variators der Momentenfühler mit dem höheren Drehmoment das hydraulische Druckniveau determiniert.

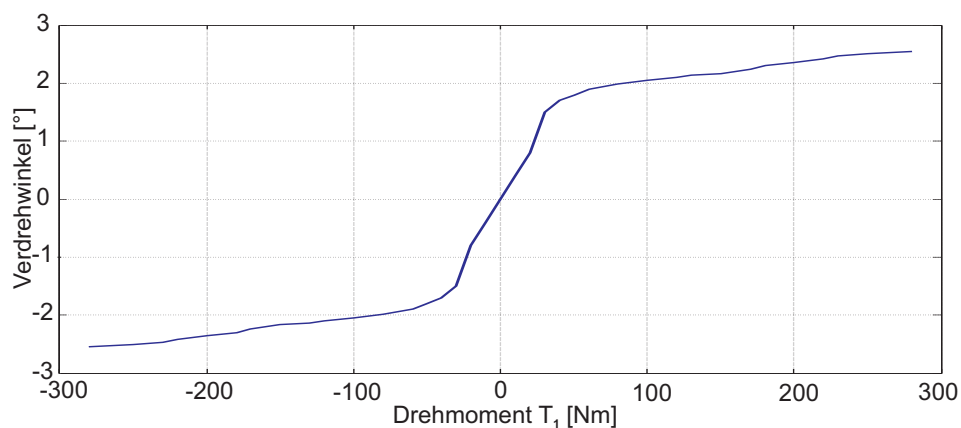
### 5.5.2.2 Drehmomentfühler

Die Drehmomentfühler arbeiten nach dem Kugelrampenprinzip. Das Drehmoment wird über eine Stirnradverzahnung auf eine auf der Variatorwelle verdrehbar angeordnete Muffe aufgebracht. Diese überträgt das Drehmoment über eine Verzahnung auf eine axial bewegliche Fühlerplatte.



**Bild 5.10:** Schnittdarstellung eines Drehmomentenfühlers [118]

Die Fühlerplatte schließt zur Festscheibe hin ein durchströmtes Ölvolumen ein. Eine Verdrehung der Fühlerplatte aus der mittigen Ausgangslage gegenüber der Variatorwelle führt zu einer axialen Verschiebung der Fühlerplatte. In Folge wird der Blendenquerschnitt für das abströmende Öl verringert und der Öldruck steigt. Es stellt sich somit je nach anliegendem Drehmoment ein axiales Kräftegleichgewicht an der Fühlerplatte ein.



**Bild 5.11:** Kennlinie des Drehmomentenfühlers (Messung)

Der Verdrehwinkel liefert ein über die konstante Steigung der Kugelrampen proportionalen Fühlerhub.

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (5.8)$$

Entsprechend der Blendengleichung ergibt sich mit der Durchflusszahl  $\alpha$  zur Abbildung der Blendengeometrie der Druckabfall an der Absteuerkante mit der Fühlerkonstante  $c_F$ .

$$c_F = \frac{T_1}{p_F} \quad (5.9)$$

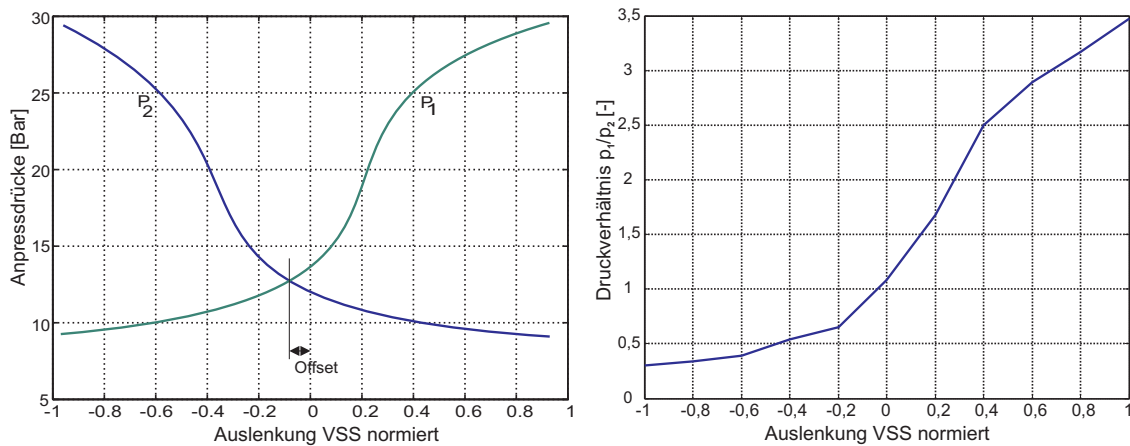
Typische Werte für  $c_F$  liegen im Bereich von 8,9 ... 10 Nm/Bar [118]. Während sich ein relativ konstanter Wert für  $c_F$  in Abhängigkeit vom Drehmoment ergibt, zeigt der Momentenfühler eine nichtlineare Torsionsfedercharakteristik mit einer Federsteifigkeit von etwa  $190 \text{ Nm/rad}$  bei kleinen Drehmomenten und Steifigkeiten von etwa  $22000 \text{ Nm/rad}$  bei hohen Drehmomenten. Um die Mittellage herum verhält sich der Drehmomentfühler deshalb ähnlich einer Lose.

Der nichtlineare Verlauf der sich ergebenden Federkennlinie nach Bild 5.11 erschwert naturgemäß die Modellierung des Antriebsstranges als lineares Drehmassentorsionsfeder-system.

### 5.5.2.3 Vierkantensteuerschieber

Nachdem durch die Hydraulikpumpe der Volumenstrom und durch die Drehmomentfühler das Druckniveau festgelegt wurden, kommt ein weiteres Steuerventil zur Einstellung der beiden Anpressdrücke der Variatorscheiben zum Einsatz. Dieses Ventil wird mit Blick auf seinen Aufbau gemeinhin als Vierkantensteuerschieber (VSS) bezeichnet. Im vorliegenden Projekt wurden zwei unterschiedliche Typen betrachtet. Zum einen den in Abb.5.9 dargestellten hydraulisch vorgesteuerten Schieber und eine Variante mit elektromagnetischem Direktantrieb. Letzterer ist für Fahrzeuganwendungen wegen Größe, Masse und Leistungsaufnahme eher ungeeignet. In beiden Fällen wird über einen Wegaufnehmer die Position des Schiebers  $x_{VSS}$  erfasst und an einen unterlagerten Lageregelkreis zurückgeführt. Dessen Sollwert  $\hat{x}_{VSS}$  stellt den einzigen für ein überlagertes Antriebsregelsystem zugänglichen Streckeneingang zur Getriebeverstellung dar.

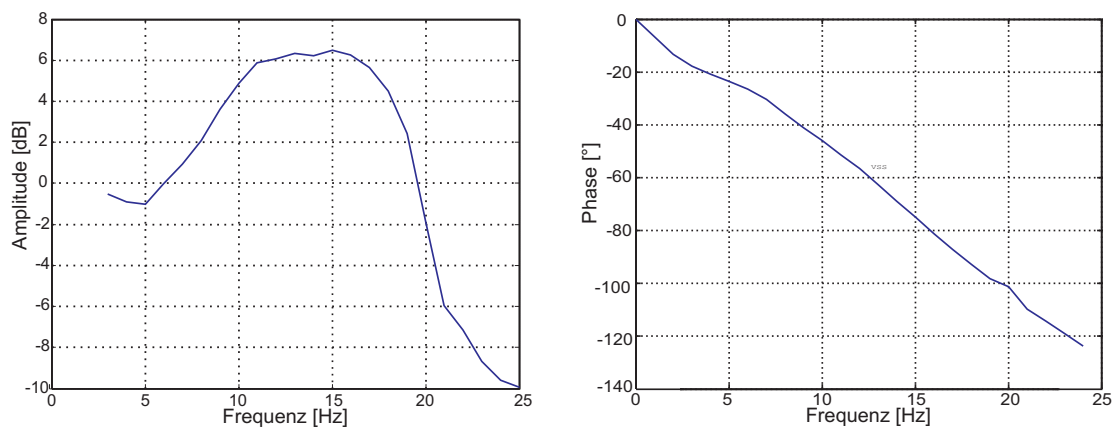
Der Vierkantensteuerschieber wird vom gesamten Ölvolumenstrom durchflossen. Der von den Momentenfühlern eingeprägte Systemdruck liegt an den auf der Unterseite außen dargestellten Anschlüssen an. In der Mittellage des Schiebers liegt an beiden oben dargestellten Anschlüssen das gleiche Druckniveau an. Mit der Auslenkung des Schiebers aus der Mittellage ergeben sich die entsprechend Abb.5.12 links dargestellten Anpressdrücke  $P_1$  und  $P_2$ . Die Messung zeigt einen nicht zu vernachlässigenden und deshalb zu korrigierenden Offset zwischen der Mittellage des Schiebers und dem Schnittpunkt der Kurven für die Anpreßdrücke.



**Bild 5.12:** Kennlinien des Vierkantensteuerschiebers (Messung)

Der in Abb.5.12 rechts dargestellte abgeleitete Zusammenhang zwischen Steuerschieberauslenkung und Anpreßdruckverhältnis zeigt ein klar nichtlineares Verhalten. Damit verfügt bereits das hydraulische Subsystem des Kettenwandlers über eine statische Nichtlinearität.

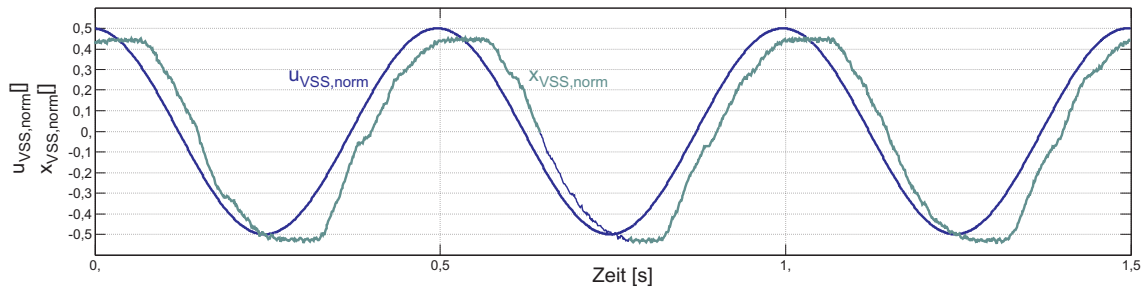
Da der Steuerschieber massebehaftet ist und sowohl die direkte elektromagnetische Ansteuerung als auch die hydraulische Vorsteuerung typischen Zeitkonstanten unterworfen ist, ergibt sich für die überlagerte Regelung die in Abb. 5.13 dargestellte Dynamik.



**Bild 5.13:** Übertragungsverhalten des lagegeregelten und elektromagnetisch angesteuerten Vierkantensteuerschiebers (Messung)

Bei Frequenzen zwischen 5 und 20 Hz kommt es zu einem Überschwingen des lagegeregelten Steuerschiebers. Bereits bei kleinen Frequenzen zeigt das Antwortsignal im Zeitbereich deutliche Verzerrungen gegenüber dem Sinussignal der Ansteuerung (Abbildung 5.14). Diese können zunächst auf Stick-Slip-Effekte und bei höheren Frequenzen auf die begrenzte Bandbreite des Systems zurückgeführt werden.

Bei Frequenzen über 20 Hz fällt die Amplitude steil ab. Die typische Zeitkonstante des Systems, bestimmt durch die Masse des Steuerschiebers sowie die maximale Magnet-



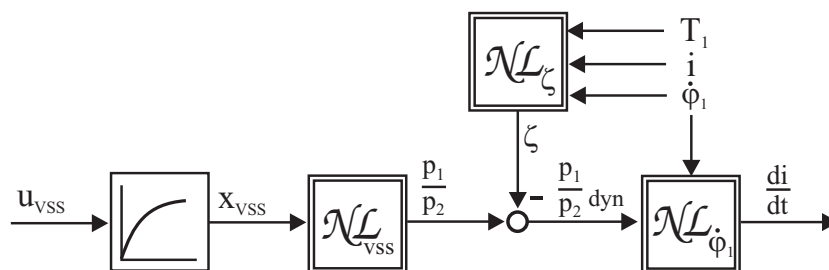
**Bild 5.14:** Anregungs- und Antwortsignal Vierkantensteuerschieber

kraft, wirkt hier beschränkend. Der Phasengang fällt mit steigenden Frequenz stetig ab. Das Totzeitverhalten im Bereich von 20-30 ms kann durch die Zeitdiskretisierung und die Laufzeiten der Signalverarbeitung erklärt werden.

Dem typischen Stick-Slip-Effekt des Steuerschiebers wird durch die Überlagerung der Ansteuerspannung mit einem höherfrequenten Signal (Dither) kleiner Amplitude entgegengewirkt. Der Steuerschieber ist somit ständig in Bewegung, und das Haften wird weitgehend vermieden. Die Festlegung von Signalform, Frequenz und Amplitude erfolgt empirisch. Einflussgrößen sind die individuellen Fertigungstoleranzen, die temperaturabhängige Ölviskosität und der Volumenstrom.

Ein alternatives Verfahren zur Vermeidung des Slip-Stick besteht darin, den Steuerschieberkolben durch geeignet gestaltete Kerben an den Steuerkanten mit Hilfe des Ölvolumenstromes um die Längsachse rotieren zu lassen.

Zusammenfassend repräsentiert die Ansteuerhydraulik insbesondere mit der Ventilkennlinie nach Abb. 5.12 ein nichtlineares System mit der in Abb. 5.13 dargestellten Dynamik. Der gesamthafte Signalflußplan des Variators erweitert sich nun ausgehend von der Darstellung in Abb. 5.8 wie folgt:



**Bild 5.15:** Signalflußplan Ein-/Ausgangsverhalten des Variators

Die Dynamik des VSS wird vereinfachend als  $PT_1$ -Glied angenommen und es tritt die statische Nichtlinearität der Ventilkennlinie hinzu. Die Ansteuerspannung  $u_{VSS}$  stellt den Streckeneingriff dar und ist Ausgangsgröße der Regeleinrichtung. Streckenausgang und Regelgröße ist die Verstellrate  $di/dt$ . Der Betriebspunkt des Variators hat über nichtlineare nur empirisch zu ermittelnde Funktionen einen signifikanten Einfluss auf das Ein-/Ausgangsverhalten des Variators bezüglich der Verstellrate.

### 5.5.3 Modellierungsansatz für den Variator

Im Folgenden soll versucht werden, die dargestellten Zusammenhänge im Hinblick auf eine praktikable Implementierung eines Regelsystems zu modellieren. Ein entsprechend invertiertes Modell könnte unter Beachtung der Störeinflußgrößen den notwendigen Sollwert  $u_{VSS}$  für das gewünschte  $di/dt$  liefern.

Um die Komplexität des Modells zu reduzieren, werden zunächst zwei Beschränkungen vorgenommen:

- Betrachtung lediglich des mechanischen Teil des Variators. Das Druckverhältnis  $p_1/p_2$  wird als Schnittstelle festgelegt.
- Modellierung nur des stationären Anpresskraftverhältnisses  $\zeta$

In einem ersten Schritt wird auf die in der Literatur verfügbaren Modelle eingegangen und ein ausgewählter Ansatz im Hinblick auf eine regelungstechnische Modellierung vertieft.

### 5.5.4 Literaturüberblick Variatormodelle

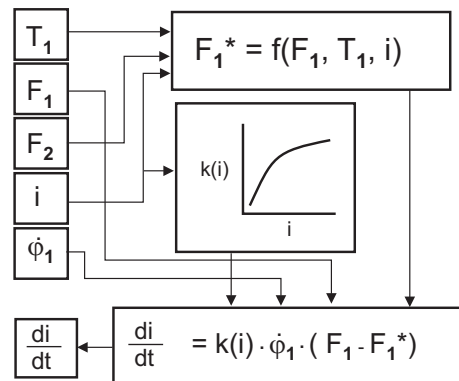
Die Recherche nach Veröffentlichungen zur regelungstechnischen Modellierung des Variators liefert überwiegend Arbeiten, welche sich mit dem im Vergleich zum Zugkettenwandler weiter verbreiteten Schubgliederband befassen. Nachdem dort ein abweichendes hydraulisches Anpresssystem zu Anwendung kommt und sich die Prozesse von Zugkraftaufbau und Zugkraftabbau unterscheiden, können lediglich konzeptionelle Grundgedanken übernommen werden.

Ide et al. [34] [35] haben durch experimentelle Untersuchungen sowohl die grundsätzliche Abhängigkeit der von den Anpressdrücken und deren Differenz als auch den Einfluss von Antriebsmoment, Antriebsdrehzahl und Übersetzung bestätigt.

$$\frac{di}{dt} = K_i \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot (F_1 - F_1^*) \quad (5.10)$$

Hierbei repräsentiert  $K_i$  eine nichtlineare Funktion von  $i$ . Die Primärdrehzahl wirkt multiplikativ auf die Verstellgeschwindigkeit. Der Ausdruck  $(F_1 - F_1^*)$  beschreibt die Differenz zwischen der momentanen Anpresskraft  $F_1$  und der für stationären Betrieb erforderlichen Anpresskraft  $F_1^*$  unter Berücksichtigung von  $T_1$  und  $i$ . Das Modell enthält somit zwei empirisch ermittelte und somit nur für das untersuchte Getriebe valide Kennlinien.

Luh [59] untersucht ebenfalls ein auf einem Schubgliederband basierendes CVT. Entsprechend der dort verwendeten Anpresshydraulik werden die Ölvolumenströme der Anpresszylinder  $Q_1, Q_2$  als Eingangs- bzw. Ausgangsgröße mit in das Modell aufgenommen.



**Bild 5.16:** Modellstruktur nach Ide [35]

Die Verstellrate wird über den Zusammenhang zwischen einerseits der axialen Wegscheibenposition und der Übersetzung und andererseits der vom Volumenstrom abhängigen axialen Geschwindigkeit der Wegscheibe bestimmt. Zur Ableitung des Anpresskraftverhältnisses  $K_{PS}$  wird ebenfalls ein empirisch ermitteltes Kennfeld herangezogen, welches die Übersetzung und einen normierten Lastfaktor  $\rho$  zur Basis hat. Der Lastfaktor repräsentiert das Verhältnis zwischen übertragener und übertragbarer Kraft am Schubgliederband.

Piepenbrink et al. [81] beschreiben das auf einem Schubgliederband basierende ZF Ecotronic-Getriebe. Der Beitrag geht zunächst auf die Modellierung der hydraulischen Ventilansteuerung ein und beschreiben dann ein auf den in [82] beschriebenen Modellen basierendes Anpresskraftverhältnis in Abhängigkeit von  $i$  und  $\kappa$ , der Inversen des Überanpressverhältnisses. Für die darauf aufbauende Übersetzungsverstellung wird wiederum auf den Ansatz von Ide [34] zurückgegriffen.

Das Modell von Rooij und Schaerlaeckens [82] trifft für die Kraftübertragung im Schubgliederband folgende Fallunterscheidungen:

- Low-Modell: Bändersätze und Metallglieder sind beide an der Kraftübertragung beteiligt
- Lus-Modell: Die Bändersätze übertragen die Kraft, die Metallglieder wirken entgegen.
- Overdrive-Modell: Die Metallglieder übertragen die Kraft, die Bändersätze wirken entgegen.

Es wird an diese Stelle deutlich, dass sich die Modellierung des Schubgliederbandes wegen der abweichenden Kraftverhältnisse nicht auf den Zugkettenwandler übertragen lässt.

Ein mehrfach referenziertes Modell des PIV-Kettengetriebes beschreibt Srnik [107]. Dort werden die Keilscheiben als elastisches Mehrkörpersystem, die Kettenglieder starr und

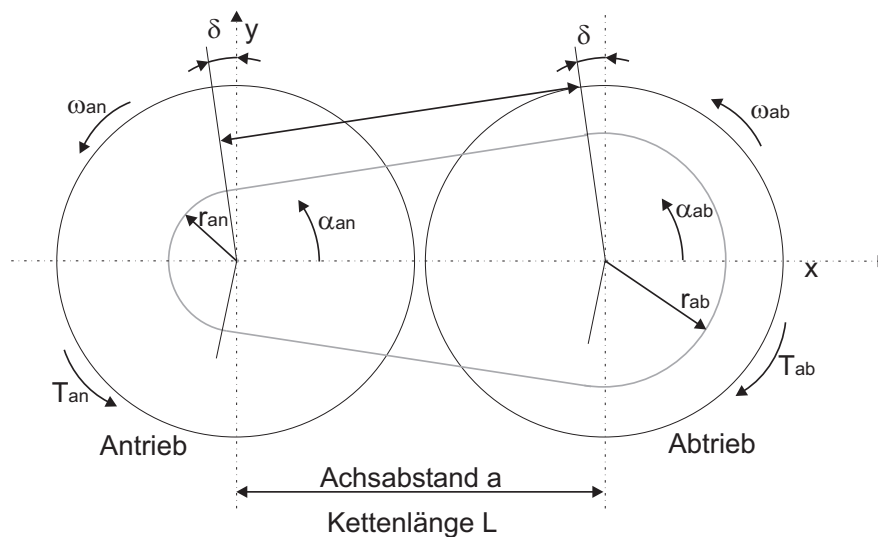
die Bolzen elastisch modelliert. Um rechenzeitintensive Iterationen wegen Konfigurationswechseln zwischen Haften und Gleiten der Bindungen zwischen Keilscheiben und Kettenbolzen zu vermeiden, kommt ein modifizierter Coulomb-Ansatz mit einer stetigen Reibkennlinie für kleine Relativgeschwindigkeiten zum Einsatz.

Die sehr aufwändige Modellierung erzielt einen hohen Grad der Übereinstimmung mit Zugkraftmessungen [86], benötigt wegen der hohen Modellordnung jedoch Rechenzeiten, welche mit der in Fahrzeuganwendungen üblichen Prozessorleistung bei Weitem nicht in der für regelungstechnische Zwecke notwendigen Echtzeit bewältigt werden können.

### 5.5.5 Modellierung der Kraftübertragung im Variator

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde deshalb nach einer vereinfachten, echtzeitfähigen Modellierung gesucht. Zunächst wurde sich dabei auf das stationäre Anpresskraftverhältnis beschränkt. Basierend auf den Arbeiten von Sattler [85] wurden im Rahmen einer Diplomarbeit die Prozesse Zugkraftaufbau und Zugkraftabbau unter Zugrundelegung einer gegenüber Srnik [107] vereinfachten Modellierung untersucht [122].

#### Laufradien



**Bild 5.17:** Geometrische Verhältnisse am Umschlingungsgetriebe

Durch die bekannte Übersetzung  $i$  ist das Verhältnis der Laufradien der Kette an Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe bestimmt.

$$i = \frac{r_2}{r_1} \quad (5.11)$$



Für gleiche Drehzahlen ergibt sich der einfache Zusammenhang:

$$r_1 = r_2 = \frac{L - 2 \cdot a}{2 \cdot \pi} \Big|_{i=1} \quad (5.12)$$

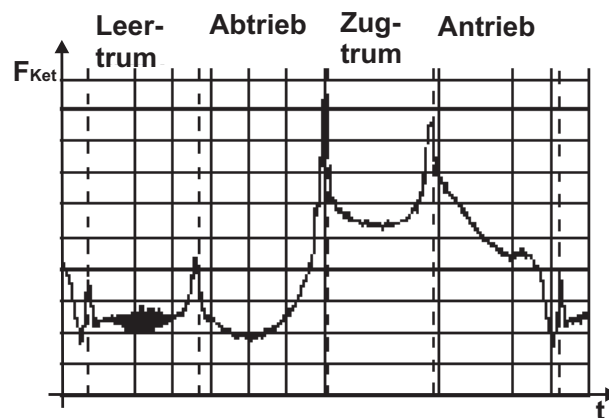
Der allgemeine Zusammenhang wird durch das unterbestimmte und somit nur numerisch lösbare Gleichungssystem wie folgt beschrieben:

$$(\pi - 2 \cdot \delta) \cdot r_1 + (\pi + 2 \cdot \delta) \cdot r_2 + 2 \cdot a \cdot \cos(\delta) = L \quad (5.13)$$

$$r_2 - r_1 = a \cdot \sin(\delta) \quad (5.14)$$

### Zugkraftverlauf

Messungen des Zugkraftverlaufes durch Sauer [86] haben grundsätzlich verschiedene Verläufe von Zugkraftaufbau und Zugkraftabbau an Antriebs- und Abtriebsscheibensatz ergeben:



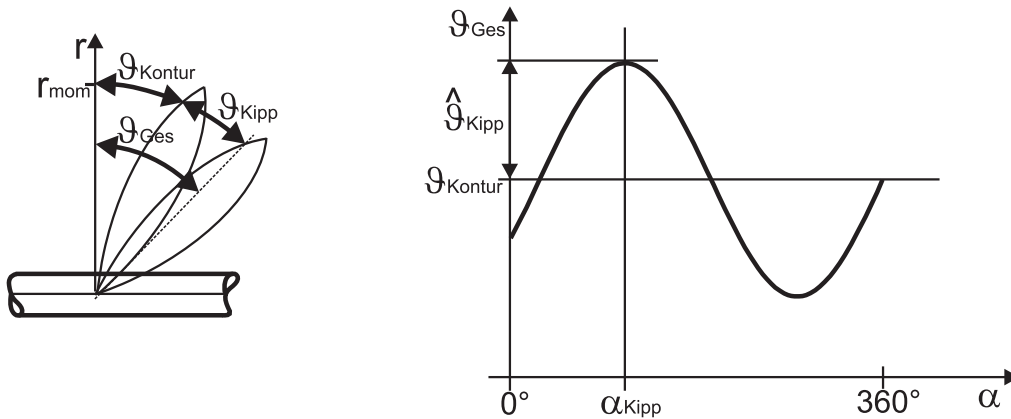
**Bild 5.18:** Auf- und Abbau der Zugkraft

Die ausgeprägt nichtlinearen Verläufe der Zugkraft über den Umschlingungsbögen sind im Wesentlichen elastischen Verformungen der Scheibensätze und der daraus resultierenden Gleitbahn der Kettenbolzen auf den Scheibenoberflächen geschuldet.

Unterstellt man auf Coulomb'scher Reibung basierende Kraftübertragung ist ein Schlupf der Kette entlang des Kreisbogens erforderlich. Dieses Gleiten der Kettenbolzen auf den Kegelscheibenoberflächen erfolgt jedoch nicht kontinuierlich, sondern folgt einer komplexen Gesetzmäßigkeit, die zunächst von der vorherrschenden Kettenspannung beziehungsweise deren Differential abhängig ist. Dazu kommen durch die elastische Verformung der Kegelscheiben hervorgerufene Geschwindigkeitskomponenten in radialer Richtung, die zu einem Ein- bzw. Auswandern der Kette führen. Die im Folgenden abzuleitende physikalische Beschreibung des Gleitvorgangs liefert den Verlauf des Zugkraftaufbaus sowie die erforderliche Anpressung.

### Keilscheibensatz

Es wird vereinfachend eine Aufkippung der Scheiben um einen Winkel  $\vartheta_{Kipp}$  mit der Lage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$  und eine Verschiebung  $w$  der Scheiben voneinander weg angenommen.



**Bild 5.19:** Definition des Kippwinkels  $\vartheta$  und der Drehlage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$

Der Konturwinkel  $\vartheta_{Kontur}$  ist der Keilwinkel im unaufgedehnten Zustand. Da die Keilscheiben ballig ausgeführt sind, ist er abhängig vom Laufradius. Diese Abhängigkeit wird vernachlässigt, da die Radiusänderung über der Umschlingung sehr gering ist. Zunächst soll der Winkel entsprechend dem Radius beim Einlauf gewählt werden und dann für die Umschlingung als konstant angenommen werden. Die Aufkippung der Scheibe wird durch einen Sinus-Ansatz nach [107] beschrieben und ist durch die Lage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$ , und durch den maximalen Kippwinkel  $\hat{\vartheta}_{Kipp}$  bestimmt. Damit setzt sich der Gesamtkeilwinkel  $\vartheta_{Ges}$  aus dem Konturwinkel  $\vartheta_{Kontur}$  und dem über den Sinusansatz von der Umschlingungsordinate abhängigen Kippwinkel  $\vartheta_{Kipp}$  zusammen. Der geometrische Zusammenhang ist in Gleichung 5.15 dargestellt.

$$\vartheta_{Ges}(\alpha) = \hat{\vartheta}_{Kipp} \cdot \sin\left(\alpha - \alpha_{Kipp} + \frac{\pi}{2}\right) + \vartheta_{Kontur} \quad (5.15)$$

Die Größe der maximalen Aufkippung  $\hat{\vartheta}_{Kipp}$  steht über Gleichung 5.16 mit der Anpresskraft in Verbindung. Der Wert für  $\hat{\vartheta}_{Kipp,0}$  ergibt sich aus dem Führungsspiel der Wegscheibe. Die Verformung der Scheibensätze unter Last ergibt sich aus der Steifigkeit  $C_{Kipp}$  der ausgeführten Konstruktion und der Beanspruchung  $F_{Druck}(\alpha_{aus})$  des gesamten Scheibensatzes.

$$\hat{\vartheta}_{Kipp} = \hat{\vartheta}_{Kipp,0} + C_{Kipp} \cdot F_{Druck}(\alpha_{aus}) \quad (5.16)$$

Damit ist die Einlaufbewegung des Umschlingungsmittels aufgrund der Scheibenaufdehnung durch die beiden Winkel maximale Aufkippung  $\hat{\vartheta}_{Kipp}$  und Drehlage der maximalen

Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$  vollständig beschrieben.

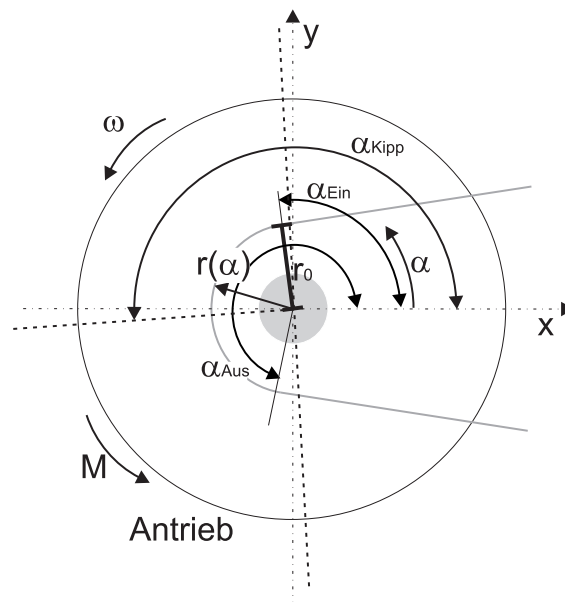
### Umschlingungsmittel

Für das Umschlingungsmittel werden folgende vereinfachende Annahmen getroffen: Es wird keine Kette mit diskreten Bolzen und Verbindungstücken angenommen, sondern ein kontinuierliches Band mit mit homogenen und konstanten Eigenschaften. Krümmungen und Neigungen in Axialrichtung, Gleitbewegungen im Inneren, Bohrbewegungen mit Scheibe und daraus resultierende Verluste werden vernachlässigt. Ein- und Auslaufbereiche werden nicht betrachtet. Es wird Coulombreibung angenommen, Hertz'sche Pressung und elastohydrodynamische Schmierzustände werden nicht betrachtet.

Einzig die Elastizität in Längsrichtung bleibt erhalten, da sie für den Zugkraftaufbau durch Längsdehnung und Gleitbewegungen von elementarer Bedeutung ist.

Die Bolzen werden dagegen als in axialer Richtung starr modelliert.

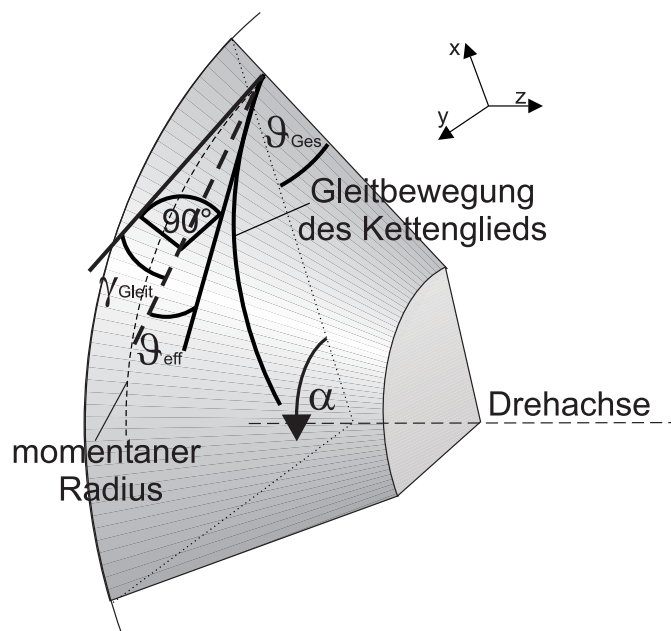
### Geometrische Beziehungen am Keilscheibensatz



**Bild 5.20:** Definition der Umschlingungskordinate  $\alpha$  und der Drehlage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$

In Abbildung 5.20 sind die Umschlingungskordinate  $\alpha$  und die sich auf die Umschlingungskordinate beziehenden Winkel dargestellt.  $\alpha_{Ein}$  kennzeichnet den Einlaufwinkel, bei dem die Kette erstmalig auf die beiden Keilscheiben trifft. An diesem Punkt ist der Einlaufradius  $r_0$  definiert. Nach Erreichen des Auslaufwinkels  $\alpha_{Aus}$  verlässt die Kette den Scheibensatz. Über die Umschlingung ändert sich der Laufradius der Kette ausgehend von  $r_0$  in Abhängigkeit von  $\alpha$ .

Abbildung 5.21 illustriert die Relativbewegung eines Kontaktpunktes der Kette auf der Kegelscheibenoberfläche. Durch die Aufdehnung der Scheibe und die Streckung der Kette gleiten die Kettenglieder auf den Scheiben. Ein Beispiel für radiales Einwärtsgleiten, axiales Seitwärtsgleiten und der Scheibe voreilendes Azimutalgleiten stellt die eingezeichnete Gleitbewegung dar. Die Ein- und Seitwärtsbewegungen entstehen durch die Aufkippung und die Verschiebung der Scheiben und die Azimutalbewegung durch die Dehnung der Kette.

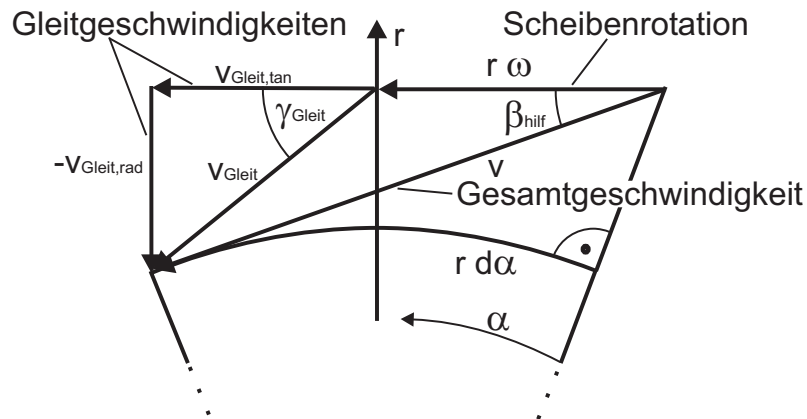


**Bild 5.21:** *Kegelsegment in dreidimensionaler Ansicht*

Der Gleitwinkel  $\gamma_{Gleit}$  beschreibt das Verhältnis von Ein- und Vorwärtsgleiten. Er ist gegeben durch die Tangente an den Kreis mit momentanem Radius und die Tangente an den Gleitweg in der  $xy$ -Ebene. Der Gesamtkelwinkel  $\vartheta_{Ges}$  ist in der  $xz$ -Ebene aufgetragen. Der Effektivwinkel  $\vartheta_{eff}$ , der das Seitwärtsgleiten des Bolzens auf der Mantelfläche beschreibt, lässt sich durch geometrische Beziehungen aus dem Gleitwinkel und dem Gesamtkelwinkel bestimmen (Gl. 5.17). Er wird durch die Tangente an den auf die  $xy$ -Ebene projizierten Gleitweg und die Tangente an den Gleitweg bestimmt.

$$\tan \vartheta_{eff}(\alpha) = \tan \vartheta_{Ges}(\alpha) \cdot \sin \gamma_{Gleit}(\alpha) \quad (5.17)$$

Die Gesamtgeschwindigkeit des Umschlingungsorgans setzt sich aus der Geschwindigkeit der Scheibenrotation und der Gleitbewegung gegenüber den Scheiben zusammen. Die Gleitbewegung gegenüber den Scheiben kann ihrerseits durch eine radial gerichtete Komponente und eine Komponente in Umfangsrichtung des rotierenden Scheibenkeils ausgedrückt werden. Die Zerlegung der Geschwindigkeitskomponenten ist in Abbildung 5.22 dargestellt.



**Bild 5.22:** Geschwindigkeitskomponenten des Umschlingungsmittels

Mit dem Gleitwinkel  $\gamma_{Gleit}$  lässt sich die Gleitgeschwindigkeit  $v_{Gleit}$  in die Tangentialkomponente  $v_{Gleit,tan}$  und die Radialkomponente  $v_{Gleit,rad}$  zerlegen (Gl. 5.18). Das Minuszeichen bei der radialen Gleitkraftkomponente entsteht durch unterschiedliche Definitionen im Vergleich zu [85].

$$\tan \gamma_{Gleit} = \frac{-v_{g,rad}}{v_{g,tan}} \quad (5.18)$$

Bedingt durch die radiale Bewegung schließen die Gesamtgeschwindigkeit des Umschlingungsorgans in Längsrichtung und die Umfangsgeschwindigkeit des Scheibenkeils den Krümmungswinkel  $\beta_{hilf}$  ein, der aus der Radiusänderung im Verlauf eines infinitesimalen Winkelabschnittes berechnet werden kann.

$$\tan \beta_{hilf} = \frac{dr}{r d\alpha} = \frac{r'}{r} \quad (5.19)$$

Da die radiale Verlagerung des Umschlingungsmittels nur gering ausgeprägt und der Krümmungsradius somit nahezu konstant ist, kann gemäß den Voraussetzungen der Modellbildung die tangentiale Gleitgeschwindigkeit unter Vernachlässigung des Krümmungswinkels  $\beta_{hilf}$  wie folgt beschrieben werden:

$$v_{g,tan} = v \cos \beta_{hilf} - r\omega \approx v - r\omega \quad (5.20)$$

Die Gesamtgeschwindigkeit des Umschlingungsmittels  $v$  ergibt sich aus der Geschwindigkeit  $v_{ungd} = r\omega$  des ungedehnten Umschlingungsmittels und der herrschenden Zugkraft  $F$  zu Gleichung 5.21 mit der Längssteifigkeit der Kette EA:

$$v = (1 + \epsilon_l)v_{ungd} = \left(1 + \frac{F_{Ket}}{EA}\right)v_{ungd} \quad (5.21)$$

Die Geschwindigkeit steigt aus Kontinuitätsgründen mit zunehmender Dehnung und damit mit steigender Zugkraft an. Die Längsdehnung ergibt sich aus der Beanspruchung und der Steifigkeit:

$$\epsilon_l = \frac{\Delta l}{l} = \frac{F_{Ket}}{EA} \quad (5.22)$$

Die radiale Komponente der Geschwindigkeit entspricht dem Produkt aus der Winkelgeschwindigkeit und der Ableitung des Radius.

$$v_{g,rad} = \frac{dr}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dr}{d\alpha} \omega = r' \omega \quad (5.23)$$

Eingesetzt in die Ausgangsgleichung für den Gleitwinkel (Gl. 5.18) ergibt sich folgende Beziehung:

$$\tan \gamma_{Gleit} = \frac{-r' \omega}{(1 + \frac{F_{Ket}}{EA}) v_{ungd} - r \omega} \quad (5.24)$$

In dieser Gleichung sind die Geschwindigkeit des ungedehnten Umschlingungsmittels  $v_{ungd}$ , die Längssteifigkeit  $EA$  und die Winkelgeschwindigkeit des Scheibensatzes invariant, so dass bei Kenntnis dieser Größen in einem Referenzpunkt der Gleitzustand des Umschlingungsmittels in einem anderen Punkt berechnet werden kann (Gl. 5.25). Der Index 0 steht für den Referenzpunkt.

$$\frac{r - \frac{r'}{\tan \gamma_{Gleit}}}{F + EA} = \frac{v_{ungd}}{\omega EA} = \frac{r_0 - \frac{r'_0}{\tan \gamma_{Gleit,0}}}{F_0 + EA} \quad (5.25)$$

Diese Beziehung spiegelt die Kontinuität des Massenstromes eines umlaufenden Umschlingungsmittels wider, das je nach Dehnungszustand seine Geschwindigkeit verändert. Der Verlauf des Gleitwinkels  $\gamma$  über der Umschlingung kann damit durch die im Umschlingungsmittel herrschende Zugkraft und die Änderung des Laufradius zu Gleichung 5.26 angegeben werden.

$$\tan \gamma_{Gleit}(\alpha) = \frac{-r'(\alpha)}{(F_{Ket}(\alpha) + EA) p_0 - r(\alpha)} \quad (5.26)$$

Dabei ist der Parameter  $p_0$  beschrieben durch die bekannten Werte in einem Arbeitspunkt

$$p_0 = \frac{r_0 - \frac{r'_0}{\tan \gamma_{Gleit,0}}}{(F_0 + EA)} \quad (5.27)$$

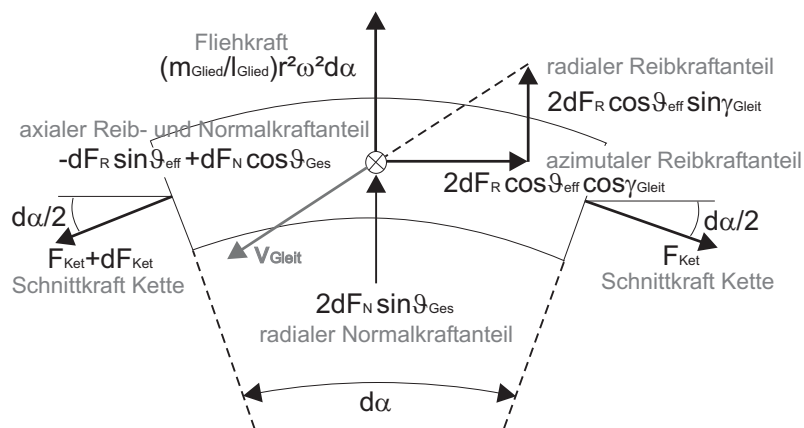
Der Laufradius der Kette  $r(\alpha)$  als Funktion des Umschlingungswinkels ergibt sich aus der Geometrie der entsprechend dem Sinus-Ansatz verkippten und verschobenen Scheiben. Da die Bolzen als starr angenommen werden, ergibt sich keine Radiusänderung aus der Bolzenstauchung. Die Ableitung des Radius nach dem Umschlingungswinkel ist  $r'$ .

$$r(\alpha) = r_0 \frac{\tan \vartheta_{Kontur}}{\tan \vartheta_{Ges}(\alpha)} - \frac{w}{2 \tan \vartheta_{Ges}(\alpha)} \quad (5.28)$$

### Kräftegleichgewichte

Der Kraftaufbau im Umschlingungsmittel geschieht durch Reibung an beiden Scheiben eines Scheibensatzes. Damit wirkt also zweimal die Reibkraft  $F_R$ . Mit der Reibkraft wirkt auch immer eine Normalkraft auf beiden Seiten des Umschlingungsmittels. Normalkraft und Reibkraft hängen über den Reibwert  $\mu$  miteinander zusammen. Der Aufbau der Kettenkraft  $F_{Ket}$  von Leertrumniveau auf Zugtrumniveau erfolgt über der Umschlingung.

Zusätzlich wirkt auf das Umschlingungsmittel auch noch die Fliehkraft, die von Radius und Drehzahl abhängig ist.



**Bild 5.23:** Azimutales Kräftegleichgewicht am Bogenelement

Abbildung 5.23 zeigt die Kräfte am Bogenelement in der Seitenansicht. Der Kippwinkel  $\vartheta_{Ges}$  wurde zu Gunsten der Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet. Gleichung 5.29 fasst das azimutale Kräftegleichgewicht mit dem azimutalen Anteil der Kettenkraft  $F_{Ket}$ , dem azimutalen Anteil des Kettenkraftaufbaus  $dF_{Ket}$  und dem azimutalen Anteil der Reibkraft  $F_R$  zusammen:

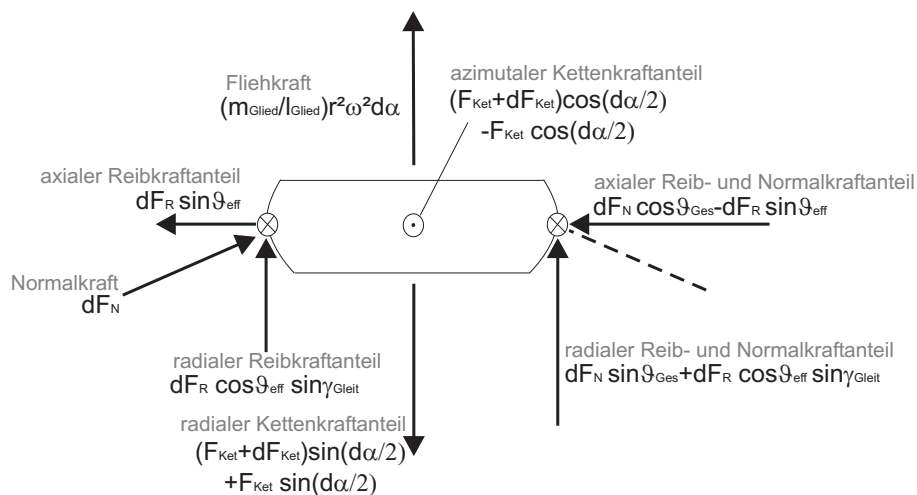
$$(F_{Ket} + dF_{Ket}) \cos \frac{d\alpha}{2} - F_{Ket} \cos \frac{d\alpha}{2} = 2dF_R \cos \vartheta_{eff} \cos \gamma_{Gleit} \quad (5.29)$$

Lässt man nun  $d\alpha$  gegen Null gehen, dann ergibt sich die vereinfachte Notation:

$$dF_{Ket} = 2\mu dF_N \cos \vartheta_{eff} \cos \gamma_{Gleit} \quad (5.30)$$

Abbildung 5.24 illustriert das radiale Kräftegleichgewicht (Gl. 5.31) am Bogenelement. Auch hier tragen dazu der radiale Anteil aus dem Kettenkraftaufbau, die Normal- und Reibkraftkomponenten aus der Reibung zwischen Zugmittel und Keilscheiben und zusätzlich die Fliehkraft bei. Für den Ausdruck der Fliehkraftkomponente wird vereinfachend der Radius im Stillstand und die Einlaufdrehzahl herangezogen.

$$(F_{Ket} + dF_{Ket}) \sin \frac{d\alpha}{2} + F_{Ket} \sin \frac{d\alpha}{2} = 2dF_N \sin \vartheta_{Ges} + 2dF_R \cos \vartheta_{eff} \sin \gamma_{Gleit} + \frac{m_{Glie d}}{l_{Glie d}} \omega_0^2 r_0^2 d\alpha \quad (5.31)$$



**Bild 5.24:** Kräftegleichgewicht am Bogenelement in radialer Richtung

Nach Vernachlässigung der Terme höherer Ordnung und weiteren Umformungen ergibt sich für das radiale Gleichgewicht am Bogenelement:

$$(F_{Ket} - \frac{m_{Glie d}}{l_{Glie d}} \omega_0^2 r_0^2) d\alpha = 2dF_N (\sin \vartheta_{Ges} + \mu \cos \vartheta_{eff} \sin \gamma_{Gleit}) \quad (5.32)$$

Das axiale Kräftegleichgewicht setzt sich aus den axialen Komponenten der Reib- und der Normalkraft zusammen. Die Anpresskraft einer Scheibe (Gl. 5.33) lässt sich wie das radiale Kräftegleichgewicht in Abbildung 5.24 dargestellt.

$$dF_{Druck} = dF_N (\cos \vartheta_{Ges} - \mu \sin \vartheta_{eff}) \quad (5.33)$$

Die Veränderung der Zugkraft über die Umschlingungskordinate ergibt sich aus dem azimutalen (Gl. 5.30) und dem radialen (Gl. 5.32) Kräftegleichgewicht zur Ableitung der Kettenkraft (Gl. 5.34).



$$\begin{aligned}
F'_{Ket}(\alpha) &= \frac{dF_{Ket}(\alpha)}{d\alpha} \\
&= \left( F_{Ket}(\alpha) - \frac{m_{Glieb}}{l_{Glieb}} \omega_0^2 r_0^2 \right) \frac{\mu \cos \vartheta_{eff}(\alpha) \cos \gamma_{Gleit}(\alpha)}{\sin \vartheta_{Ges}(\alpha) + \mu \cos \vartheta_{eff}(\alpha) \sin \gamma_{Gleit}(\alpha)} \quad (5.34)
\end{aligned}$$

Mit Gleichung 5.32 lässt sich aus Gleichung 5.33 ein Zusammenhang zwischen Kettenkraft und Anpresskraft herstellen (Gl. 5.35).

$$\begin{aligned}
F'_{Druck}(\alpha) &= \frac{dF_{Druck}(\alpha)}{d\alpha} \\
&= \left( F_{Ket}(\alpha) - \frac{m_{Glieb}}{l_{Glieb}} \omega_0^2 r_0^2 \right) \cdot \\
&\quad \frac{\cos \vartheta_{Ges}(\alpha) - \mu \sin \vartheta_{eff}(\alpha)}{2 (\sin \vartheta_{Ges}(\alpha) + \mu \cos \vartheta_{eff}(\alpha) \sin \gamma_{Gleit}(\alpha))} \quad (5.35)
\end{aligned}$$

Der Zusammenhang zur Schnittstelle Drehmoment wird über die Kraftdifferenz zwischen Leertrum und Zugtrum und der Übersetzung hergestellt. Es gilt für die Antriebsseite Gleichung 5.36 und für die Abtriebsseite Gleichung 5.37.

$$F_{Ket,An,Ein} - \frac{M_{An}}{r_{An}} = F_{Ket,An,Aus} \quad (5.36)$$

$$F_{Ket,Ab,Ein} + \frac{M_{Ab}}{r_{Ab}} = F_{Ket,Ab,Aus} \quad (5.37)$$

Bisher wurde nur jeweils ein Scheibensatz betrachtet. Zur Bestimmung des richtigen Anpresskraftverhältnisses muss folglich eine Verbindung zwischen beiden Scheibensätzen hergestellt werden. Diese Verbindung erfolgt über Zug- und Leertrumkraft nach Gleichung 5.38 für den Zugtrum und Gleichung 5.39 für den Leertrum.

$$F_{Ket,Ab,Aus} = F_{Ket,An,Ein} \quad (5.38)$$

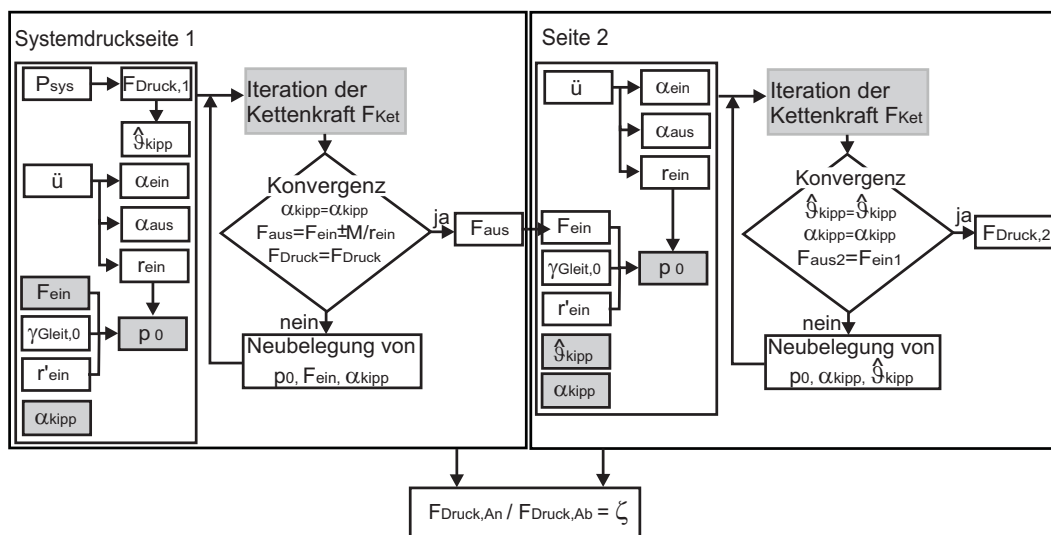
$$F_{Ket,An,Aus} = F_{Ket,Ab,Ein} \quad (5.39)$$

### Analytischer Lösungsansatz

Auf der Grundlage dieser Modellierung sollte zunächst ein weitgehend analytischer Weg gefunden werden, die Anpresskräfte in Abhängigkeit von Moment, Drehzahl und Übersetzung zu bestimmen.

Die Gleichungen 5.34 bis 5.39 repräsentieren ein unterbestimmtes nichtlineares Gleichungssystem. Es existieren keine Ausdrücke für den maximalen Kippwinkel  $\hat{\vartheta}_{Kipp}$  und die Lage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$ . Außerdem müssen die Werte für den Radius  $r_0$  und seine Ableitung  $r'_0$ , für den Gleitwinkel  $\gamma_{Gleit,0}$  und für die Kettenkraft  $F_0$  in einem Referenzpunkt bekannt sein.

Das mehrfache Auftreten transzendenter Funktionen sowie der Grad der Unterbestimmung erlauben keine analytische Lösung des Gleichungssystems. Um eine Lösung zu erhalten, wurde das in Abbildung 5.25 dargestellte zweistufige iterative Berechnungsverfahren entworfen.



**Bild 5.25:** Anpresskraftverhältnis: Iterativer Lösungsansatz

Zunächst wird der Scheibensatz des Getriebes ermittelt, an dem der Systemdruck anliegt. Aus dem Systemdruck ergibt sich die Anpresskraft für diese Seite, die als Konvergenzkriterium benötigt wird. Aus der Anpresskraft wiederum kann die maximale Aufkippung  $\hat{\vartheta}_{Kipp}$  berechnet werden. Aus der Übersetzung erhält man Ein- und Auslaufwinkel und Einlaufradius. Die Kettenkraft im Einlauftrum  $F_{Ein}$ , der Gleitwinkel im Einlauf  $\gamma_{Gleit}$  und die Radiusänderung  $r'_{Ein}$  am Einlauf werden mit dem Radius am Einlauf  $r_{Ein}$  zu der Einlaufkonstanten  $p_0$  (Gl. 5.27) zusammengefasst. Die Lage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$  wird vorgegeben. Aus der Gleichung für den Kettenkraftverlauf  $F_{Ket}(\alpha)$ , der sich aus der inneren Iteration ergibt, kann dann die Berechnung der Lage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$  und der Anpresskraft erfolgen.

Nachdem also nun die Iteration der Kettenkraft zur Konvergenz geführt hat, werden die Konvergenzkriterien für die äußere Schleife überprüft. Dabei müssen die errechneten Werte für die Lage der maximalen Aufkippung  $\alpha_{Kipp}$  und die Anpresskraft  $F_{Druck}$  mit den vorgegebenen Werten übereinstimmen. Außerdem muss der aus dem Moment resultierende Kraftzuwachs mit dem errechneten übereinstimmen. Sind die Konvergenzkriterien nicht erfüllt, so müssen die Eingangswerte der Kettenkraftiteration neu belegt werden. Sind die Konvergenzkriterien erfüllt, so benötigt man als einzige Ausgangsgröße

die Kettenkraft am Auslauf. Diese entspricht der Kettenkraft im Auslauftrum und damit auch der Kettenkraft im Einlauftrum für den zweiten Scheibensatz.

Am zweiten Scheibensatz läuft die Iteration prinzipiell gleich ab. Das Konvergenzkriterium für die Anpresskraft  $F_{Druck}$  entfällt. Daher muss nun die maximale Aufkipfung  $\hat{\vartheta}_{Kipp}$  vorgegeben und auf Konvergenz überprüft werden. Die Kettenkraft am Auslauf muss nun gleich der Kettenkraft am Einlauf des ersten Scheibensatzes sein. Als Ergebnis erhält man die Anpresskraft  $F_{Druck,2}$  am zweiten Scheibensatz. Das Anpresskraftverhältnis kann schließlich anhand der beiden Anpresskräfte bestimmt werden.

Im Zuge der programmtechnischen Implementierung mussten etliche Hürden überwunden werden. So führt die Berechnung des Gleitwinkels  $\gamma_{Gleit}$  nach Gl. 5.24 wegen der Definition des ArcusTangens zu Sprungstellen. Aufgrund des multiplen Einflusses der Umschlingungskordinate  $\alpha$  in transzendenten Funktionen ist die Bestimmung des Zugkraftverlaufes sehr komplex und führt sowohl zu sehr komplexen Ausdrücken als auch hohen Rechenzeiten, so daß der eingeschlagene Weg der analytischen Bestimmung des Anpresskraftverhältnisses nicht weiter verfolgt werden konnte.

Eine mathematische Modellierung der Getriebeeigenschaften in Echtzeit für regelungstechnische Zwecke scheint somit bei den heute wirtschaftlich verfügbaren Rechenleistungen nicht möglich, so dass weitere Formen der Modellbildung betrachtet werden mussten.

## 5.6 Bestimmung des Anpresskraftverhältnisses mittels statischer Kennfelder

Eine häufig im elektronischen Steuerungen im Kraftfahrzeugbereich anzutreffende Form der Modellbildung stellt die Verwendung von statischen Kennfeldern dar. Diese werden bevorzugt am Prüfstand unter stationären Betriebsbedingungen aufgenommen und abgespeichert. Zur Abbildung des stationären Anpresskraftverhältnis würden Kennfelder wie in Abbildung 5.7 für verschiedene Drehzahlen benötigt. Ein Interpolationsalgorithmus sorgt für die Bestimmung des Ausgangswertes aus den unterschiedlichen Kennfeldern für den aktuellen Betriebspunkt.

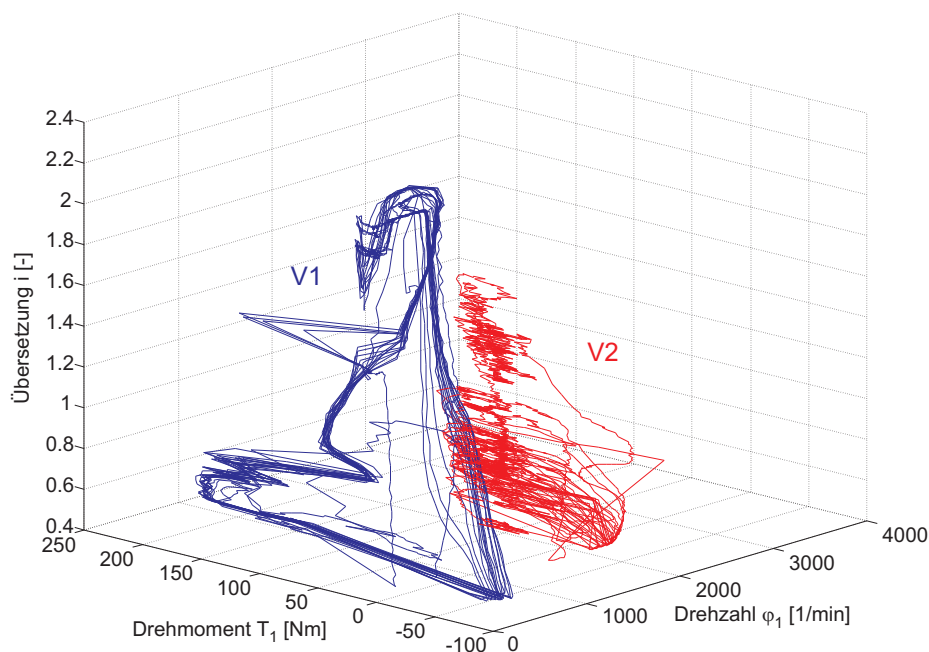
Nachdem am Systemprüfstand die überwiegend dynamischen Fahrwiderstände durch den Einsatz einer Schwungmasse aufgebracht wurden und lediglich eine 30kW Lastmaschine zur Simulation der statischen Fahrwiderstände zur Verfügung stand, ergab sich nur ein sehr kleiner Betriebsbereich des Getriebes, indem sich stationäre Betriebszustände einstellen ließen.

Deshalb wurde nach Wegen zu einer Identifikation des Anpresskraftverhältnis im dynamischen Betrieb gesucht.



## 6 Identifikation des nichtlinearen CVT-Übertragungsverhaltens mittels neuronalem Netz

Wie die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Ansätze gezeigt haben, gestaltet sich sowohl die Rückführung der Getriebsverstellrate als Messgröße als auch die regelungstechnische Modellierung des Anpresskraftverhältnisses wegen der mathematisch nur sehr umständlich zu modellierenden Prozesse von Zugkraftaufbau und Zugkraftabbau als sehr problematisch. Eine stationäre Vermessung von Kennfeldern war im dargestellten Projekt wegen beschränkter Möglichkeiten des Versuchsaufbaus nicht möglich.



**Bild 6.1:** Trajektorien des CVT-Betriebspunktes für einen FTP-72 Fahrzyklus

Abbildung 6.1 zeigt die Betriebspunkttrajektorien des stufenlos verstellbaren Getriebes für einen Fahrzyklus nach FTP-72. Es zeigt sich zum einen, dass zunächst kein dedizierter Betriebspunkt identifiziert werden kann, für den isolierte Betrachtungen zum Beispiel im Sinne einer Linearisierung zweckmäßig sind.

Die Betriebsführung des Getriebes erstreckt sich über einen weiten Bereich, belegt innerhalb des umfassenden Kubus bedingt sowohl durch die Auslegung des  $i^2$ -Getriebes mit den Gesamtübersetzungen der beiden Verstellbereiche als auch durch die Betriebsstrategie jedoch nur vergleichsweise enge Schläuche.

In Anlehnung an den Ansatz der stationären Kennfeldbestimmung bieten neuronale Netze die Möglichkeit, nichtlineare Zusammenhänge auch mehrdimensionaler Basisräume im dynamischen Betrieb zu identifizieren. Sie erlauben damit die Bestimmung von Kennfeldern auch im dynamischen Betrieb.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass durch eine permanente Adaption auch schleichende Veränderungen der Nichtlinearität, wie sie in der Praxis durch zum Beispiel die Alterung des Getriebeöls, die Vergrößerung von Leckagen und allgemeine Verschleißerscheinungen entstehen können, nachgeführt werden und sich deshalb die Regelungs- und Gebrauchseigenschaften des Getriebes über der Benutzungsdauer nicht verschlechtern.

Im Folgenden wird ein Überblick über die Funktionsweise und die theoretischen Hintergründe von neuronalen Netzen gegeben. Im Anschluss ist auf die Konditionierung des vorliegenden regelungstechnischen Problems einzugehen und die gewählte Anwendung eines General Regression Neural Networks (GRNN) zur Identifikation der beschriebenen Nichtlinearitäten des stufenlos verstellbaren Getriebes darzustellen. Im Anschluss werden die erzielten Ergebnisse diskutiert.

## 6.1 Neuronale Netze als statische Funktionsapproximatoren

Für anspruchsvolle Regelungs- und Diagnoseaufgaben werden zunehmend Methoden zur Approximation von Funktionen benötigt, die wie im vorliegenden Fall entweder nicht analytisch beschreibbar oder nicht unmittelbar zugänglich sind. Diese Funktionen werden daher im Folgenden allgemein nichtlineare Funktionen genannt.

Für diese Aufgabe wurden bereits verschiedene neuronale Netze entwickelt. Diese zeichnen sich durch ihre Fähigkeit aus, eine Funktion mittels Trainingsdaten zu lernen, anschließend zu reproduzieren sowie auch auf nicht trainierte Eingangsdaten anzuwenden (d.h. zu interpolieren bzw. zu extrapolieren). Dazu verwenden diese neuronalen Netze in der Regel eine begrenzte Anzahl einstellbarer Parameter.

Für den Einsatz neuronaler Netze unter Echtzeitbedingungen, wie sie bei der Aufgabenstellung der Regelung und Online-Diagnose immer bestehen, muss zudem die Stabilität der Adaption und eine rasche Konvergenz sichergestellt sein.

Nach einigen Definitionen werden in diesem Kapitel mögliche Methoden zur Funktionsapproximation vorgestellt. Anschließend werden einige davon abgeleitete neuronale Ansätze eingehend behandelt, die als Ausgangspunkt eines erweiterten neuronalen Konzepts dienen, das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt wird.

## Definitionen

Als Grundlage der nachfolgenden Ausführungen wird zunächst die Klasse der darstellbaren nichtlinearen Funktionen definiert:

**Definition:** Eine kontinuierliche, begrenzte und zeitinvariante Funktion  $\mathcal{N} : \mathbb{R}^P \rightarrow \mathbb{R}$ , die einen  $P$ -dimensionalen Eingangsvektor  $\underline{x}$  auf einen skalaren Ausgangswert  $y$  abbildet, sei eine Nichtlinearität  $\mathcal{N}$  mit  $\underline{x} = [x_1 x_2 \dots x_p]^T$ .

$$y = \mathcal{N}(\underline{x})$$

Dabei sei  $M \subset \mathbb{R}^P$  eine abgeschlossene Untermenge des Eingangsraums  $\mathbb{R}^P$ , in der  $\mathcal{N}$  beobachtbar ist.

Für den Fall mehrdimensionaler Nichtlinearitäten wird entsprechend der Dimension der Ausgangsgröße  $y$  die entsprechende Anzahl skalarer Nichtlinearitäten kaskadiert. Daher soll es im Folgenden genügen, lediglich den skalaren Fall zu betrachten.

Für eine klare Darstellung der Eigenschaften und der Anwendung neuronaler Netze werden an dieser Stelle zunächst einige häufig verwendete Begriffe definiert.

Die hier betrachteten neuronalen Netze bestehen aus einer oder mehreren Schichten, die jeweils Neuronen enthalten. Der Ausgang der Neuronen ist jeweils mit dem Eingang wenigstens eines Neurons einer nachfolgenden Schicht verbunden. Die Aktivierung jedes Neurons wird aus seinen Eingangsgrößen berechnet. Mittels Gewichte werden die Verbindungen zwischen den Neuronen skaliert; die Gewichte stellen die variablen Parameter des neuronalen Netzes dar.

Die Begriffe Lernen, Adaption und Identifikation werden im Weiteren synonym verwendet und beschreiben unterschiedliche Aspekte der Anwendung neuronaler Netze. Dabei kann der Schwerpunkt auf die Analogie der neuronalen Netze zu ihren biologischen Vorbildern gelegt werden oder auf ihre technische Funktion als Algorithmen zur Nachbildung funktionaler Zusammenhänge.

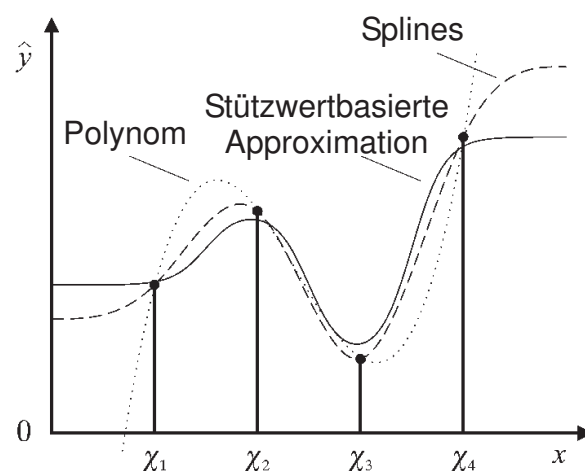
In der Darstellung neuronaler Netze, der Lernstrukturen und der Regelkreise als Signalflussplan werden vektorielle Größen durch breite Pfeile, skalare Größen durch schmale Pfeile gekennzeichnet. Nichtlineare Funktionen, wie sie neuronale Netze als Ganzes darstellen, oder auch innerhalb eines neuronalen Netzes die Aktivierungsfunktionen, werden in der Regel mit doppelter Umrandung dargestellt.

### 6.1.1 Methoden der Funktionsapproximation

Zur Approximation einer Nichtlinearität stehen verschiedene Methoden zur Verfügung, die sich jeweils in ihren Einsatzmöglichkeiten und Randbedingungen unterscheiden. Im

Folgenden werden nach [91] einige Möglichkeiten aufgeführt und anschließend näher erläutert (siehe auch Beispiele in Abb. 6.2):

- Algebraische Darstellung durch eine Funktionsreihe
- Tabellarische Darstellung mit Stützstellen
  - Interpolation
  - Approximation
- Konnektionistische Darstellung



**Bild 6.2:** Beispiele zur Funktionsapproximation

Bekannte Beispiele für eine algebraische Darstellung sind Polynome (wie z.B. die Taylor-Reihe) und Reihenentwicklungen (wie z.B. die Fourier-Reihe). In der Regel hängt die Ausgangsgröße linear von einer endlichen Anzahl an Koeffizienten ab. Nachteilig für den Einsatz in adaptiven Verfahren erweist sich dabei meist, dass jeder Koeffizient auf weite Bereiche des Eingangsraums wirkt, also keine lokale Zuordnung zu bestimmten Eingangswerten möglich ist. Eine tabellarische Darstellung kommt häufig zum Einsatz, wenn eine Funktion bereits rasterförmig vermessen vorliegt. Zwischen diesen meist in einer Tabelle (Lookup Table) abgelegten Messwerten wird dann geeignet interpoliert bzw. approximiert. Somit wirken alle Parameter lokal und nachvollziehbar. Ein Sonderfall der Interpolation sind dabei z.B. Splines. Diese stellen eine Zwischenform dar, in der durch die Messwerte eine globale tabellarische Repräsentation vorliegt, die aber lokal durch den algebraischen Zusammenhang der Splines ausgewertet wird. Da eine durch Interpolation nachgebildete Funktion alle Messwerte enthält, wirken sich Messfehler empfindlich aus.

Um diesen Einfluss zu verringern, kann statt der Interpolation auch eine sogenannte stützwertbasierte Approximation erfolgen. Im Gegensatz zur Interpolation stehen bei einer Approximation nicht genügend freie Parameter zur Verfügung, um alle Randbedingungen (z.B. in Form vorgegebener Messwerte) zu erfüllen. Stattdessen wird die



Abweichung der approximierten Funktion von diesen Vorgaben, der sogenannte Approximationsfehler, minimiert. Beispiele für stützwertbasierte Approximation sind die im weiteren Verlauf behandelten neuronalen RBF-Netze. Die dort verwendeten Stützwerte besitzen zwar einen quantitativen Zusammenhang mit dem Wert der Funktion für den zugehörigen Eingangswert, sind selbst aber nicht notwendigerweise Teil des approximierten Funktionsverlaufs. Durch die glättende Wirkung der Approximation können Störungen und Messfehler wirkungsvoll herausgefiltert werden. Gleichzeitig erlaubt die lokale Zuordnung der Stützwerte zu Bereichen des Eingangsraums eine lokale und schnelle Adaption. In der Regel ist damit auch die Eindeutigkeit der adaptierten Parameter und somit eine Parameterkonvergenz verbunden, die wesentlich für eine Interpretierbarkeit der adaptierten Funktion ist.

Mehrschichtige neuronale Netze, wie z.B. das Multi Layer Perceptron (MLP) Netz, gehören zur Gruppe mit konnektionistischer Darstellung und können auch Funktionen mit einer Eingangsgröße hoher Dimension nachbilden. Allerdings ist die Auslegung der Neuronenzahl in den Zwischenschichten (Hidden Layers) problematisch; ebenso lässt sich der Nachweis einer optimalen Konvergenz nur empirisch erbringen. Eine Deutung der Parameter ist in aller Regel nicht möglich.

### 6.1.2 Funktionsapproximation mit lokalen Basisfunktionen

Beim Einsatz neuronaler Netze für regelungstechnischen Aufgaben werden in der Regel kurze Adaptionzeiten sowie eine nachweisbare Stabilität und Konvergenz auch unter Störeinflüssen gefordert. Dies wird am besten von neuronalen Netzen erfüllt, die nach der Methode der stützwertbasierten Approximation arbeiten. Ein wesentliches Merkmal dieser Netze ist die Verwendung lokaler Basisfunktionen, die hier wie folgt definiert werden:

**Definition:** Eine zusammenhängende begrenzte und nicht-negative Funktion  $\mathcal{B} : \mathbb{R}^P \rightarrow \mathbb{R}_{\geq 0}$  sei eine lokale Basisfunktion, wenn sie ein globales Maximum bei  $\underline{x} = \underline{\chi}$  besitzt und wenn für alle Elemente  $x_p$  des  $P$ -dimensionalen Eingangsvektors  $\underline{x}$  gilt

$$\frac{\partial \mathcal{B}(\underline{x})}{\partial x_p} \begin{cases} \geq 0 & \text{für } x_p \leq \chi_p \\ \leq 0 & \text{für } x_p \geq \chi_p \end{cases}$$

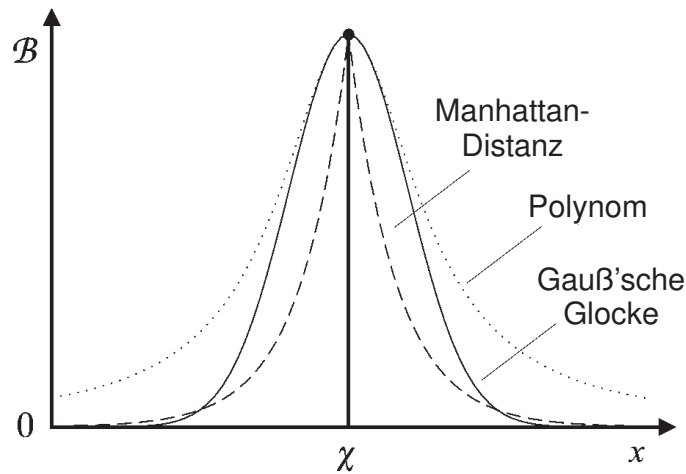
und

$$\lim_{\|\underline{x}\| \rightarrow \infty} \mathcal{B}(\underline{x}) = 0$$

Beispiele lokaler Basisfunktionen sind die Gauß'sche Glockenkurve, die Manhattan-Distanz, Polynome wie z.B.  $1/(1+x^2)$  oder ein Dreieckfenster; dabei bezeichnet  $\underline{\chi}$  das Zentrum

der Basisfunktion (siehe Abb. 6.3). In [15] wird sogar das Rechteckfenster zu den Basisfunktionen gezählt. Ebenso können auch die im Rahmen der Fuzzy-Logik verwendeten Aktivierungsgrade formal als Basisfunktionen behandelt werden.

Um die oben definierten Basisfunktionen zur Funktionsapproximation mit neuronalen Netzen einsetzen zu können, müssen die universelle Einsetzbarkeit zur Nachbildung beliebiger Funktionen und eine konvergente Adaption gewährleistet sein.



**Bild 6.3:** Beispiele lokaler Basisfunktionen

Während die Frage der Konvergenz im Rahmen der Stabilitätsbetrachtung behandelt wird, soll die Bedingung einer universellen Einsetzbarkeit hier näher erläutert werden.

Im Zusammenhang neuronaler Netze werden lokale Basisfunktionen als Aktivierungsfunktionen der Neuronen bzw. ihrer Gewichte eingesetzt. Eine Aktivierungsfunktion  $\mathcal{A}_n$  sei allgemein eine lokale Basisfunktion  $\mathcal{B}$  der vektoriellen Eingangsgröße  $\underline{x}$  und eines Vektors  $\underline{\chi}_n$ , der die Lage des Zentrums und damit des Maximums der Aktivierungsfunktion im Eingangsraum angibt. Die einzelnen Aktivierungsfunktionen  $\mathcal{A}_n$  werden nun zu einem Vektor  $\underline{\mathcal{A}}$  zusammengefasst

$$\underline{\mathcal{A}} = [\mathcal{B}(\underline{x}, \underline{\chi}_1) \mathcal{B}(\underline{x}, \underline{\chi}_2) \dots \mathcal{B}(\underline{x}, \underline{\chi}_n)]^T \quad (6.1)$$

Wird nun ein Gewichtsvektor  $\underline{\Theta}$  derselben Länge  $N$  aufgestellt,

$$\underline{\Theta} = [\Theta_1 \Theta_2 \dots \Theta_n]^T \quad (6.2)$$

kann eine nichtlineare Funktion  $\mathcal{NL}$  nach obiger Definition als Skalarprodukt aus Gewichts- und Aktivierungsvektor dargestellt werden. Diese Darstellung erscheint zunächst willkürlich und ohne physikalische Entsprechung gewählt. Sie dient aber im weiteren Verlauf der anschaulichen Darstellung der Adaption neuronaler Netze:

$$\mathcal{N} : y(\underline{x}) = \underline{\Theta}^T \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) + d(\underline{x}) \quad (6.3)$$

Die Auswahl der Aktivierungsfunktionen, ihrer Anzahl und Parameter muss dabei so möglich sein, dass der inhärente Approximationsfehler  $d$  eine beliebig kleine Schranke nicht überschreitet. Bei Verwendung von z.B. lokalen Basisfunktionen steht damit ein universeller Funktionsapproximator zur Verfügung. Die gleiche Darstellung kann nun auch für die durch ein neuronales Netz nachgebildete (d.h., „geschätzte“) Funktion  $\widehat{\mathcal{N}}$  verwendet werden.

$$\widehat{\mathcal{N}} : \hat{y}(\underline{x}) = \hat{\underline{\Theta}}^T \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \quad (6.4)$$

Dabei wird angenommen, dass der Vektor  $\underline{\mathcal{A}}$  der Aktivierungsfunktionen mit dem Aktivierungsvektor bei der oben eingeführten Darstellung der betrachteten Nichtlinearität identisch ist. Damit kann ein Adaptionfehler  $e$  eingeführt werden, der im Weiteren auch als Lernfehler bezeichnet wird.

$$e(\underline{x}) = \hat{y}(\underline{x}) - y(\underline{x}) = \hat{\underline{\Theta}}^T \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) - \underline{\Theta}^T \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) = (\hat{\underline{\Theta}}^T - \underline{\Theta}^T) \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \quad (6.5)$$

Die Aufgabe der Adaption lässt sich so auf eine Anpassung der Gewichte reduzieren. Optimale Adaption bedeutet dann, dass der Gewichtsvektor  $\hat{\underline{\Theta}}$  des neuronalen Netzes gleich dem Gewichtsvektor  $\underline{\Theta}$  der Nichtlinearität ist. Dies ist gleichbedeutend mit einem Verschwinden des Parameterfehlers  $\underline{\Phi}$ , der bei optimaler Adaption zu Null wird.

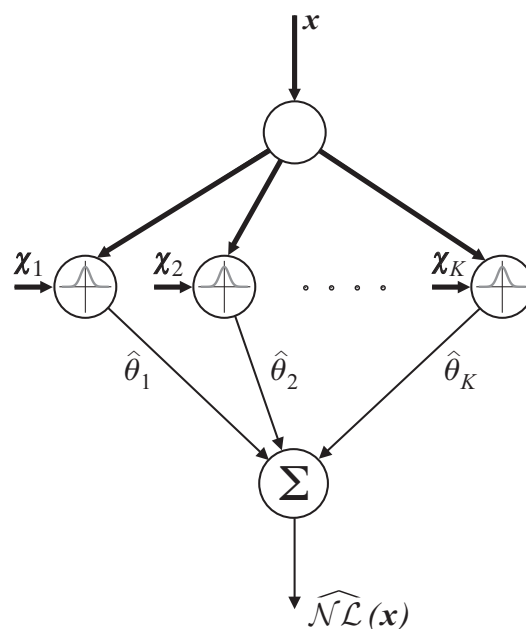
$$\underline{\Phi} = \hat{\underline{\Theta}} - \underline{\Theta} \quad (6.6)$$

Bei ausreichender Variation des Eingangswerts  $\underline{x}$  ermöglicht die lokale Wirksamkeit der Aktivierungsfunktionen im Eingangsraum die Eindeutigkeit der Adaption. Für Gauß'sche Radiale Basisfunktionen wurde die Eindeutigkeit der Funktionsdarstellung in [50] nachgewiesen.

### 6.1.3 Radial Basis Function (RBF) Netz

Viele in der Regelungstechnik eingesetzten neuronalen Netze gehören zur Familie der Radial Basis Function (RBF) Netze. Im Gegensatz zu anderen neuronalen Ansätzen, wie Multi Layer Perceptron Netzen oder Kohonen-Netzen, weisen sie eine feste und lokale Zuordnung der einzelnen Neuronen zu Bereichen des Eingangsraums auf. Dies ermöglicht insbesondere eine physikalische Interpretierbarkeit der adaptierten Gewichte, die z.B. der Diagnose eines Prozesses dienen kann.

Im Folgenden werden die Gewichte der Neuronen, ihre Aktivierungsfunktionen und die zugehörigen Zentren auch unter dem Begriff Stützweite zusammengefasst. Dabei bezeichnet der Wert eines Stützweite das zugeordnete Gewicht  $\Theta_n$  und die Lage (oder auch Koordinate) eines Stützweite das Zentrum  $\underline{x}_n$  der zuständigen Aktivierungsfunktion.



**Bild 6.4:** Struktur des RBF-Netztes

Der Ausgang  $\hat{y}$  eines RBF-Netztes mit  $N$  Neuronen kann als gewichtete Summe der Aktivierungsfunktionen gebildet werden, wenn das Skalarprodukt aus Gl. 6.4 in Summendarstellung übergeführt wird.

$$\hat{y}(\underline{x}) = \sum_{n=1}^N \hat{\Theta}_n \mathcal{A}_n(\underline{x}) \quad (6.7)$$

Üblicherweise werden als Aktivierungsfunktionen Gauß'sche Glockenkurven verwendet, deren Darstellung an die der Standardverteilung mit der Varianz  $\sigma^2$  angeglichen ist. [104]

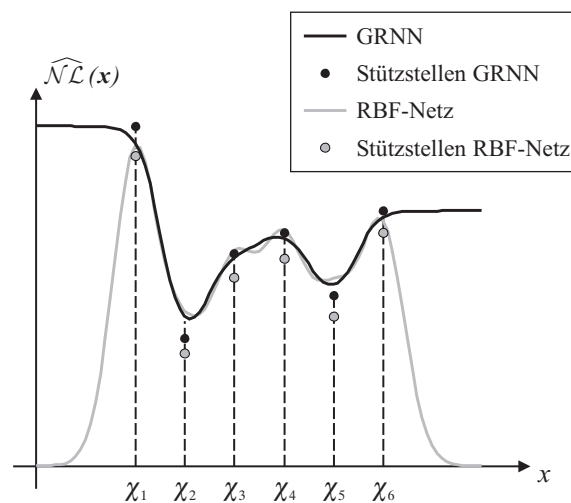
$$\mathcal{A}_n = \exp\left(-\frac{C_n}{2\sigma^2}\right) \quad (6.8)$$

Hier bezeichnet  $\sigma$  einen Glättungsfaktor, der den Grad der Überlappung zwischen benachbarten Aktivierungen bestimmt, und  $C_n$  das Abstandsquadrat des Eingangsvektors vom  $n$ -ten Stützweite, d.h. vom Zentrum  $\underline{x}_n$  der zugehörigen Aktivierungsfunktion.

$$\mathcal{C}_n = \|\underline{x} - \underline{\chi}_n\|^2 = (\underline{x} - \underline{\chi}_n)^T (\underline{x} - \underline{\chi}_n) = \sum_{p=1}^P (x_p - \chi_{np})^2 \quad (6.9)$$

Alternativ wird teilweise auch die sogenannte Manhattan-Distanz für die Abstandsfunktion  $\chi_n$  verwendet:

$$\mathcal{C} = \sum_{p=1}^P |x_p - \chi_{np}| \quad (6.10)$$



**Bild 6.5:** Vergleich der Approximation von RBF-Netz und GRNN

Damit kann die Struktur eines RBF-Netzes auch graphisch umgesetzt werden, wie in Abb. 6.4 gezeigt. Das erzielte Approximationsverhalten ist in Abb. 6.5 an einem Beispiel dargestellt. Dabei fällt allerdings die ungünstige Approximation zwischen den Stützwerten und die ungünstige Extrapolation dieses Netzes aufgrund der fehlenden Monotonie-Erhaltung auf [89]. Dadurch kann der Wert der approximierten Funktion zwischen den Zentren zweier Aktivierungsfunktionen (z.B.  $\chi_1$  und  $\chi_2$ ) auch außerhalb der durch ihre Gewichte begrenzten Bereich liegen, d.h. eine Monotonie der Gewichte bedingt nicht notwendigerweise auch einen monotonen Verlauf der approximierten Funktion. Da aber die Erhaltung von Monotonie eine wesentliche Forderung in regelungstechnischen Anwendungen ist, führte dies zu einer Modifikation des RBF-Netzes.

#### 6.1.4 General Regression Neural Network (GRNN)

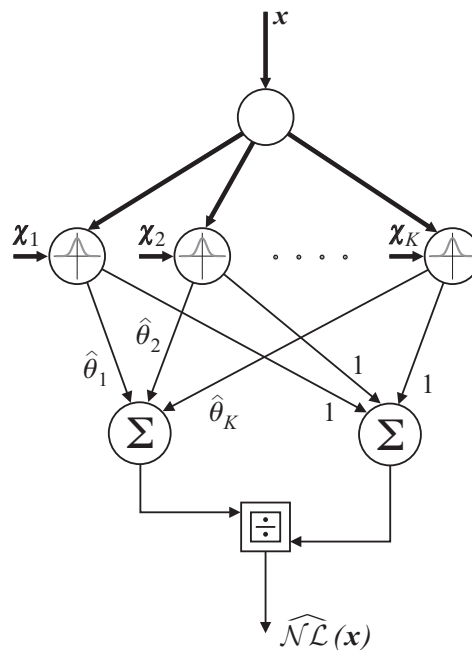
Das General Regression Neural Network (GRNN) stellt eine Weiterentwicklung des RBF-Netzes aus den oben genannten Gründen dar. Der wesentliche Unterschied besteht in einer Normierung aller Aktivierungsfunktionen auf deren Summe, wie in Abb. 6.6

dargestellt. Als Abstandsfunktion  $\mathcal{C}_n$  kommt dabei das Abstandskadrat nach Gl. 6.9 zum Einsatz. Die Aktivierungsfunktionen ergeben sich damit zu

$$\mathcal{A}_n = \frac{\exp\left(-\frac{\mathcal{C}_n}{2\sigma^2}\right)}{\sum_{m=1}^N \exp\left(-\frac{\mathcal{C}_m}{2\sigma^2}\right)} \quad (6.11)$$

Damit gilt

$$\sum_{n=1}^N \mathcal{A}_n = 1 \quad (6.12)$$



**Bild 6.6:** Struktur des GRNN

Durch die Normierung wird sichergestellt, dass der Wert der approximierten Funktion stets innerhalb der durch den Wert der angrenzenden Stützwerte gegebenen Grenzen verläuft und gleichzeitig eine Monotonie der Stützwerte auch einen monotonen Verlauf der approximierten Funktion bewirkt. Diese Eigenschaft führt insbesondere auch zu einer verbesserten Extrapolation, bei der die approximierte Funktion dem jeweils nächstliegenden - und damit wahrscheinlichsten - Stützwert asymptotisch zustrebt (vgl. Abb. 6.5)

Zur besseren Vergleichbarkeit unterschiedlich parametrierter GRNN wird des Weiteren ein normierter Glättungsfaktor  $\sigma_{norm}$  eingeführt, der auf den kleinsten Abstand  $\Delta\chi$  zweier Stützwerte normiert ist.

$$\sigma_{norm} = \frac{\sigma}{\Delta\chi} \quad (6.13)$$

Die nachfolgenden Betrachtungen zu Lerngesetz, Stabilität und Parameterkonvergenz gelten für RBF-Netze allgemein und damit auch für das daraus abgeleitete GRNN.

#### 6.1.4.1 Lerngesetz

Ausgehend von der Gleichung für den Schätzwert  $\hat{y}$  am Ausgang eines RBF-Netzes

$$\hat{y}(\underline{x}) = \sum_{n=1}^N \hat{\Theta}_n \mathcal{A}_n(\underline{x}) \quad (6.14)$$

wird zur Adaption der Gewichte der bereits oben eingeführte Lernfehler  $\varepsilon$  bzw. der daraus abgeleitete quadratische Fehler  $E$  herangezogen.

$$\varepsilon(\underline{x}) = \sum_{n=1}^N \hat{\Theta}_n \mathcal{A}_n(\underline{x}) - y(\underline{x}) \quad (6.15)$$

$$E(\underline{x}) := \frac{1}{2} e^2 = \frac{1}{2} \left( \sum_{n=1}^N \hat{\Theta}_n \mathcal{A}_n(\underline{x}) - y(\underline{x}) \right)^2 \quad (6.16)$$

Die notwendige Änderung jedes Gewichts  $\hat{\Theta}_n$  wird durch ein Gradientenabstiegsverfahren (auch Delta-Lernregel genannt [91]) festgelegt. Dazu wird der quadratische Fehler nach dem jeweiligen Gewicht abgeleitet.

$$\frac{dE(\underline{x})}{d\hat{\Theta}_n} = \left( \sum_{n=1}^N \hat{\Theta}_n \mathcal{A}_n(\underline{x}) - y(\underline{x}) \right) \mathcal{A}_n(\underline{x}) = e(\underline{x}) \mathcal{A}_n(\underline{x}) \quad (6.17)$$

Somit bestimmen sich die notwendigen Änderungen der Gewichte zueinander wie es dem Beitrag jedes Gewichts zum Schätzwert  $\hat{y}$  und damit zum Lernfehler  $e$  entspricht. Eine zusätzliche Skalierung mit einem Lernfaktor  $\eta$  dient der Einstellung einer gewünschten Lerngeschwindigkeit bzw. Glättungswirkung bei der Adaption. Das negative Vorzeichen stellt eine Anpassung der Gewichte in Richtung kleinerer Fehler sicher. Das vollständige Lerngesetz für jedes Gewicht lautet damit

$$\frac{d}{dt} \hat{\Theta}_n = -\eta e \mathcal{A}_n \quad (6.18)$$

Dadurch wird der quadratische Fehler minimiert. Bei mehrschichtigen neuronalen Netzen ist dieses Verfahren auch als Backpropagation bekannt. Für RBF-Netze, die mit dem obigen Lerngesetz adaptiert werden, sollen im Folgenden die Stabilität nachgewiesen werden, sowie geeignete Anregungssignale definiert werden, die Parameterkonvergenz von geschätzter und realer Nichtlinearität garantieren.

### 6.1.4.2 Stabilität nach Lyapunov

Die Stabilität eines Systems, das durch die nichtlineare Differentialgleichung [70]

$$\frac{d}{dt}\underline{x} = \underline{f}(\underline{x}, t) \quad (6.19)$$

beschrieben wird, ist nach Lyapunov wie folgt definiert:

**Definition:** Der Gleichgewichtszustand  $\underline{x}_0$  des Systems in Gl. 6.19 wird als stabil bezeichnet, wenn für jedes  $\epsilon_0 > 0$  und  $t_0 \geq 0$  ein  $\delta$  existiert, so dass aus  $\|\underline{x}\| < \delta$  folgt  $\|\underline{x}(t; \underline{x}_0; t_0)\| \leq \epsilon_0$  für alle  $t \geq t_0$ .

Anschaulich gesprochen folgt aus einer kleinen Störung stets eine kleine Abweichung vom Gleichgewichtszustand, bzw. die Funktion  $\underline{x}$  bleibt nahe am Ursprung  $\underline{0}$ , wenn ihr Anfangswert nur mit genügend kleinem Abstand zum Ursprung gewählt wird. Unter Verwendung des Parameterfehlers  $\underline{\Phi} = \hat{\underline{\Theta}} - \underline{\Theta}$  aus Gl. 6.6 lässt sich die Stabilität des oben hergeleiteten Lerngesetzes nach Lyapunov beweisen. Für die Ableitung des Parameterfehlers gilt

$$\frac{d}{dt}\underline{\Phi} = \frac{d}{dt}\hat{\underline{\Theta}} = -\eta \underline{\mathcal{A}} \left( \hat{\underline{\Theta}}^T - \underline{\Theta}^T \right) \underline{\mathcal{A}} = -\eta \underline{\mathcal{A}} \underline{\Phi}^T \underline{\mathcal{A}} \quad (6.20)$$

Als Lyapunov-Funktion  $V$  wird die positiv semidefinite Funktion

$$V(\underline{\Phi}) = \frac{1}{2} \underline{\Phi}^T \underline{\Phi} \quad (6.21)$$

gewählt. Ihre zeitliche Ableitung entlang der durch Gl. 6.20 festgelegten Trajektorien bestimmt sich mit positivem Lernfaktor  $\eta$  zu

$$\frac{d}{dt}V(\underline{\Phi}) = \frac{1}{2} 2 \frac{d}{dt} \underline{\Phi}^T \underline{\Phi} = -\eta \underbrace{\underline{\mathcal{A}}^T \underline{\Phi}}_e \underbrace{\underline{\mathcal{A}}^T \underline{\Phi}}_e = -\eta e^2 \leq 0 \quad (6.22)$$

Damit ist  $dV = dt$  negativ semidefinit, wodurch die Beschränktheit des Parameterfehlers  $\underline{\Phi}$  und die Stabilität des obigen Systems nach Lyapunov gezeigt ist.

### 6.1.4.3 Parameterkonvergenz

Neben der Stabilität nach Lyapunov ist auch die asymptotische Stabilität des betrachteten Lernvorgangs von Interesse, da erst diese die Parameterkonvergenz und damit eine sinnvolle Interpretierbarkeit der adaptierten Gewichte ermöglicht.



**Definition:** Der Gleichgewichtszustand  $\underline{x}_0$  des Systems in Gl. 6.19 wird als asymptotisch stabil bezeichnet, wenn er stabil ist und ein  $\delta \geq 0$  existiert, so dass aus  $\| \underline{x} \| \leq \delta$  folgt  $\lim_{t \rightarrow \infty} \underline{x}(t) = \underline{0}$ .

Für diesen Nachweis ist eine ausreichende Anregung (sogenannte *Persistent Excitation*) notwendig. Eine solche Anregung liegt vor, wenn für alle Einheitsvektoren  $\nu_n$  in  $\mathbb{R}^N$  und positives  $\varepsilon_0$  und  $t_0$  ein endliches Zeitintervall  $T$  gefunden werden kann, so dass gilt

$$\frac{1}{T} \int_t^{t+T} |\underline{A}^T(\underline{x}) \underline{\nu}_n| d\tau \geq \varepsilon_0 \quad \text{für alle} \quad t \geq t_0 \quad (6.23)$$

Anschaulich gesprochen heißt dies, dass die Aktivierung für jedes Neuron nie dauerhaft zu Null werden darf, so dass sich jeder Parameterfehler stets über den Lernfehler  $e$  auswirkt und  $dV = dt$  somit negativ definit ist, solange keine vollständige Parameterkonvergenz erreicht ist. Damit strebt die gewählte Lyapunov-Funktion  $V$  asymptotisch zu Null und damit auch der Parameterfehler.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} V(t) = 0 \quad (6.24)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \underline{\Phi}(t) = 0 \quad (6.25)$$

Dadurch wird bei ausreichender Anregung die Konvergenz der Parameter erreicht:

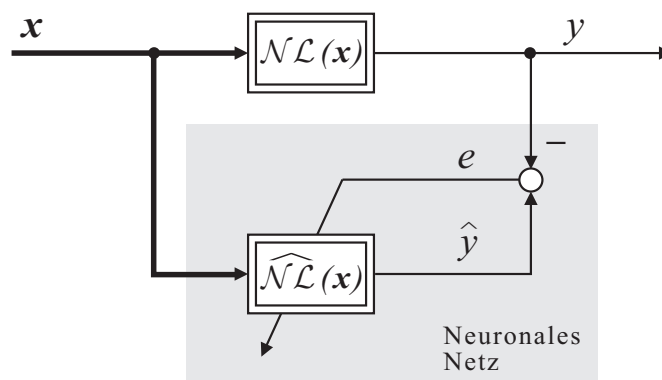
$$\lim_{t \rightarrow \infty} \hat{\underline{\Theta}}(t) = \underline{\Theta} \quad (6.26)$$

### 6.1.5 Lernstruktur und Fehlermodelle

Zur Adaption der betrachteten RBF-Netze und des GRNN sind je nach Anwendung verschiedene Lernstrukturen möglich. Da es im vorliegenden Fall um die möglichst identische Nachbildung einer Nichtlinearität geht, wird im Weiteren mit einer Vorwärtslernstruktur nach Abb. 6.7 gearbeitet. Bei dieser werden die Nichtlinearität und das neuronale Netz parallel mit der identischen Eingangsgröße  $x$  betrieben; der Lernfehler  $e$  zwischen dem tatsächlichen Ausgang  $y$  und dem geschätzten Ausgang  $\hat{y}$  steuert die Adaption. Alternativen zu dieser Lernstruktur, wie die inverse Lernstruktur, die ein inverses Modell der Strecke abbildet, werden daher nicht betrachtet.

Um eine einheitliche Darstellung bei Identifikations- und Kompensationsstrukturen zu ermöglichen tritt der Lernfehler  $e$  nach der oben eingeführten üblichen Definition in den folgenden Signalfussplänen jeweils mit negativem Vorzeichen auf. Ausgehend von

dem oben hergeleiteten Lerngesetz werden in der Literatur verschiedene Fehlermodelle unterschieden, deren Einsatz im Wesentlichen davon bestimmt ist, ob der messbare Lernfehler direkt oder nur indirekt bzw. verzögert vorliegt. Ein weiteres Kriterium ist die Unterscheidung zwischen Strukturen, die entweder ausschließlich der Identifikation oder auch der Kompensation der betrachteten Nichtlinearität dienen. Als Grundlage für die nachfolgenden Ausführungen werden nun die verwendeten Lernstrukturen und Fehlermodelle vorgestellt. [70]



**Bild 6.7:** Vorwärtslernstruktur

## Identifikation

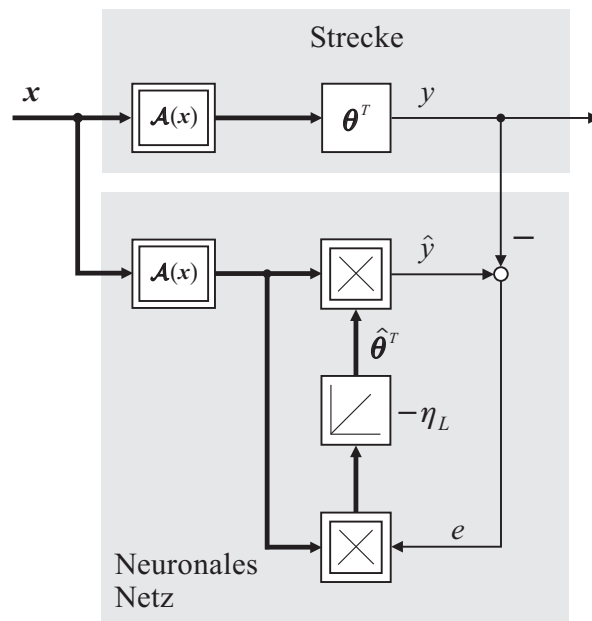
Bei direktem Vorliegen des Lernfehlers  $e$  kann die Struktur des sogenannten Fehlermodells 1 eingesetzt werden, wie in Abb. 6.8 für die Identifikation gezeigt. Die Nichtlinearität der Strecke wird dabei aus Gründen der Anschaulichkeit als Skalarprodukt nach Gl. 6.3 dargestellt. Das gezeigte Fehlermodell ist auch dann noch zulässig, wenn der Sollwert  $y$  bedingt durch das Messverfahren oder einen Beobachter eine lineare und asymptotisch stabile SPR-Übertragungsfunktion<sup>1</sup> (gestrichelt) durchläuft. Da die Adaption der Stützwerte mittels Integration des Lernfehlers bereits eine Phasenverzögerung von  $\pi/2$  bewirkt, wird nur bei einer zusätzlichen Phasenverzögerung von weniger als  $\pi/2$  die Stabilitätsbedingung nach Nyquist eingehalten, wenn die Lernstruktur als Regelkreis aufgefasst wird.

## Kompensation

Abbildung 6.9 zeigt die entsprechende Struktur für die Kompensation. Während bei der Identifikation der Lernfehler  $e$  außerhalb der Strecke gebildet wird, Lernen also auch offline mit aufgezeichneten Messwerten möglich ist, wird er bei der Kompensation innerhalb der Strecke berechnet. Der Lernfehler  $e$  bzw.  $e_H$  kann am Streckenausgang gemessen werden; die mögliche Lage einer dabei zulässige SPR-Übertragungsfunktion  $H(s)$  im

<sup>1</sup>Strictly Positive Real, d.h. Betrag des Phasengangs im gesamten Bereich  $< \pi/2$

Ausgangszweig ist gestrichelt eingetragen. Das als Motor bzw. Generator dargestellte Stellglied sei hierbei ideal.



**Bild 6.8:** Identifikationsstruktur (Fehlermodell 1)

### Identifikation verallgemeinert

Die Verallgemeinerung des obigen Fehlermodells 1 entsteht, wenn die SPR-Bedingung an die Übertragungsfunktion  $H(s)$  fallengelassen wird. Für eine stabile Identifikation muss die Lernstruktur dann zum sogenannten Fehlermodell 4 nach [70] erweitert werden, wie in Abb. 6.10 gezeigt.

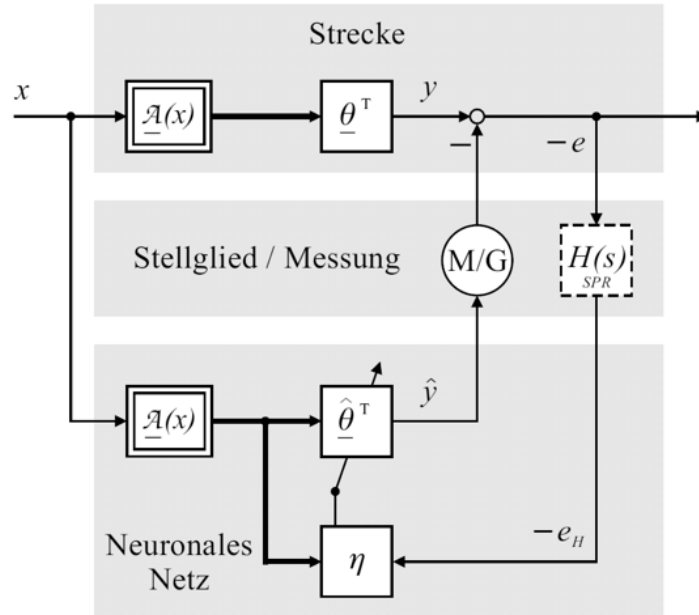
Für ein phasenrichtiges Lernen des neuronalen Netzes muss zum einen der Schätzwert  $\hat{y}_H$  in gleicher Weise verzögert werden, wie der gemessene Sollwert  $y_H$ . Andererseits darf diese Verzögerung aus Gründen der Stabilität nicht mehr im Ausgangszweig des neuronalen Netzes eingebracht werden. Um diesen Konflikt zu lösen, wird die Linearität der Schätzwertbildung  $\hat{\Theta}^T \underline{\mathcal{A}}$  genutzt und die Verzögerung mit der linearen und asymptotisch stabilen Übertragungsfunktion  $H(s)$  in die Aktivierung vorverlagert, so dass für den verzögerten Schätzwert  $\hat{y}_H$  gilt

$$\hat{y}_H(\underline{x}) = \sum_{n=1}^N \hat{\Theta}_n H(s) \mathcal{A}_n(\underline{x}) = \hat{\Theta}^T H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \quad (6.27)$$

Dabei muss für jedes Element der Aktivierung  $\underline{\mathcal{A}}$  der Ausgang der Übertragungsfunktion  $H(s)$  separat berechnet werden. Die dabei eingeführte hybride Notierung mit der gleich-

zeitigen Verwendung von Größen im Zeit- und Frequenzbereich ist an [70] angelehnt und dient der Vereinfachung der Schreibweise;  $\mathbf{E}$  bezeichnet die Einheitsmatrix.

Der Lernfehler lässt sich nun wie folgt vereinfachen.



**Bild 6.9:** Kompensationsstruktur (Fehlermodell 1)

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_H(\underline{x}) = \hat{y}_H(\underline{x}) - y_H(\underline{x}) &= \hat{\underline{\Theta}}^T H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) - H(s) \underline{\Theta}^T \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \\
 &= \left( \hat{\underline{\Theta}}^T - \underline{\Theta}^T \right) \underbrace{H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x})}_{\text{Verzögerte Akt.}} \quad (6.28)
 \end{aligned}$$

Die Umformung für den Sollwert  $y_H$  ist zulässig, da der Parametervektor  $\underline{\Theta}$  der Strecke konstant ist. Durch Einführung einer sogenannten verzögerten Aktivierung kann der Lernfehler analog zu Gl. 6.5 vereinfacht und das Lerngesetz angepasst werden:

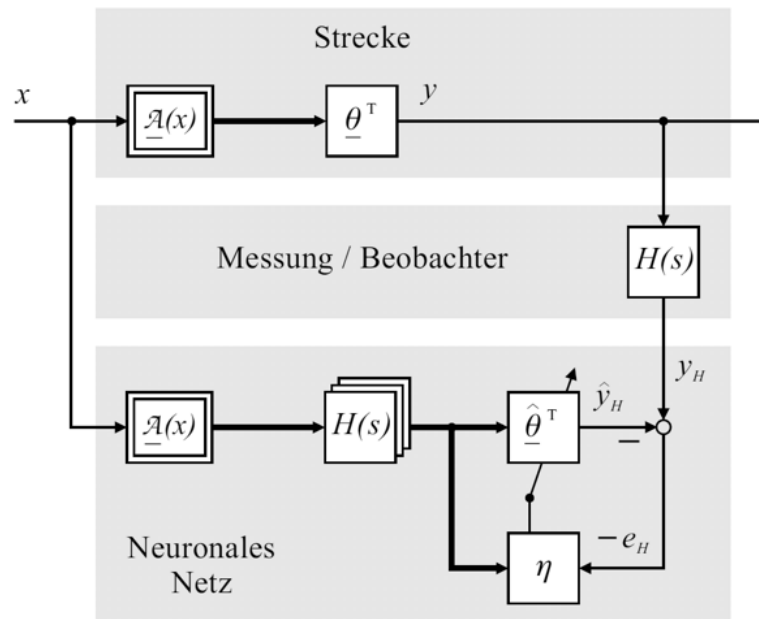
$$\frac{d}{dt} \hat{\underline{\Theta}} = -\eta \varepsilon_H(\underline{x}) H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \quad (6.29)$$

Damit kann auch hier der für die unverzögerte Aktivierung hergeleitete Stabilitätsnachweis angewandt werden, indem für die Aktivierung  $H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x})$  angesetzt wird.

### Kompensation verallgemeinert

Bei der verallgemeinerten Struktur zur Kompensation muss der mit negativem Vorzeichen aufgeschaltete Schätzwert  $\hat{y}$  unverzögert berechnet werden, und bei Bedarf um

die Dynamik eines nicht-idealen Stellglieds beschleunigt werden, um zeitgleich mit dem Signal  $y$  an der Strecke anzugreifen.



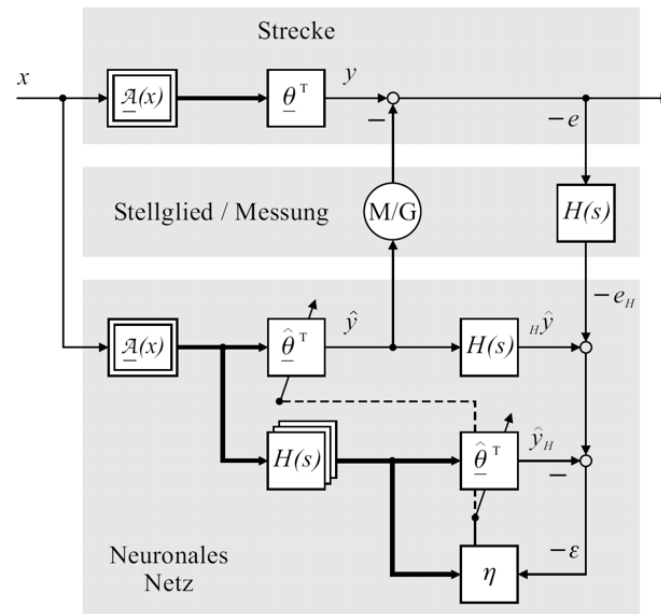
**Bild 6.10:** Identifikationsstruktur (Fehlermodell 4)

Wird nun außerdem eine Verzögerung mit einer linearen und asymptotisch stabilen Übertragungsfunktion  $H(s)$  ohne SPR-Eigenschaft im Messzweig (durch Messung bzw. Beobachter) angenommen, kann der gemessene Fehler  $\varepsilon_H$  nicht mehr wie bei SPR-Funktionen zur Adaption des neuronalen Netzes eingesetzt werden. Daher wird nun ein sogenannter erweiterter Fehler  $\varepsilon$  gebildet, indem der (im Messzweig verzögerte) Anteil der Kompensation  ${}_H\hat{y}$  im gemessenen Fehler korrigiert und durch den Schätzwert mit verzögerter Aktivierung  $\hat{y}_H$  ersetzt wird. Stationär (d.h. bei  $d\hat{\Theta}/dt = 0$ ) gilt  ${}_H\hat{y} = \hat{y}_H$ . Mit dem gemessenen Fehler  $\varepsilon_H$  ergibt sich der erweiterte Fehler  $\varepsilon$  wie folgt.

$$\varepsilon_h(\underline{x}) = H(s) (\hat{y}(\underline{x}) - y(\underline{x})) = H(s) (\hat{\Theta}^T - \Theta^T) \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \quad (6.30)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon(\underline{x}) &= \varepsilon_H(\underline{x}) + \hat{\Theta}^T H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) - H(s) \hat{\Theta}^T \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \\ &= (\hat{\Theta}^T - \Theta^T) H(s) \mathbf{E} \underline{\mathcal{A}}(\underline{x}) \end{aligned} \quad (6.31)$$

Damit vereinfacht sich der erweiterte Fehler  $\varepsilon$  zu der Form aus Gl. 6.28; nun kann auf den erweiterten Fehler  $\varepsilon(\underline{x})$  ein Lerngesetz analog zu Gl. 6.29 bei der Identifikation angewandt werden. Abbildung 6.11 zeigt die zugehörige Struktur.



**Bild 6.11:** Kompensationsstruktur (Fehlermodell 4)

### Zusammenfassung

Zusammenfassend kann anschaulich gesprochen das GRNN mit einem I-Regler verglichen werden. Unter Annahme einer für die Stabilität hinreichend langen Nachstellzeit wird der Messfehler in einem Betriebspunkt solange aufintegriert, bis die Regeldifferenz verschwindet. Ändert sich der Betriebspunkt und damit die stationäre Regelabweichung beginnt der Prozess von neuem. Die Lernschrittweite des GRNN kann nun als invertierte Nachstellzeit aufgefasst werden. Bei hinreichender Anregung und vollständiger Adaption merkt sich das GRNN somit den für den jeweiligen Betriebspunkt adäquaten Stellwert; der betriebspunktindividuelle Lernprozess des I-Reglers ist nach erfolgter Adaption nicht mehr notwendig.

## 6.2 Ableitung einer Adaptionstruktur

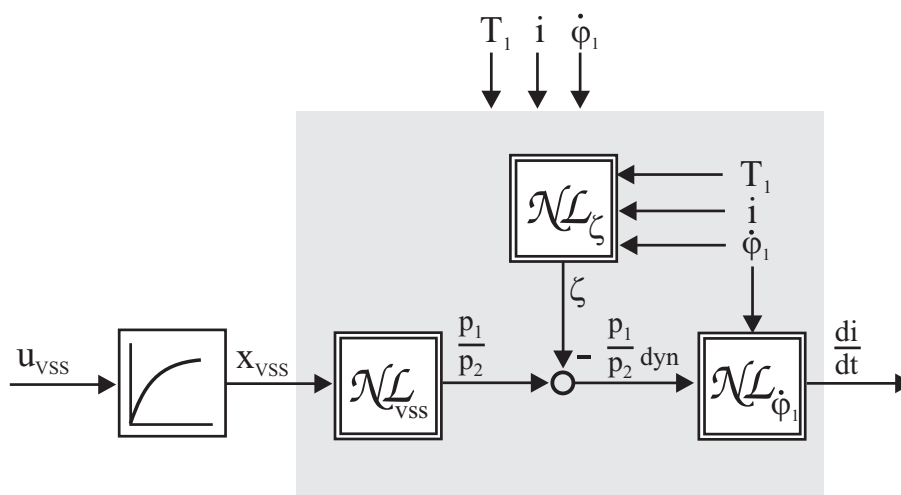
### 6.2.1 Konditionierung des regelungstechnischen Problems

In Abschnitt 5.5.3 haben wir uns vereinfachend auf eine Modellierung des Verstellverhaltens des Variators beschränkt ( $\mathcal{NL}_\zeta$  nach Abb. 5.15) und die statische Nichtlinearität der hydraulischen Ansteuerung ( $\mathcal{NL}_{VSS}$ ) zunächst ausgeblendet. Als Schnittstellen wurden die Anpressdrücke  $p_{1,2}$  gewählt. Die demnach zu identifizierende Nichtlinearität würde insgesamt 5 Eingangsgrößen und damit einen fünfdimensionalen Eingangsraum erfordern.

$$\frac{di}{dt} = \mathcal{NL}(p_1, p_2, \dot{\varphi}_1, T_1, i) \quad (6.32)$$

Das Problem der hohen Ordnung und der nicht als Messwerte vorliegenden Anpressdrücke  $p_{1,2}$  lässt sich durch das Zusammenfassen der Nichtlinearitäten  $\mathcal{NL}_\zeta$  und  $\mathcal{NL}_{VSS}$  reduzieren. Dies ist zulässig, da die Abbildung der Vierkantensteuerschieberposition  $x_{VSS}$  auf die Anpressdrücke eindeutig und damit invertierbar ist.

Es ergibt sich das in Abbildung 6.12 dargestellte „Black-Box-Modell“.



**Bild 6.12:** Zusammengefasste Nichtlinearität

Die verbleibende Dimension des Eingangsraumes ist mit vier für eine effiziente rechnerische Implementierung immer noch sehr hoch.

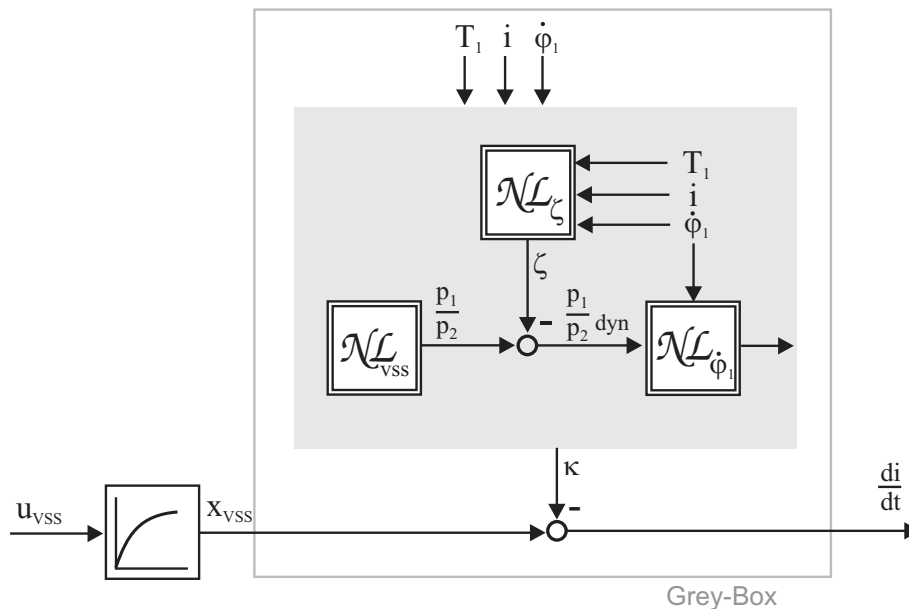
Deshalb soll das vorhandene Vorwissen zu den elementaren Abhängigkeiten genutzt werden, um eine „Grey-Box“ zu erhalten. Ausgehend von der Vorstellung, dass das in Abschnitt 4.4 idealisiert beschriebene Getriebe eine Verstellrate proportional zur auf das Intervall  $[-1...1]$  normierten Steuerschieberposition

$$\frac{di}{dt} \simeq x_{VSS, norm} \quad (6.33)$$

aufweist, kann ein Fehlerwert  $\kappa$  als Differenz zwischen der idealisierten und der realen Verstellrate eingeführt werden:

$$\kappa = x_{VSS, norm} - \frac{di}{dt} \quad (6.34)$$

Eine Definition von  $\kappa$  als Verhältniswert wäre im vorliegenden Fall numerisch sehr problematisch, da der Nenner der Verhältnisgleichung je nach Formulierung bei  $di/dt = 0$  beziehungsweise  $x_{VSS, norm}$  zu Null werden würde. Für die rechnerische Umsetzung würde zudem das sehr große bestrichene Intervall  $[\sim 0, 5 \dots \infty[$  besondere Anforderungen an die Präzision des verwendeten Zahlenformats und damit an die Rechenleistung und Speicherkapazität stellen.



**Bild 6.13:** Grey-Box-Modell

Im Vergleich zu Gleichung 6.32 konnte somit die Dimension der zu identifizierenden Nichtlinearität von fünf auf drei bei gleichzeitiger Berücksichtigung der Nichtlinearität der hydraulischen Ansteuerung reduziert werden.

### 6.2.2 Identifikationsstruktur

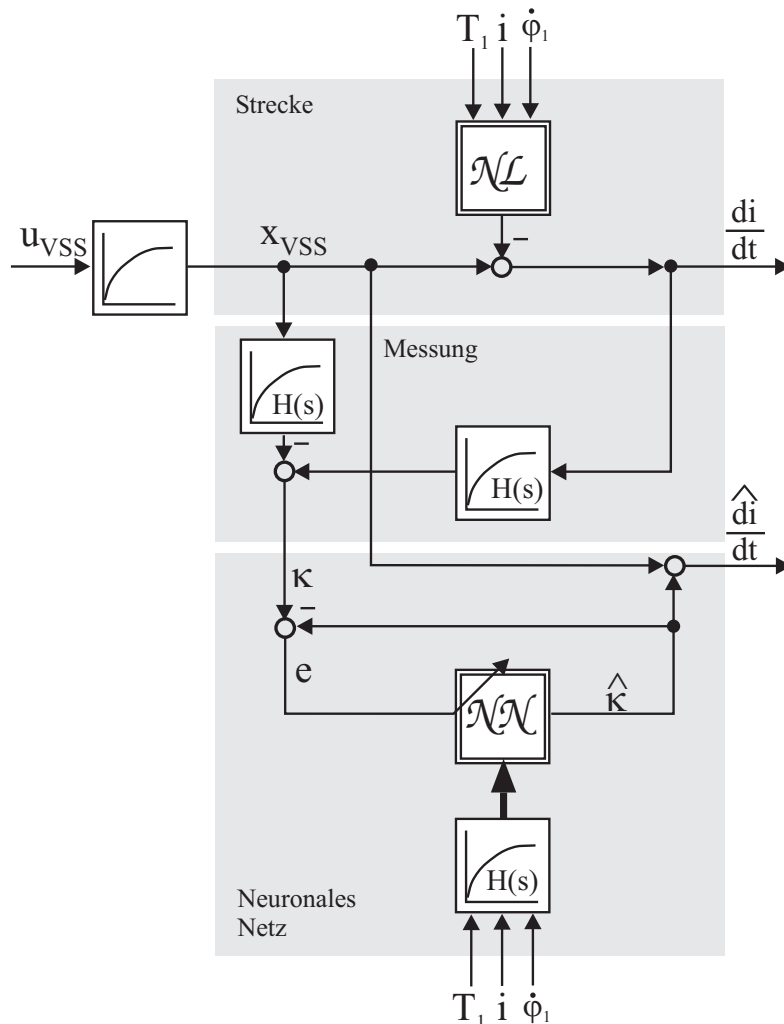
Das Identifikationsproblem reduziert sich auf die Adaption eines als Offset zu beschreibenden Wertes in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des stufenlos verstellbaren Getriebes.



$$\kappa = \mathcal{NL}(\dot{\varphi}_1, T_1, i) \quad (6.35)$$

Die Eingangsgrößen stellen Messgrößen dar beziehungsweise sind aus Sollwerten des Reglers einfach zu bestimmen.

Die gewählte Identifikationsstruktur ist in Abbildung 6.14 dargestellt:



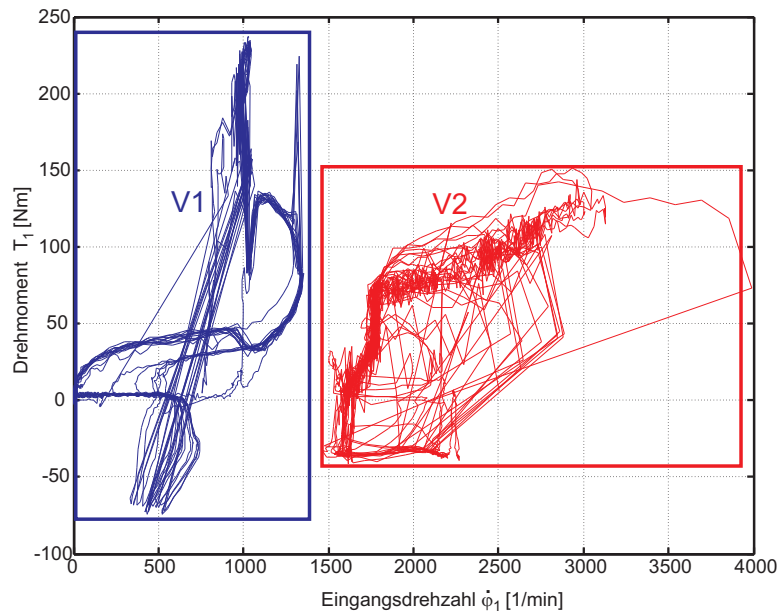
**Bild 6.14:** Identifikationsstruktur mit verzögerter Aktivierung

Da wie in Abschnitt 5.4 beschrieben eine Tiefpassfilterung des gemessenen und abgeleiteten Signals der Übersetzung  $i$  zur Bestimmung der Verstellrate erforderlich ist und die verwendeten Filter die SPR-Bedingung nicht erfüllen, ist eine Verzögerung der Aktivierung mit der gleichen Übertragungsfunktion  $H(s)$  erforderlich, um eine phasenrichtige Adaption sicherzustellen.

Um auch den Fehlerwert  $\kappa$  phasenrichtig bilden zu können, ist ebenfalls die Steuerschieberposition  $x_{VSS, norm}$  um die gleiche Gruppenlaufzeit zu verzögern. Die Differenz aus Schätzwert  $\hat{\kappa}$  und dem Offset  $\kappa$  bildet den Lernfehler  $e$ .

### 6.2.3 Implementierung der Identifikation

Die Implementierung des GRNN orientiert sich an der Zielstellung geringer Rechenzeit und geringen Speicherplatzbedarfs.



**Bild 6.15:** Betriebspunkttrajektorien mit den Verstellbereichen V1, V2

Wie in Abbildung 6.15 dargestellt, kommt es zwischen den Verstellbereichen V1 und V2 zu keinen Überlappungen der Betriebspunkttrajektorien. Dies resultiert zum einen aus der Getriebeauslegung und zum anderen aus der Betriebsstrategie des Antriebsstrangs.

Dieser Umstand wurde dazu genutzt, zwei separate GRNN's mit jeweils unterschiedlichen Eingangsräumen (auf  $\dot{\varphi}_1$  und  $T_1$  projizierte Kuben in Abbildung 6.15) zu implementieren. Die Berechnung der beiden GRNN's wird mit den Getriebeverstellbereichen umgeschaltet. Dies bedeutet zum einen, dass das Gesamtvolumen des Eingangsraums um etwa 30% kleiner gewählt werden kann und der bereichsspezifische Rechenaufwand sich auf einen Bruchteil der Stützstellen des Gesamttraumes beschränken lässt.

#### Ausblick

Wie auch in Abbildung 6.1 dargestellt, bilden sich durch den Einsatz der Betriebsstrategie Trajektorien-schläuche im gesamten Raum möglicher Betriebspunkte aus. Der im GRNN aufgespannte rechteckige Eingangsraum wird auch mit oben beschriebener Maßnahme nur schwach ausgenutzt, so dass der Wunsch nach einer weiteren Reduzierung der Dimension des Eingangsraumes entsteht.

Eine mögliche Transformation auf einen zweidimensionalen Eingangsraum könnte durch die ohnehin vorhandene Betriebsstrategie erfolgen. Diese ermittelt aus Fahrgeschwindigkeit

keit und Fahrpedalstellung zunächst einen Leistungssollwert. Dieser Leistungssollwert wird über eine statische Funktion in eine Motorsolldrehzahl umgesetzt. Beide Werte liefern das Motorsollmoment. Somit ist das Eingangsmoment und die Eingangsdrehzahl des Getriebes bekannt. Die Übersetzung  $i$  berechnet sich aus der Eingangsdrehzahl und der zur Abtriebsdrehzahl proportionalen Fahrgeschwindigkeit.

Dieses Verfahren setzt einen statischen Zusammenhang zwischen Leistungsanforderung und Motorbetriebspunkt voraus. Die Qualität der Adaption wird jedoch maßgeblich von der Regelabweichung insbesondere während transienter Betriebszustände beeinflusst, da die Aktivierung sich auf Sollwerten und nicht auf (gemessenen) Istwerten abstützt.

Eine Implementierung und Validierung dieser Erweiterung konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit aus Zeitgründen jedoch nicht geleistet werden.

#### 6.2.4 Identifikationsergebnisse des GRNN

Die identifizierte Größe  $\hat{\kappa}$  lässt sich wegen des dreidimensionalen Eingangsraumes nur mit mehreren Abbildungen darstellen, für welche die Übersetzung  $i$  als Scharparameter gewählt wurde.

Abbildung 6.16 illustriert deutlich die unvollständige Adaption infolge mangelnder Anregung. Die mit Null vorbelegten und nicht adaptierten Flächen werden im Fahrbetrieb nicht vom Betriebspunkt des Getriebes erfasst und wurden deshalb auch nach einer längeren Trainingsphase nicht adaptiert. Verantwortlich hierfür ist neben der Auslegung der Komponenten auch die Betriebsstrategie, welche den Betriebspunkt in verglichen mit dem rechtwinkligen Eingangsraum engen Schläuchen führt. Siehe auch Abbildung 6.1.

Es folgt jedoch daraus im Umkehrschluss, dass die dort nicht erfolgte Adaption unschädlich ist, da Getriebekonfiguration und Betriebsstrategie ein Anfahren dieser Betriebsbereiche verhindern.

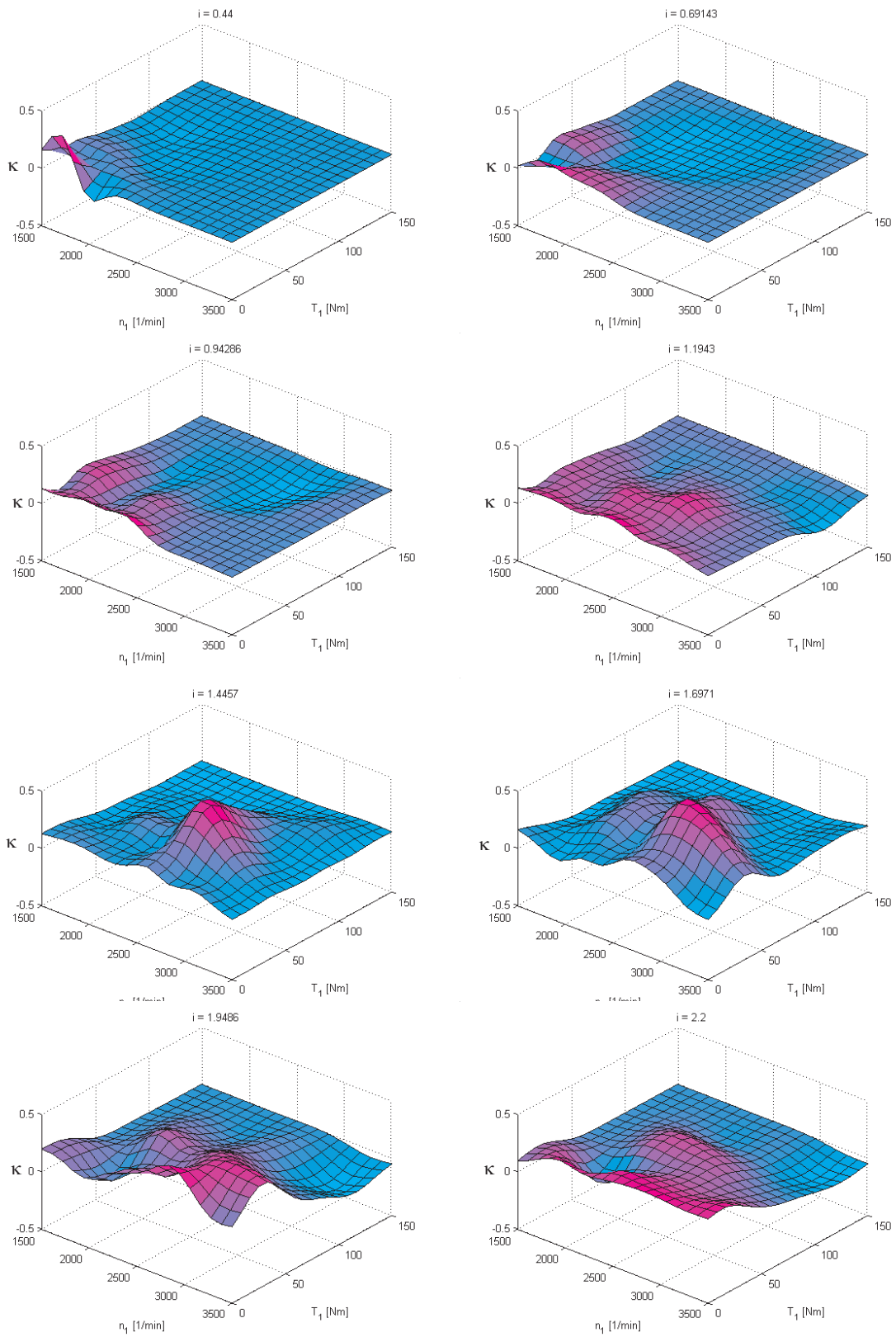


Bild 6.16: Identifikationsergebnis Verstellbereich V2

### Stabilitätsbetrachtung

Zum Nachweis der Stabilität der gewählten Identifikationsstruktur sowie zur optimalen Einstellung der Lernschrittweite  $\eta$  des GRNN wurde ein Fehlermaß  $Q$  definiert.

$$Q(T) = \frac{1}{T} \int_0^T \overbrace{\left| x_{VSS, norm}(t) - \frac{di}{dt}(t) - \hat{\kappa}(t) \right|}^{=\kappa(t)} dt \quad (6.36)$$

Im Gegensatz zur häufig verwendeten quadratischen Gleichrichtung wurde die Betragsbildung unter anderem aus numerischen Gründen gewählt. Der Fehlerwert nimmt in der Regel Werte  $< 1$  an. Ein quadratisches Fehlermass würde nochmals kleinere Dimensionen erreichen und wäre deshalb ungünstiger in der Handhabung.

Zunächst soll der Ausgangszustand der mit  $Q$  bewerteten Nichtlinearität über einem FTP72-Fahrzyklus in Abbildung 6.17 dargestellt werden.

Durch die verstellbereichsindividuelle Implementierung von 2 GRNN's mit exklusiver Berechnung ergeben sich zwei separate Betrachtungen.

Im Bereich V1 strebt der Fehlerwert ohne Adaption ( $\hat{\kappa}(t) = 0$ ) gegen 0,28. Wird die Adaption zugelassen, darf diese nur bei physikalisch sinnvollen Randbedingungen erfolgen. Dies bedeutet, dass eine Mindesteingangsdrehzahl vorliegen muss und die Übersetzung nicht gleich einer der beiden Endlagen ist. Zusammen mit der Bedingung, dass nur während des Verstellbereichs V1 adaptiert wird, ergeben sich nur kurze Abschnitte mit Gradienten im Signalverlauf. Die dazwischen sichtbaren geraden Abschnitte darf die Adaption unter Zugrundelegung des unten abgebildeten Fahrzyklus nicht stattfinden.

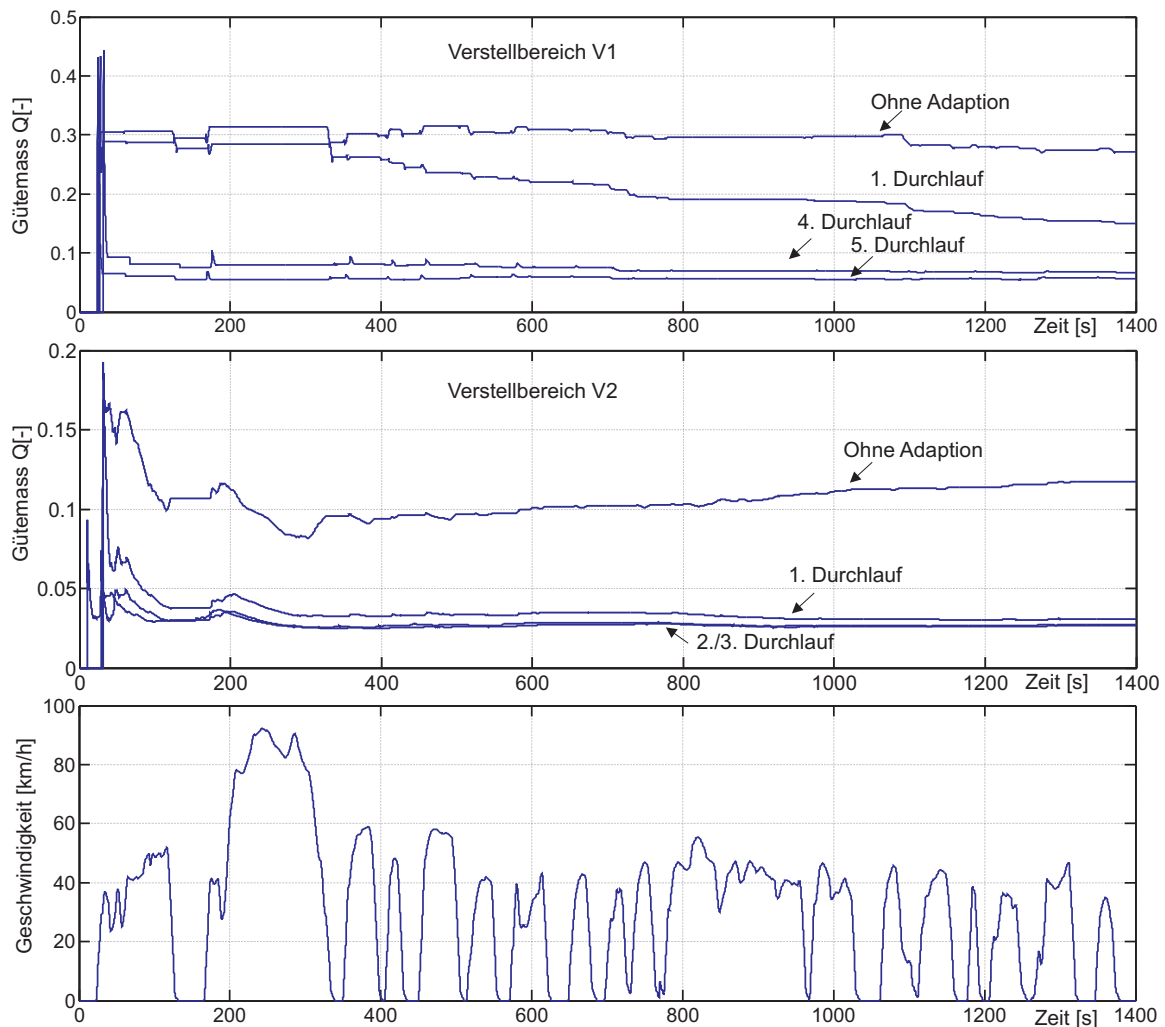
Durch die relativ kurzen Zeitanteile mit aktiver Adaption strebt der verbleibende Fehler erst nach mehr als fünf Durchläufen gegen einen Wert von 0,05.

Da das Getriebe über den betrachteten Zyklus deutlich größere Zeitanteile im Verstellbereich V2 betrieben wird, erfolgt die Identifikation dort deutlich schneller. Bereits zwischen dem zweiten und dritten Durchlauf sind kaum noch Differenzen zu erkennen.

Die absoluten Werte von  $Q$  verdeutlichen nochmals die Relevanz der zu identifizierenden Nichtlinearität. Im zeitlichen Mittel kommt es bezogen auf den normierten Stellbereich  $x_{VSS, norm} \in [-1 \dots 1]$  zu Abweichungen von 28% (V1) und 12% (V2).

Da die Identifikationsstruktur die physikalische Nichtlinearität nur näherungsweise abbildet, verschwindet das Güte- bzw. Fehlermaß  $Q$  auch nach langen Trainingsphasen nicht. Die verbleibenden Residuen können als Maß der Übereinstimmung der Identifikationsstruktur mit der realen Strecke betrachtet werden.

Die hohen Signalgradienten von  $Q$  bei Beginn des Zyklus sind auf die numerische Problematik zunächst sehr kleiner Werte für  $T \rightarrow 0$  im Nenner von Gl. 6.36 zurückzuführen.



**Bild 6.17:** Gütemass  $Q$  über FTP72-Fahrzyklus

Die globale Stabilität der Identifikation lässt sich durch den konvergenten Verlauf von  $Q$  nachweisen.

### 6.2.5 Identifikationsergebnisse im transienten Betrieb

Abbildung 6.18 illustriert das Identifikationsergebnis im Verstellbereich V2 über einen Ausschnitt (820s - 960s) aus dem in Abbildung 6.17 dargestellten Fahrzyklus FTP-72. Das Getriebe wird in dieser Zeitspanne ausschließlich im Bereich V2 betrieben, es finden keine Bereichsumschaltungen statt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit bewegt sich im Bereich zwischen 35 km/h und 55 km/h. (Unterster Graph)

Der instationäre Betrieb des Getriebes während dieser Zeitspanne wird anhand der dynamischen Zeitverläufe der Basisgrößen des Betriebspunktes ( $T_1, \dot{\varphi}_1, i$ , Graphen 2-4) verdeutlicht. Es sind mehrere Nulldurchgänge des Antriebsmoments zu verzeichnen.

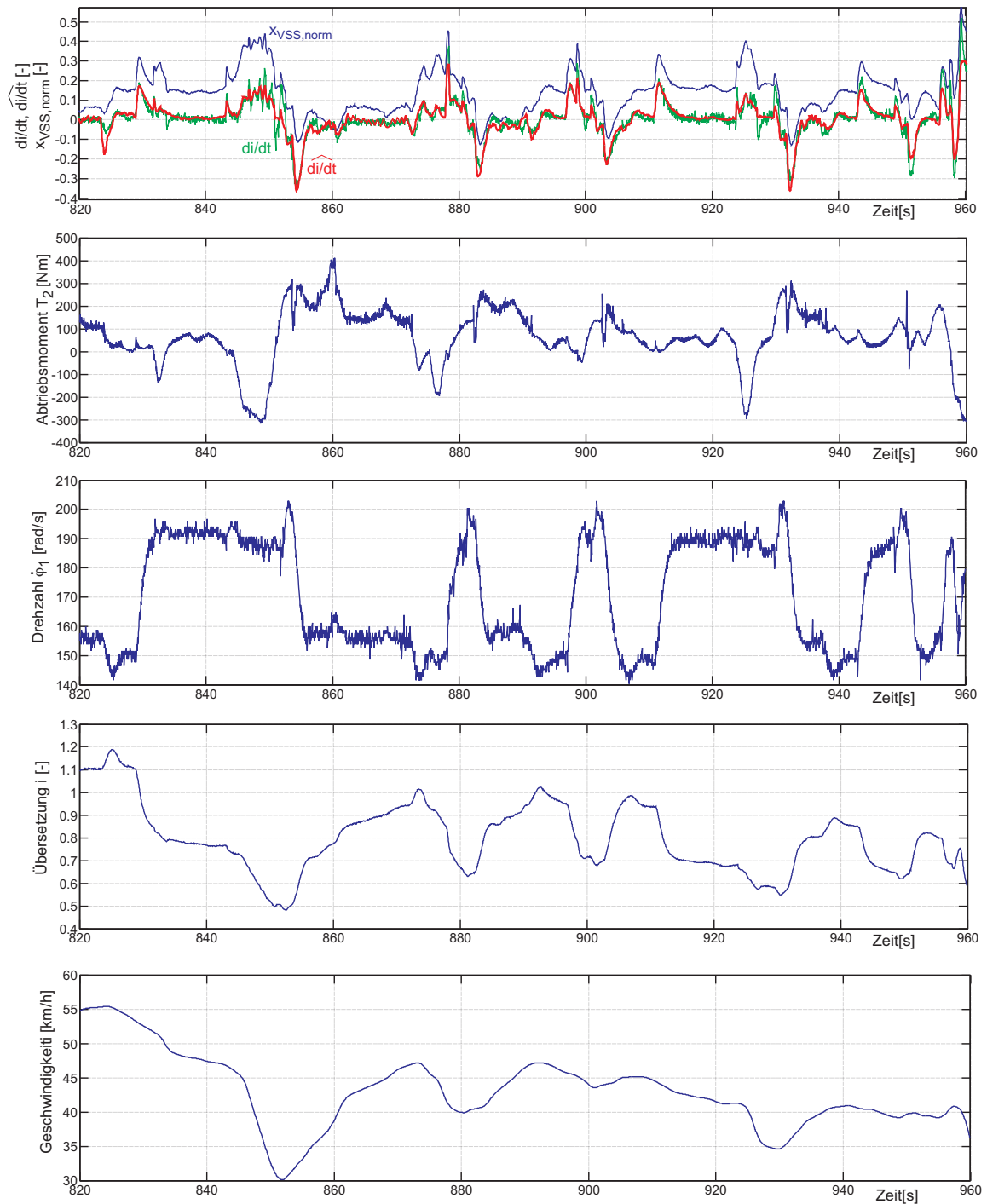
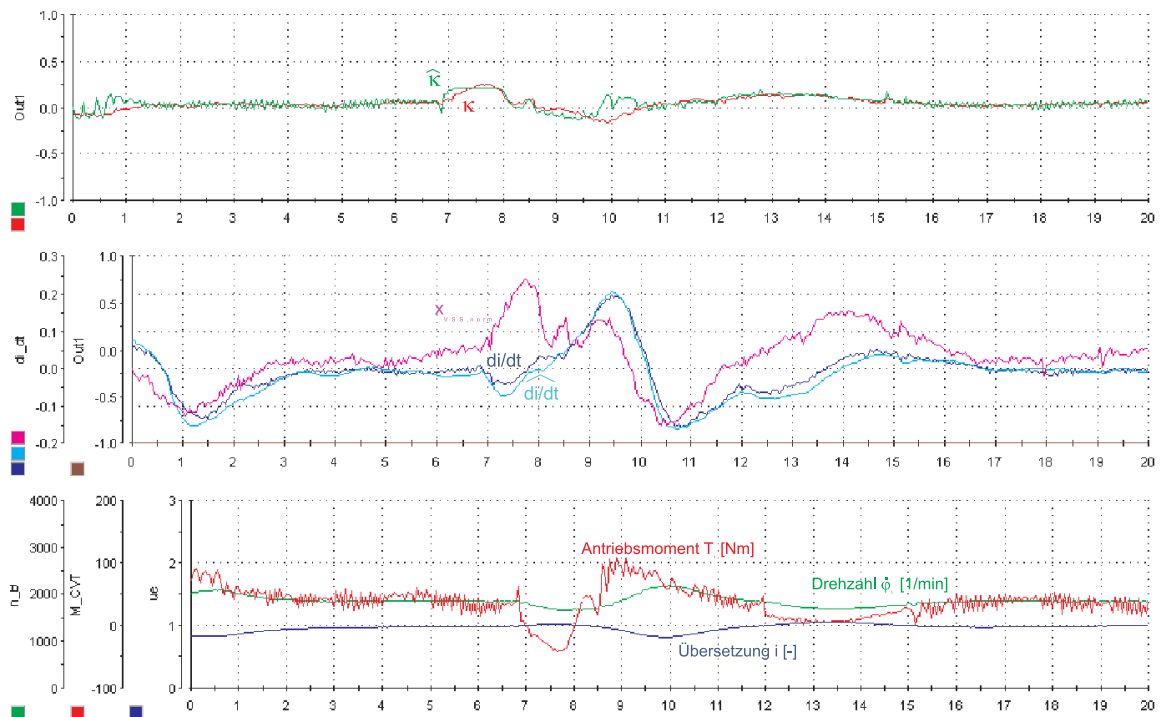


Bild 6.18: Identifikationsergebnis

Die Zeitverläufe der vorhergesagten Verstellrate  $\widehat{di/dt}$  sowie der gemessenen Verstellrate zeigen über weite Bereiche eine sehr gute Übereinstimmung. Die erfolgte Identifikation an verschiedenen Betriebspunkten wird durch den sichtbar varianten Offset  $\kappa$  zwischen Verstellrate und Steuerschieberposition deutlich.



**Bild 6.19:** Identifikationsergebnis

Abbildung 6.19 zeigt neben der Identifikation der Verstellrate exemplarisch die Symmetrie des Variators. Während über den größten Zeitbereich eine gleichsinnige Wirkungsrichtung von Steuerschieberposition und Verstellrate zu beobachten ist, zeigt sich während der 8. Sekunde eine gegensinnige Wirkungsrichtung. Dies ist auf das im betreffenden Zeitintervall negative Drehmoment zurückzuführen.

Mit dem Nulldurchgang des Drehmoments werden gleichzeitig Antriebs- und Abtriebswelle vertauscht. Regelsinn und der Offset  $\zeta$  ändern sich damit ebenfalls. Diese Symmetrie kann ausgenutzt werden, den in Abbildung 6.15 dargestellten Eingangsraum nochmals zu verkleinern. Dabei werden die Bereiche negativen Drehmoments durch gleichzeitige drehmomentvorzeichenselektive externe Vertauschung von Antriebs- und Abtriebsdrehzahl an der Abszisse des Drehmoments gespiegelt. Abbildung 6.16 zeigt deshalb ausschließlich einen positiven Achsenabschnitt des Drehmoments.

Im Allgemeinen werden für die vorliegende Anwendung somit brauchbare Identifikationsergebnisse erzielt. Die Prädiktion der Verstellrate aus gemessener Steuerschieberposition in Verbindung mit dem identifizierten Offset erfolgt stationär sehr genau. Lediglich im Instationärbetrieb zeigen sich insbesondere bei schnellen Verstellungen Abweichungen zum Istwert. Diese Ungenauigkeiten sind durch die vereinfachte Adaptionstruktur nach Abbildung 6.14 zu erklären. Gegenüber der Struktur in Abbildung 6.12 wird der Einfluss von  $\mathcal{N}_{\dot{\varphi}_1}$  durch die Identifikationsstruktur nicht berücksichtigt.



## 6.2.6 Realisierung der Regelungsstruktur

Wie bereits in Abschnitt 5.1 beschrieben, wurde für das Radmoment eine open-loop-Struktur gewählt, wogegen die Drehzahl der Getriebeeingangswelle und damit auch die der Motoren über die Übersetzungsverstellung geregelt wird

### 6.2.6.1 Regelung Getriebeeingangsdrehzahl

Die Regelung der Getriebeeingangsdrehzahl hat zum einen konstante Sollwertvorgaben bei Vorhandensein von Störgrößeneinflüssen mit einer hinreichenden stationären Genauigkeit einzuhalten. Zum anderen sollen Sollwertveränderungen möglichst präzise umgesetzt werden.

Die Anforderungen an die stationäre Genauigkeit resultieren aus den Kennfeldeigenschaften des Verbrennungsmotors. Die im Hinblick auf die abgeforderte Leistung verbrauchsoptimale Drehzahl ist einzuhalten. Da der Verbrennungsmotor dadurch weitestgehend auf der verbrauchsoptimalen Linie betrieben wird und in dem umgebenden Kennfeldbereich nur kleine Gradienten des spezifischen Verbrauchs anzutreffen sind, erscheint eine stationäre Genauigkeit von  $\pm 2,5\text{rad/s}$  als hinreichend.

Weil sich die Streckenparameter über den möglichen Drehzahl- und Fahrgeschwindigkeitsbereich wesentlich verändern, sind lineare Reglerstrukturen nicht sinnvoll einzusetzen. Nach Versuchen mit Gain-Scheduling-Strukturen wurde auf eine vorsteuerbasierte Regelung gesetzt. Eine geeignete Vorsteuerung sorgt für eine teilweise Linearisierung der Strecke und erlaubt es unabhängig davon, Bandbreite und Verstärkung des linearen Reglers zurückzunehmen und dadurch Stabilitätsreserven zu schaffen.

In einem ersten Ansatz wurde die Getriebeausgangsdrehzahl als eingepreßt betrachtet. Durch Variation der Getriebeübersetzung lässt sich die Getriebeeingangsdrehzahl direkt beeinflussen. Der Motor bekommt dadurch seine Drehzahl unabhängig vom abgegebenen Drehmoment gewissermaßen aufgedrückt. Diese Herangehensweise hat für kleine Übersetzungen eine gewisse Berechtigung, da das auf die Getriebeeingangswelle bezogene Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs um mindestens eine Größenordnung über der des Motors liegt. Bei großen Übersetzungen, wie sie insbesondere beim  $i^2$ -Getriebe möglich sind, ist diese Voraussetzung nicht mehr gegeben. Es muss folglich die gesamte Dynamik des Antriebsstranges berücksichtigt werden. Das Vorsteuergesetz leitet sich wie folgt ab:

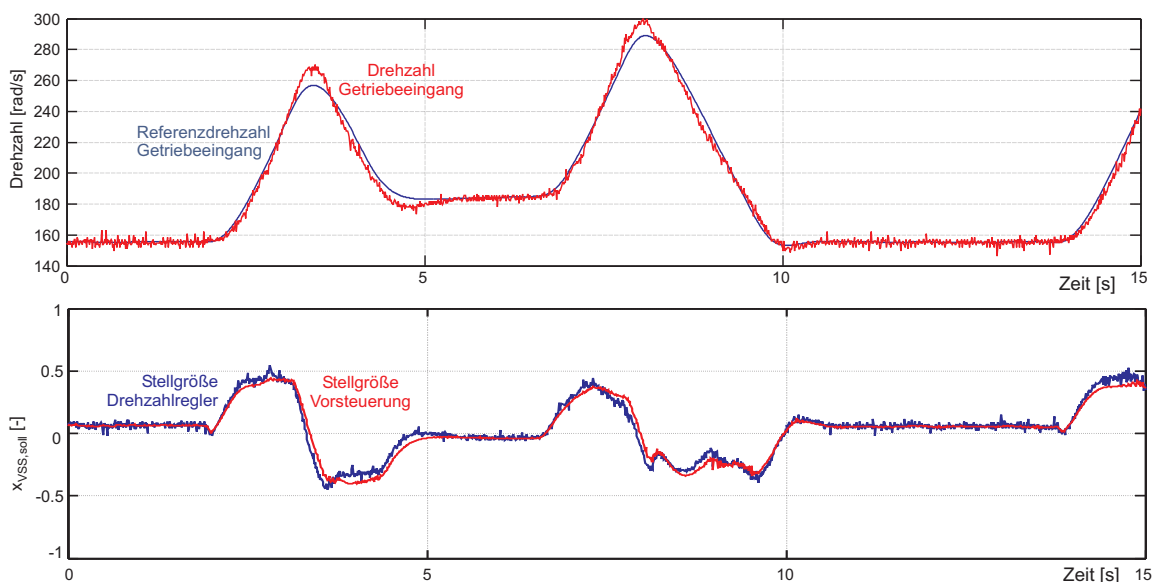
$$\frac{di}{dt_{soll}} = \frac{\ddot{\varphi}_{1,soll} - i \cdot \ddot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_2} \quad (6.37)$$

Es wurde somit die zeitliche Ableitung der Getriebeausgangsdrehzahl  $\ddot{\varphi}_2$  durch numerische Bildung des Differenzenquotienten der gemessenen Raddrehzahl direkt berücksichtigt. Eine Bestimmung dieses Wertes über das Sollradmoment, das bezogene Massen-

trägheitsmoment des Fahrzeugs und der Fahrwiderstände wurde wegen Unsicherheiten aller genannten Eingangsgrößen verworfen.

Der Aktuator-Sollwert für den Vierkantensteuerschieber wird gebildet, indem zunächst von der gewünschten Verstellrate des Gesamtgetriebes verstellbereichabhängig auf die Variatorverstellrate umgerechnet wird und der identifizierte Fehlerwert addiert wird.

$$x_{VSS,soll} = \frac{di}{dt_{soll}} \cdot i_A^{-1} + \hat{k} \quad (6.38)$$



**Bild 6.20:** Regelverhalten Drehzahlregelung

Abbildung 6.20 zeigt mit den Graphen 2 und 3 die Zeitverläufe von Soll- und Istdrehzahl sowie die entsprechenden Stellgrößen der Vorsteuerung und des überlagerten linearen PI-Reglers. Bis auf kurzzeitige Abweichungen bei Umkehr des Drehzahlgradienten zeigt sich ein sehr gutes Folgeverhalten des Systems bei gleichzeitig hoher stationärer Genauigkeit. Graph 3 zeigt, dass der Stellwert der Vorsteuerung beinahe vollständig den Stellwert des überlagerten Reglers abbildet. Die implementierte Vorsteuerung kann daher für den dargestellten Betriebsfall als geeignet angesehen werden.

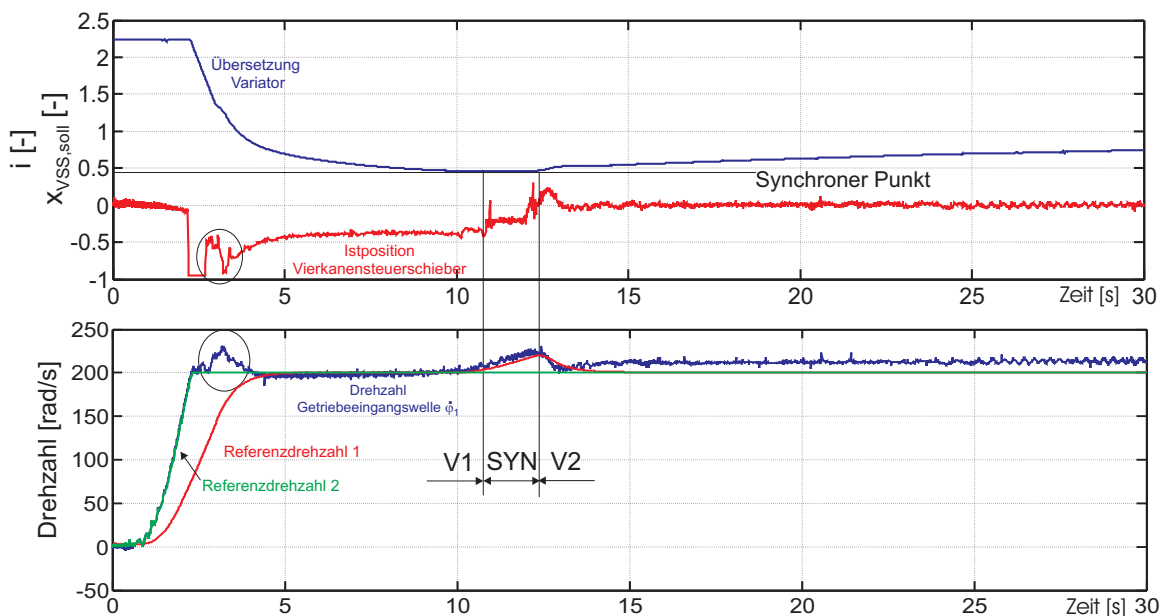
### Sonderfall Anfahren

Während des Anfahrens wird die Getriebeeingangswelle zügig beschleunigt. Die Soll-drehzahl von 200 rad/s wird typischerweise nach weniger als 2 Sekunden erreicht. Es gilt im Anschluss auf konstante Eingangsdrehzahl zu regeln. Dies erfordert zunächst sehr hohe Übersetzungsgradienten und damit auch die Vollaussteuerung des Vierkantensteuerschiebers.

Mit linearen Reglern gestaltet sich diese Strukturumschaltung als sehr problematisch. Die gewählte Struktur auf Basis der Vorsteuerung liefert das in Abbildung 6.21 dargestellte Ergebnis.

Es kommen dabei zwei kaskadierte Soll Drehzahlen zur Anwendung. Ein erster Wert wird für kleine Drehzahlen gleich dem Istwert gesetzt. Sobald Gleichheit mit einem weiteren tiefpassfilterten Sollwert erreicht ist, wird zwischen beiden Sollwerten umgeschaltet.

Es kommt kurz nach dem „Einschwenken“ auf die Solldrehzahl zu einer erratischen transienten Abweichung (Markierung). Die Gründe hierfür konnten jedoch nicht mehr analysiert und abgestellt werden.



**Bild 6.21:** Übersetzung, Steuerschieberposition und Getriebeeingangsdrehzahl während Anfahrvorgang elektrisch

Im weiteren Verlauf ist ab etwa Sekunde 11 der Umschaltvorgang über den Synchronen Punkt in den Verstellbereich V2 zu sehen.

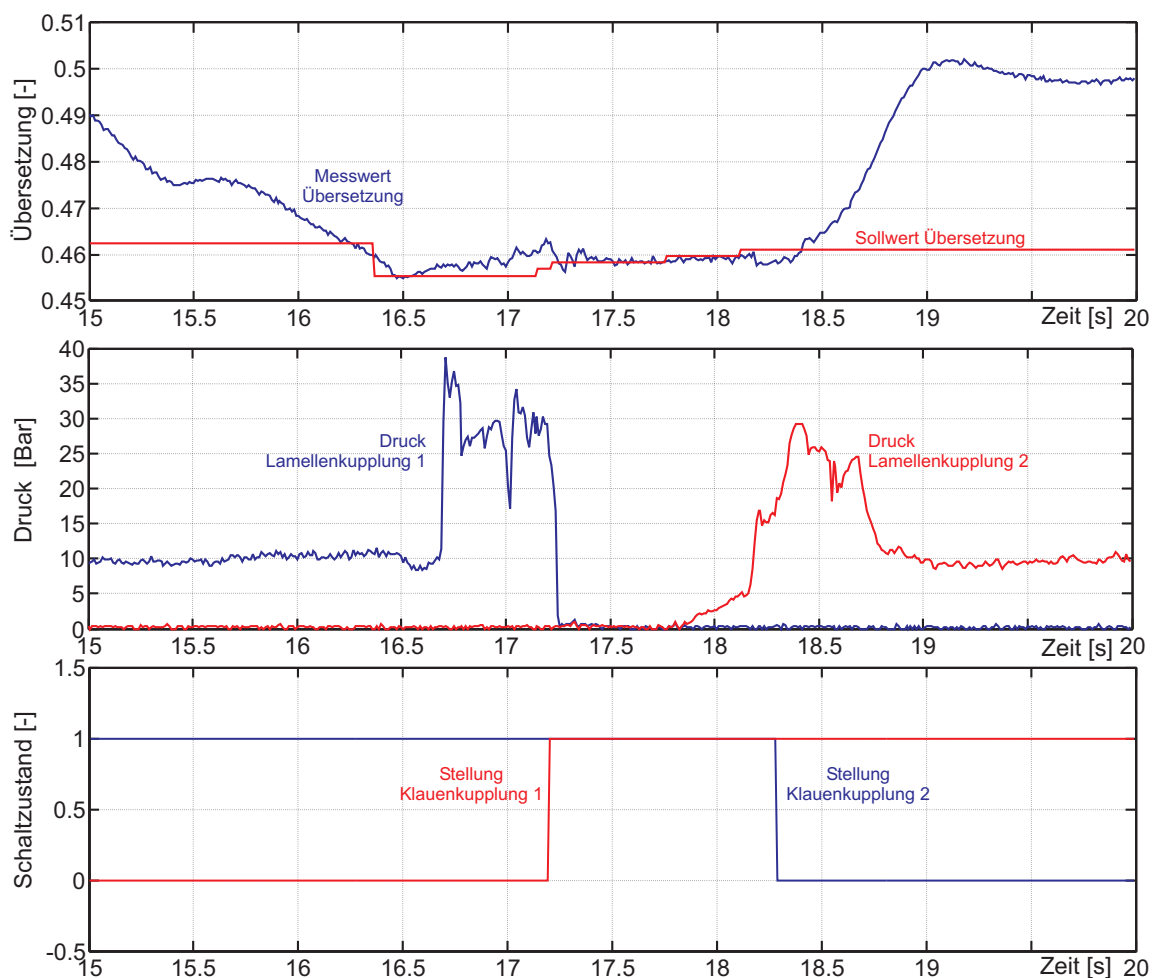
Nachdem das Getriebe im Synchronen Punkt und während der flankierenden Umschaltvorgänge nicht verstellt werden kann, entwickelt sich die Getriebeeingangsdrehzahl proportional zur Fahrgeschwindigkeit. Nachdem der Verstellbereich V2 erreicht wurde und die Getriebeübersetzung wieder verstellbar ist, wird erneut auf die Solldrehzahl geregelt.

Die Variatorübersetzung wird nach Durchlaufen des Synchronen Punktes wieder zu höheren Werten hin verstellt. Die dargestellte Beschleunigung erfolgte elektromotorisch bei maximaler Elektromotorleistung bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 52 km/h.

### Sonderfall Übersetzungsregelung im Synchronen Punkt

Auf die Verstellbereichumschaltung wurde bereits in Abschnitt 2.6.1 eingegangen. Die Regelung des Variators in diesem Betriebspunkt bedarf besonderen Augenmerks, da die Übersetzung unabhängig von den Randbedingungen und damit den Störgrößen sehr genau einzustellen und zu halten ist.

Es ist folglich zunächst von der Drehzahlregelung auf eine Übersetzungsregelung umzuschalten. Diese Umschaltung geschieht gleitend, indem über ein definiertes Übersetzungsintervall die Sollwerte von Drehzahl- und Übersetzungsregler linear ein- bzw. ausgeblendet werden.



**Bild 6.22:** Verstellbereichumschaltung

Wie Abbildung 6.22 illustriert, ist die Getriebeübersetzung während des Umschaltvorganges in einem sehr engen Fenster von etwa 0,005 entsprechend 0,2% des Stellbereiches zu regeln.

In einer ersten Ausführung wurde die Variatoranpresshydraulik mit dem hydraulischen System zur Ansteuerung der Kupplungen gekoppelt. Der zugrundeliegende Gedanke war,

die Anpressdrücke und damit die Leckölverluste der Lamellenkupplungen durch Orientierung am Druckniveau der Drehmomentfühler zu minimieren. Um die Klauenkupplungen sicher und schnell schalten zu können wurde der gesamte Systemdruck durch Ansteuerung des Drosselventils  $p_0$  (siehe auch Abbildung 5.9) angehoben. Dadurch wird eine Veränderung des Kräftegleichgewichts im Variator und damit eine Veränderung der Übersetzung induziert. Die Streckeneigenschaften verändern sich ebenfalls, so daß zunächst keine befriedigende Übersetzungsregelung im Vorlauf der Bereichsumschaltung zu erzielen war. Eine in der Folge vorgenommene hydraulische Entkopplung von Wandler und Schaltelementen erlaubte das in Abbildung 6.22 dargestellte Regelverhalten.

Der zweite Graph zeigt die Drücke an den Lamellenkupplungen. Der eigentliche Umschaltvorgang wird mit der Systemdruckerhöhung von anfänglich 10 Bar auf etwa 30 Bar eingeleitet. Sobald sich der Übersetzungsmesswert in einem definierten Zielkorridor befindet, wird die Klauenkupplung 2 angelegt. Wird die Differenzdrehzahl zu null und liegt keine Zahn-auf-Zahn-Stellung vor, rückt die Kupplung ein. Um nun keine Verspannungen im Variator entstehen zu lassen, wird die Lamellenkupplung 1 drucklos geschaltet, sobald das Einrücken der Klauenkupplung sensiert wurde.

Nach Ablauf einer kurzen Wartezeit wird an der Lamellenkupplung über das Druckniveau rampenförmig angehoben und kurz vor Erreichen des zu übertragenden Drehmoments entsprechenden Druckniveaus der Ausrückvorgang der Klauenkupplung 1 eingeleitet. Sobald die Kupplung öffnet, ist der Umschaltvorgang abgeschlossen und die Getriebeübersetzung verstellbar. Abschließend wird der Systemdruck parallel auf das Ausgangsniveau zurückgeführt.

### 6.2.6.2 Radmomentsteuerung mittels Störgrößenaufschaltung

Wie in Abschnitt 5.1 bereits erwähnt, soll für die Einstellung des Radmoments  $T_2$  eine Open-Loop-Struktur zu Einsatz kommen. Dies entspricht zum einen dem Stand der Technik und vermeidet zum anderen eine aufwendige und in Serienproduktionen nicht anzutreffende Sensorik.

Der Verzicht auf eine Rückführung wiegt nicht schwer, da das Radmoment für den Fahrer nicht die wesentliche Bezugsgröße darstellt. Je nach Fahrsituation sind Beschleunigung, Geschwindigkeit und Abstand verschieden gewichtete Regelgrößen. Das Radmoment geht in diese Größen direkt, einfach oder zweifach integrierend ein.

Der Fahrer agiert bezüglich dieser Regelgrößen als Regler und kann somit auch eventuelle Abweichungen des unterlagerten Radmoments ausregeln. Die an die Steuerung des Radmoments zu stellenden Anforderungen sind deshalb moderat und beziehen sich zunächst auf eine möglichst exakte stationäre und dynamische Einstellung des Radmoments und die Unterdrückung von Schwingungsanregungen insbesondere bei instationären Vorgängen wie Strukturumschaltungen und Lastwechseln.

Insbesondere die stationäre Genauigkeit hängt vom Übertragungsverhalten der Stellglieder von Elektromaschine und Verbrennungsmotor ab. Diese determinieren das Getriebeeingangsmoment. Durch Berücksichtigung des betriebspunktabhängigen Getriebewir-

kungsgrades kann das Radmoment stationär mit akzeptablen Abweichungen eingestellt werden.

Bei Drehzahländerungen der primären Massenträgheitsmomente treten jedoch bedingt durch die Verkopplung der Streckenstruktur (Abbildung 5.1) transiente Momentenanteile hinzu, welche nach Möglichkeit durch eine geeignete Störgrößenaufschaltung ausgelöscht werden sollen.

Dafür genügt der zweite Term in Gleichung 6.39 (Gl. 5.4):

$$T_{mot,soll} = \frac{T_{2,soll}}{i \cdot \eta} + \frac{1}{i} \left( \frac{di}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot \Theta_1 \right) \quad (6.39)$$

Die Übersetzung  $i$  und die Getriebeeingangsdrehzahl  $\dot{\varphi}_1$  sind per Messung und das primäre Massenträgheitsmoment  $\Theta_1$  abhängig von der Systemstruktur a priori bekannt. Die Getriebeverstellrate kann aus gemessener Steuerschieberposition  $x_{VSS}$  und identifiziertem Offset  $\hat{\kappa}$  betriebspunktabhängig bestimmt werden.

Abbildung 6.23 zeigt die gesamthaft implementierte Struktur mit der Regelung der Getriebeeingangsdrehzahl und der Steuerung des Radmoments in Verbindung mit den verkoppelten Regelstrecken und der zu identifizierenden Nichtlinearität des Getriebes. Die Identifikationsstruktur ist nicht dargestellt. Das neuronale Netz wird in der Darstellung somit als trainiert angenommen und zur Kompensation der Nichtlinearität des Getriebes eingesetzt.

Die identifizierte Nichtlinearität kommt an zwei Stellen zur Verwendung:

Zum einen wird aus dem Sollwert der Getriebeverstellung die erforderliche Stellung des Vierkantensteuerschiebers durch Berücksichtigung von  $\kappa$  gebildet. Zum anderen kann aus der gemessenen bzw. von der Drehzahlregelung vorgegebenen Stellung des Vierkantensteuerschiebers auf das tatsächliche  $di/dt$  geschlossen werden. Damit wird die Steuerung des Radmoments in die Lage versetzt, Verstellmomente zu kompensieren.

Abbildung 6.24 zeigt nochmals die instationäre Fahrsituation aus Abbildung 6.20. Der Antriebsstrang befindet sich mit angekuppeltem Verbrennungsmotor im Verstellbereich V2. Zwei aufeinanderfolgende Auslenkungen des Fahrpedals führen laut Betriebsstrategie zu einer der angeforderten Leistung entsprechenden Zieldrehzahl. Die Zieldrehzahl wird rampenförmig angefahren.

Durch das Beschleunigen der primären Massenträgheitsmomente fehlt ohne Kompensation eine Momentenzeitfläche (rot gekennzeichnet). Nachdem das Fahrpedal in Ausgangsstellung gebracht wurde und die Motordrehzahl zurückgeregelt wird, steigt das Radmoment dagegen an (grün gekennzeichnete Fläche). Durch die auf Basis der identifizierten Verstellrate erfolgte Kompensation der Verstellmomente liefert den rot markierten Signalverlauf im Gegensatz zum grün markierten Signalverlauf ohne Kompensation.

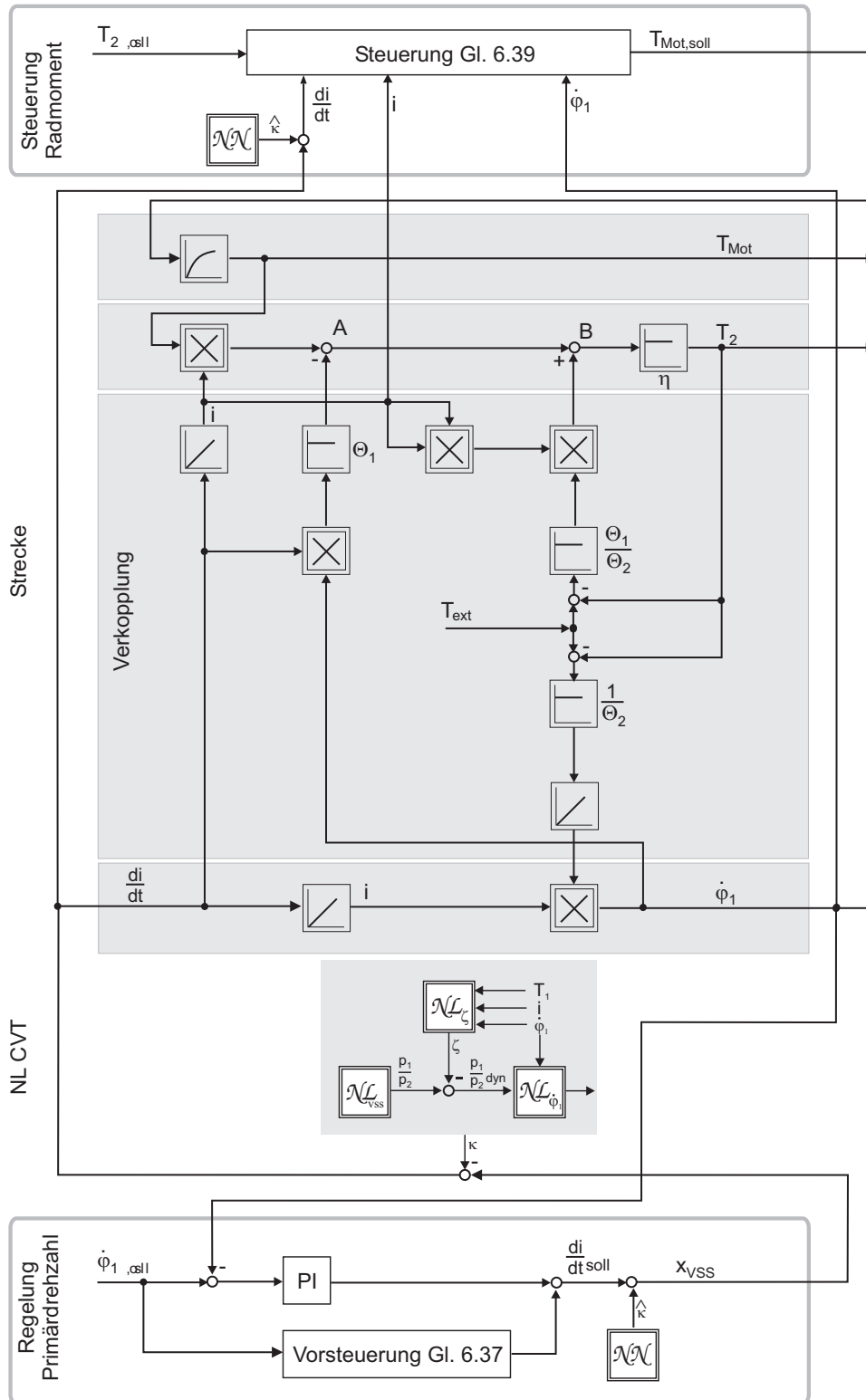
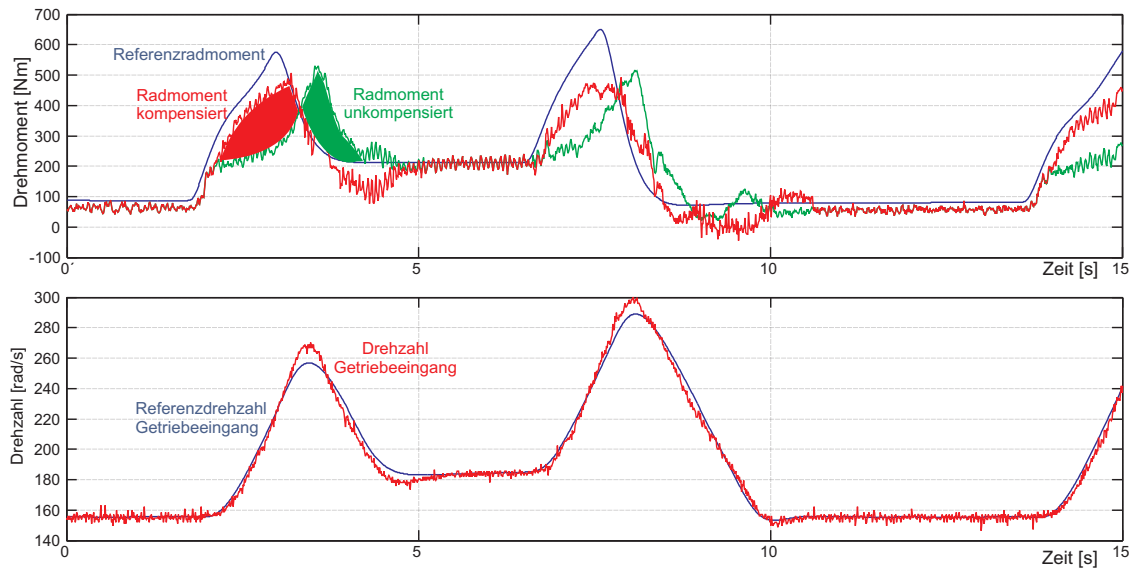


Bild 6.23: Struktur von Vorsteuerung und Kompensation



**Bild 6.24:** Kompensation Verstellmomente

Der Sollwert des Radmoments wird während der Beschleunigungsphase annähernd erreicht. Das verbleibende Delta ist auf das Erreichen der Stellgrößenbegrenzung der elektrischen Maschine zurückzuführen. Der für den Fahrer unangenehme verzögerte Momentenaufbau wird somit effektiv vermieden.

In der folgenden Phase mit fallendem Drehzahlgradienten kann der Momentenüberschuss resultierend aus dem Abbau der kinetischen Energie des primären Massenträgheitsmoments vollständig vermieden werden. Das andernfalls für den Fahrer als sehr störend empfundene „Anziehen“ des Fahrzeuges nach Verringerung der Fahrpedalposition tritt nicht auf. Die Reaktivität des Fahrzeugs bleibt damit vollständig gewahrt. Der Zeitverlauf des Radmoments zeigt darüberhinaus, dass es weder zu hohen Momentengradienten, welche als störender Ruck wahrgenommen werden, noch zu aufklingenden Torsionsschwingungen des Antriebsstranges kommt.

In Erweiterung dieses Konzeptes erscheint es sinnvoll, die Vorgabe des Drehzahlgradienten der Getriebeeingangswelle an der zum Betrachtungszeitpunkt verfügbaren Stellgliedreserve der Motoren zu orientieren. Somit wäre eine vollständige Kompensation der Verstellmomente gewährleistet.



## 7 Implementierung des Regelsystems

### 7.1 Verteiltes Steuergerätesystem

Das Steuer- und Regelsystem wurde in einer dezentralen, jedoch hierarchischen Struktur aufgebaut. Den Komponenten des Antriebesstranges wurden zur lokalen Ansteuerung der Aktuatorik und Messdatenerfassung jeweils eigene Steuergeräte auf Infineon C167-Basis zugeordnet. Die Steuergeräte verfügen über eigene Schutzlogiken und haben teilweise eigene unterlagerte Regelkreise für die Komponenten implementiert. So wird zum Beispiel die Positionsregelung des Vierkantensteuerschiebers von einem Steuergerät autark vorgenommen [118]. Der Umschaltvorgang des  $i^2$ -Getriebes wird von einem weiteren Steuergerät selbständig gemanagt [45]. Im Steuergerät des Elektromotors ist die Regelung der Drehfeldmaschine implementiert.

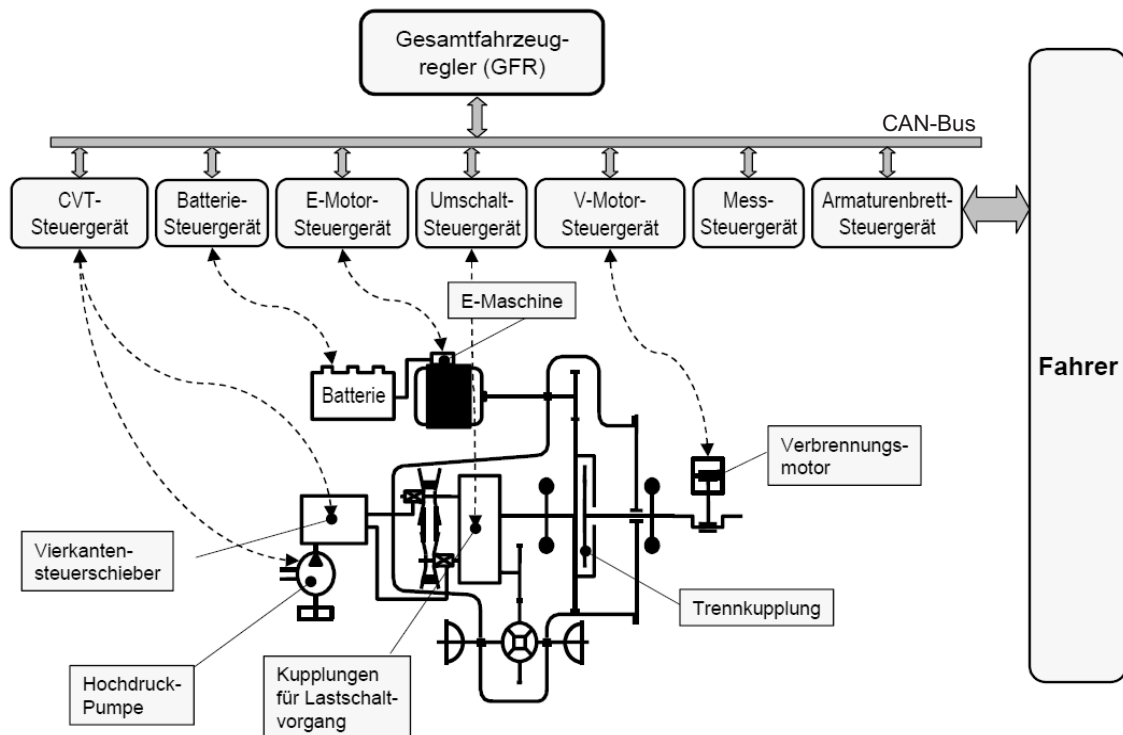
Der Gesamtfahrzeugregler verfügt über keine eigene Sensorik oder Aktuatorik. Sämtliche I/O erfolgt über die Steuergeräte als abgesetzte Satelliten. Diese Struktur stellt deshalb besondere Anforderungen an die Kommunikation über den verwendeten CAN-Bus.

Die verteilte Struktur hat den Vorteil, dass die einzelnen Antriebsstrangkomponenten zunächst unabhängig voneinander implementiert, untersucht und optimiert werden konnten. In einem weiteren Schritt wurde das Gesamtsystem an einem Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen.

#### 7.1.1 CAN-Bus

Für die Datenübertragung CAN-Bus wurde gegenüber der insbesondere in den 1990'er Jahren üblichen eventbasierten Datenübertragung ein Layer-6-Protokoll entwickelt. Dadurch wird zum einen ein für die über den CAN-Bus geschlossenen Regelkreise unerlässliches deterministisches Antwortverhalten des CAN-Bus erreicht und zum anderen eine sicherheitsgerichtete Watchdogfunktion implementiert.

Es wurden dafür mit dem Reglerumlauf synchrone Buszyklen implementiert. Jeder Buszyklus wird vom Gesamtfahrzeugregler mit einem Telegramm hoher Priorität initiiert. Der Empfang dieses Telegramms erzeugt in den Steuergeräten einen Interrupt, welcher das synchrone Einlesen der Messwerte und die anschließende sequentielle Sendung der Antworttelegramme auslöst.



**Bild 7.1:** Steuergerätesystem mit CAN-Bus

Die Telegrammidentifizier wurden gezielt ausgewählt, um einen definierten Ablauf der Datenübertragung sicherzustellen und damit die geringstmögliche Latenzzeit bezüglich des Antwortverhaltens zu erzielen. Die auf das initiale Sollwerttelegramm synchronisierte Messwerterfassung gewährleistet einen minimalen Jitter der Abtastung.

Jeder Busteilnehmer überwacht die Sendeintervalle des jeweiligen Partners. Bleibt ein Telegramm über mehr als einen Buszyklus aus, wird das System gezielt heruntergefahren, bzw. eine Sicherheitsabschaltung vorgenommen.

Dieses Watchdogsystem auf Basis der CAN-Telegramme hat sich sowohl bezüglich Störungen der einzelnen Steuergeräte als auch bezüglich Fehler der physikalischen Ebene des Busses als sehr effektiv erwiesen.

## 7.2 Fahrzeugregler

Für die Fahrzeugregelung wurde eine Hardware der Firma dSpace eingesetzt. Vorteilhaft für den Einsatz waren der modulare Aufbau, die hohe verfügbare Rechenleistung, die unproblematisch zu realisierende Anbindung des CAN-Bus, die Einbindung in die MATLAB/Simulink-Entwicklungsumgebung und die umfangreiche Rapid-Controller-Prototyping-Funktionalität durch die ControlDesk-Suite.

Die Regelungssoftware wurde vollständig in Simulink erstellt, wobei auf eine am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der TU München vorhandene Implementierung des GRNN zurückgegriffen wurde [8].

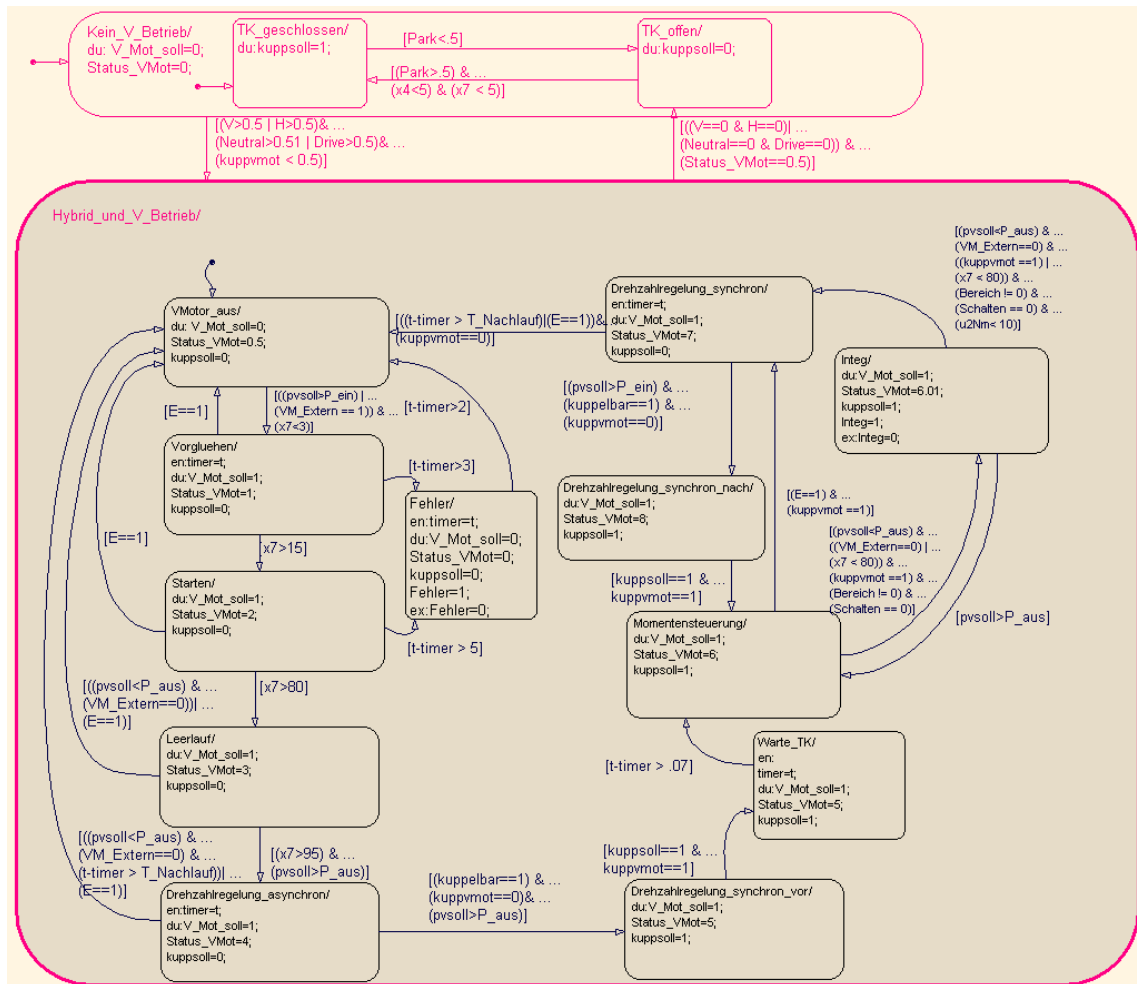


Bild 7.2: Ablaufsteuerung Verbrennungsmotor und Trennkupplung

Für ausgewählte Programmteile wurde auf das auf Simulink aufsetzende Stateflow als Zustandsautomat zurückgegriffen. Abbildung 7.2 zeigt exemplarisch die Ablaufsteuerung für den Verbrennungsmotors mit der Folge aus Vorglühen, Anlassen, Leerlauf, Drehzahlregelung, Synchrondrehzahl, Zukuppeln, Momentensteuerung, Synchrondrehzahlregelung nach Öffnen der Kupplung und Abstellen.

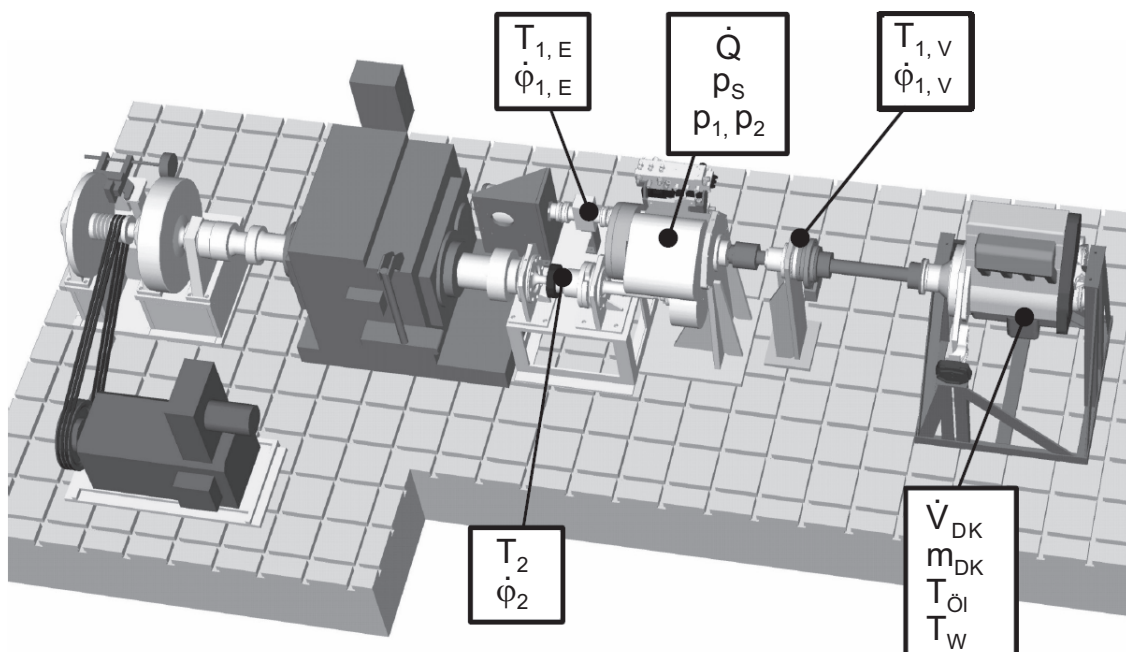
Den umfangreichsten in Stateflow implementierten Programmteil stellt das Überwachungs- und Diagnosesystem dar.

### 7.3 Prüfstands Aufbau Antriebsstrang

Für die Komponenten- und Systemerprobung stand sowohl ein gesamthafter Prüfstands-aufbau als auch ein Versuchsfahrzeug auf Basis Opel Astra 1.7 TD zur Verfügung. Beide Systeme wurden auch zur Weiterentwicklung und Applikation des Regelungs- und Steuerungs-systems genutzt.

Abbildung 7.3 zeigt den Versuchsaufbau mit ausgewählten Messstellen. Von rechts nach links sind am Antriebsstrang aufgebaut: Verbrennungsmotor mit Kupplungsadapter, Gelenkwelle, Messwelle, Sicherheitskupplung,  $i^2$ -Getriebe mit Hydraulikblock. Links dahinter unter dreiecksförmigen Montagewinkel: Elektromaschine (PM) mit Messwelle und Hochtrieb zum  $i^2$ -Getriebe. Davor: Getriebeausgangswelle mit Messwelle. Es folgt ein Anpassgetriebe. Über eine weitere Sicherheitskupplung wird eine zweigeteilte Schwungmasse angebunden. Der linke Teil fungiert als Brems-scheibe. Die Bremszangeneinheit mit pneumatischer Ansteuerung ist rückwärtig angebaut. Über einen Riementrieb ist eine stromrichter-gespeiste Gleichstrom-Nebenschlussmaschine mit 15 kW Nennleistung als Belastungsmaschine angebunden.

Durch das Anpassgetriebe kann das Massenträgheitsmoment der Schwungmasse deutlich reduziert werden. Die stationären Fahrwiderstände werden durch die Verluste im Anpassgetriebe und der Schwungmassenlagerung in Verbindung mit der auf einer statischen Lastkennlinie gesteuerten Belastungsmaschine nachgebildet.



**Bild 7.3:** Prüfstands Aufbau Antriebsstrang [28]

Der gesamte Versuchsaufbau wird von einer separaten SPS-Steuerung überwacht. Diese Steuerung leistet neben der Überwachung sicherheitsrelevanter Messwerte mit ent-

sprechender Sicherheitsabschaltung auch die Umschaltung zwischen den verschiedenen Inbetriebnahme- und Basisbetriebsmodi des Prüfaufbaus.

Der Prüfstand verfügt gegenüber dem Versuchsfahrzeug über umfangreiche zusätzliche Messtechnik sowohl zum detaillierten Studium der Komponenteneigenschaften und der energetischen Bilanzierung als auch zur sicherheitsgerichteten Überwachung.

Der Systemprüfstand wurde schrittweise in drei verschiedenen Konfigurationen in Betrieb genommen:

- Zunächst wurde der Verbrennungsmotor durch eine stromrichter gespeiste 80kW-Gleichstrom-Nebenschlussmaschine mit einem zum abtriebsseitigen Anpassgetriebe verwandten Hochtrieb ersetzt.  
Diese Konfiguration wurde gewählt, da zum Zeitpunkt der erstmaligen Inbetriebnahme noch keine Abgasabsaugung für den Verbrennungsmotor am Prüfstand zur Verfügung stand.
- Der Dieselmotor wurde mit seinem speziell entwickelten Steuergerät an einem interimistisch implementierten Parallelaufbau in Betrieb genommen und vermessen. Der Aufbau bestand aus Verbrennungsmotor, Gelenkwelle, Messflansch und einer stromrichter gespeisten 80kW-Gleichstrom-Nebenschlussmaschine als Lastmaschine.  
Die elektrische Maschine wurde unter Vorsteuerung des Verbrennungsmotorsollmoments drehzahl geregelt betrieben. Der Verbrennungsmotor wurde über den Regelhebelwinkel der Einspritzpumpe momentengesteuert.  
Der Prüfaufbau wurde dazu genutzt, die Kennfelder des abgegebenen Moments, des Ladedrucks, der Temperaturen der Ansaugluft und des Abgases ebenso wie die des spezifischen Verbrauchs zu vermessen. Die Vermessung erfolgte automatisiert durch programmgesteuertes Anfahren der vorher definierten Messpunkte.
- Abschließend wurden Elektromaschine und Hochtrieb durch den Verbrennungsmotor am Antriebsstrang ersetzt. Der Antriebsstrang befand sich somit in einer zum Versuchsfahrzeug vergleichbaren Konfiguration und konnte vollständig in Betrieb genommen und untersucht werden.

In dieser abschließenden Phase wurde ein Fahrerregler implementiert, der das automatisierte Nachfahren von genormten Prüfzyklen wie z.B. den US-FTP72-Zyklus erlaubt. Da in dieser Konfiguration eine labormäßige Reproduzierbarkeit von Versuchsergebnissen gegeben war, wurden intensive Parameterstudien zur Betriebsstrategie betrieben. Gleichzeitig wurde der Antriebsstrang energetisch bilanziert [28].

## 7.4 Versuchsfahrzeug

Der kompakte Antriebsstrang mit einer Asynchronmaschine wurde in den Motor- und Schwellerraum eingebaut. Die Komponentensteuergeräte wurden im Beifahrerfußraum untergebracht. Der Ni-MH-Akku sowie der Gesamtfahrzeugregler wurden im Kofferraum platziert.

Der Fahrzeugregler wurde in einer „Autobox“ der Fa. dSpace untergebracht. Diese besteht aus einem schwingungsentkoppelten Chassis mit passiver ISA-Backplane und Weitbereichs-DC-DC-Wandler zur Stromversorgung aus dem Bordnetz.

Die dort standardmäßig verwendete Slot-CPU auf Intel x86-Basis wurde durch ein leistungsfähiges Modell mit zusätzlicher 2,5"-Festplatte ersetzt. Diese Konfiguration erlaubte in Verbindung mit einem Flachbildschirm die Visualisierung relevanter Daten und die Veränderung von Parametern während der Fahrt. Parallel wurden ausgewählte Datensätze bei jedem Abtastschritt in ein Log-File auf der Festplatte protokolliert. Dies erlaubte die spätere Auswertung von Fehlerereignissen und besonderen Fahrsituationen.

Die am Systemprüfstand durch einen SPS-Steuerung wahrgenommene Systemüberwachung wurde erweitert und in ein Diagnosesystem integriert. Für das Diagnosesystem kam wiederum die Beschreibungssprache zur Zustandautomaten Stateflow zur Anwendung.

Das Versuchsfahrzeug wurde in einem ersten Schritt auf einem Rollenprüfstand in Betrieb genommen. Wesentliche Änderungen zum Systemprüfstand umfassen:

- Elektrohydraulisch angesteuerter Vierkantensteuerschieber
- Integration von Batterie und Batterie-Steuergerät
- Asynchronmaschine anstelle PSM

Die stufenweise Inbetriebnahme wurde wiederum unter Nutzung des bekannten Fahrerreglers bis hin zur automatischen Absolvierung von Prüfzyklen am Rollenprüfstand vollzogen.

Im Anschluss erfolgten umfangreiche Test- und Erprobungsfahrten im näheren und weiteren Umland. Diese wurden zur Aufdeckung und Abstellung von Schwachstellen sowie zur Parameteroptimierung herangezogen. Den Abschluss bildeten zahlreiche Vorführungen insbesondere vor Vertretern der Deutschen Forschungsgemeinschaft sowie der Kraftfahrzeugindustrie.

## 8 Zusammenfassung

Die Deutsche Forschungsgemeinschaft förderte im Rahmen der Sonderforschungsbereichs 365 an der Technischen Universität München die Entwicklung und Erprobung eines hybriden Antriebsstranges für Kraftfahrzeuge.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Regelung und Steuerung des Antriebsstranges. Dabei steht die Modellbildung und Identifikation des verwendeten stufenlos verstellbaren Getriebes bezüglich der Ansteuerung der Verstellrate im Vordergrund.

In zahlreichen Veröffentlichungen zu integrierten Regelungen für Antriebsstränge mit stufenlos verstellbaren Getrieben wird die Verstellrate als bekannt vorausgesetzt. Ziel ist jeweils die Kompensation der mit der Getriebeverstellung verbundenen Momente im Antriebsstrang. Es wird gezeigt, dass dieses a-priori-Wissen der vorliegenden Nichtlinearität zunächst nicht existiert und auch eine messtechnische Erfassung am gewählten Beispiel problematisch ist.

Ein Ansatz zur regelungstechnischen Modellierung führt zu unterbestimmten Gleichungssystemen, welche sich nicht für eine Echtzeitanwendung eignen.

In der Folge wird der Weg der Identifikation mittels neuronaler Netze beschritten. Das General Regression Neural Network (GRNN) wird vorgestellt und die gewählte Identifikationsstruktur beschrieben. Die Identifikationsergebnisse zeigen über weite Bereiche eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten.

Die Ergebnisse werden einerseits zur Linearisierung der Motordrehzahlregelung und andererseits im Sinne einer Störgrößenaufschaltung zur Kompensation des Verstellmoments während transienter Vorgänge eingesetzt. Es werden substantielle Verbesserungen des Folgeverhaltens erreicht.





# Bilderverzeichnis

2.1	Zugkrafthyperbel . . . . .	8
2.2	Fahrzyklus NEFZ . . . . .	9
2.3	Verbrauchskennfeld . . . . .	10
2.4	Antriebsstrangtopologien . . . . .	15
2.5	Halbtoroidgetriebe . . . . .	16
2.6	Kegelscheibengetriebe . . . . .	17
2.7	Zugkette mit und ohne Klammerlaschen . . . . .	18
2.8	Variator P.I.V. RHVF 147 . . . . .	18
2.9	Schubgliederband mit Variator . . . . .	19
2.10	Darstellung der Getriebestruktur des Autarken Hybrids . . . . .	25
2.11	Funktionsprinzip $i^2$ -Getriebe . . . . .	26
3.1	Darstellung von Shunt und Shuffle im Zuge eines Anregelvorganges ohne und mit aktivem Regelsystem zur Drehschwingungsunterdrückung [37] . . . . .	32
3.2	Speed Envelope . . . . .	35
3.3	Steuerstrategien „Single Track“ und „Off the beaten Track“ . . . . .	36
3.4	Betriebsstrategie Autarker Hybrid [38] . . . . .	38
3.5	Darstellung der Verbrennungsmotordrehzahl $\omega_{Mot,soll}$ in Abhängigkeit von der Sollleistung $P_{Mot,soll}$ zum Betrieb auf der OOL . . . . .	40
3.6	Oben: Verlauf von Übersetzungsverstellung, Übersetzung und Raddrehzahl nach [29] Unten: Verlauf von Radmoment, Motormoment und Motordrehzahl (geschätzt) . . . . .	41
3.7	Beispiel: Sprungantwort einer nichtminimalphasigen Übertragungsfunktion [6] . . . . .	43
3.8	Verlauf der Motordrehzahl $n_{Vmot}$ in bei Änderungen der Fahrpedalstellung	44
3.9	Aufteilung der Reglerstruktur in logische Blöcke . . . . .	45

4.1	Ebenes Längsdynamikmodell . . . . .	49
4.2	Kennfeld Elektromotor . . . . .	50
4.3	Schematischer Aufbau eines Turbodieselmotors . . . . .	51
4.4	Leistungs- und Drehmomentdiagramm eines Turbodieselmotors . . . . .	52
4.5	Turbodieselmotor mit mechanischer Verteiler-Einspritzpumpe: Drehmoment in Abhängigkeit von Drehzahl und Regelhebelwinkel der Einspritzpumpe . . . . .	53
4.6	Transientes Verhalten von Drehmoment und Ladedruck Drehzahl 2000 1/min; Sollwertsprung von 0% auf 100% . . . . .	54
4.7	Konventioneller Antriebsstrang . . . . .	58
4.8	Abbildung auf ein gerades Torsionsschwingermodell . . . . .	58
4.9	Elastisches Antriebsstrangmodell . . . . .	60
4.10	Schwingend gelagerter Antriebsstrang . . . . .	63
4.11	Starres Antriebsstrangmodell . . . . .	65
4.12	Momente und Drehzahlen während eines Verstellvorganges . . . . .	67
5.1	Signalflußplan zu Gl. ?? . . . . .	70
5.2	Funktionsprinzip Hall-Sensor . . . . .	74
5.3	Drehzahlsignale Antrieb und Abtrieb . . . . .	74
5.4	Signale für Übersetzung und Verstellrate ungefiltert . . . . .	74
5.5	Einfluss der Tiefpassfilterung auf die Kompensation . . . . .	75
5.6	Variator . . . . .	77
5.7	$\zeta$ -Kennfeld für $\dot{\varphi}_1 = 2000$ 1/min . . . . .	78
5.8	$\zeta$ als betriebspunktabhängiger Offset . . . . .	78
5.9	Schematischer Aufbau eines stufenlos verstellbaren Getriebes . . . . .	79
5.10	Schnittdarstellung eines Drehmomentenfühlers [118] . . . . .	80
5.11	Kennline des Drehmomentfühlers (Messung) . . . . .	80
5.12	Kennlinien des Vierkantensteuerschiebers (Messung) . . . . .	82
5.13	Übertragungsverhalten des lagegeregelten und elektromagnetisch angesteuerten Vierkantensteuerschiebers (Messung) . . . . .	82
5.14	Anregungs- und Antwortsignal Vierkantensteuerschieber . . . . .	83
5.15	Signalflußplan Ein-/Ausgangsverhalten des Variators . . . . .	83
5.16	Modellstruktur nach Ide [35] . . . . .	85
5.17	Geometrische Verhältnisse am Umschlingungsgetriebe . . . . .	86
5.18	Auf- und Abbau der Zugkraft . . . . .	87

5.19	Definition des Kippwinkels $\vartheta$ und der Drehlage der maximalen Aufkippung $\alpha_{Kipp}$ . . . . .	88
5.20	Definition der Umschlingungsordinate $\alpha$ und der Drehlage der maximalen Aufkippung $\alpha_{Kipp}$ . . . . .	89
5.21	Kegelsegment in dreidimensionaler Ansicht . . . . .	90
5.22	Geschwindigkeitskomponenten des Umschlingungsmittels . . . . .	91
5.23	Azimutales Kräftegleichgewicht am Bogenelement . . . . .	93
5.24	Kräftegleichgewicht am Bogenelement in radialer Richtung . . . . .	94
5.25	Anpresskraftverhältnis: Iterativer Lösungsansatz . . . . .	96
6.1	Trajektorien des CVT-Betriebspunktes für einen FTP-72 Fahrzyklus . . . . .	99
6.2	Beispiele zur Funktionsapproximation . . . . .	102
6.3	Beispiele lokaler Basisfunktionen . . . . .	104
6.4	Struktur des RBF-Netzes . . . . .	106
6.5	Vergleich der Approximation von RBF-Netz und GRNN . . . . .	107
6.6	Struktur des GRNN . . . . .	108
6.7	Vorwärtslernstruktur . . . . .	112
6.8	Identifikationsstruktur (Fehlermodell 1) . . . . .	113
6.9	Kompensationsstruktur (Fehlermodell 1) . . . . .	114
6.10	Identifikationsstruktur (Fehlermodell 4) . . . . .	115
6.11	Kompensationsstruktur (Fehlermodell 4) . . . . .	116
6.12	Zusammengefasste Nichtlinearität . . . . .	117
6.13	Grey-Box-Modell . . . . .	118
6.14	Identifikationsstruktur mit verzögerter Aktivierung . . . . .	119
6.15	Betriebspunkttrajektorien mit den Verstellbereichen V1, V2 . . . . .	120
6.16	Identifikationsergebnis Verstellbereich V2 . . . . .	122
6.17	Gütemass $Q$ über FTP72-Fahrzyklus . . . . .	124
6.18	Identifikationsergebnis . . . . .	125
6.19	Identifikationsergebnis . . . . .	126
6.20	Regelverhalten Drehzahlregelung . . . . .	128
6.21	Übersetzung, Steuerschieberposition und Getriebeeingangsdrehzahl während Anfahrvorgang elektrisch . . . . .	129
6.22	Verstellbereichsumschaltung . . . . .	130
6.23	Struktur von Vorsteuerung und Kompensation . . . . .	133
6.24	Kompensation Verstellmomente . . . . .	134

7.1	Steuergerätesystem mit CAN-Bus . . . . .	136
7.2	Ablaufsteuerung Verbrennungsmotor und Trennkupplung . . . . .	137
7.3	Prüfstands Aufbau Antriebsstrang [28] . . . . .	138

## Literaturverzeichnis

- [1] Adachi, K.; Wakahara, T.; Shimanaka, S.; Yamamoto, M.; Oshidari, T.  
*Robust Control System for continuously variable belt transmission*  
JSAE Review 20, pp. 49-54, 1999
- [2] Advisor  
*Vehicle System Analysis*  
Programmpaket für Matlab,  
Bis etwa 2001 frei verfügbar unter <http://www.ctts.nrel.gov/analysis/advisor.html>,  
zwischenzeitlich in Lizenz zu beziehen bei AVL List GmbH, Graz.
- [3] Albers, A.; Matthiesen, S.  
*Was bringt die Zukunft ? Trends in der Automatisierung von KFZ-Antriebssträngen*  
VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen '98“, Friedrichshafen 1998
- [4] Albers, A.; Herbst, D.  
*Mechanisch-Elektrisches Anfahr- und Schaltgetriebe für Hybridfahrzeuge*  
VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2001“, Friedrichshafen, 2001  
auch in: VDI-Berichte 1610
- [5] Stuffer, A.; Albers, A.  
*Scheibensätze von Getrieben mit kontinuierlich verstellbarer Übersetzung aus keramischen Werkstoffen*  
1. Statuskolloquium des SFB 483, Karlsruhe, 2002
- [6] Allgöwer, F.  
*Handouts zur Vorlesung Regelungstechnik 2*  
Universität Stuttgart, [www.ist.uni-stuttgart.de/education/courses/RTII/download/nst.pdf](http://www.ist.uni-stuttgart.de/education/courses/RTII/download/nst.pdf),  
2004
- [7] Alt, N.; Wolf, K.; Braun, E.  
*NVH-Motorlagerung Vom Konzept zur Kalibrierung*  
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 1 2002, pp. 56-66, 2002
- [8] Beuschel, M.  
*Neuronale Netze zur Diagnose und Tilgung von Drehmomentschwingungen am Verbrennungsmotor*  
Dissertation, TU München, 2000

- [9] Biermann J.-W., Reitz, A., Schumacher, T. *The Clonk Phenomenon - a Load Change Reaction to be balanced in Terms of Comfort and Engine Response*  
FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, 2000
- [10] Bizenberger, T.; Schmidt, S.  
*Antriebsstrangmanagement am Beispiel eines Fahrzeugs mit CVT-Getriebe*  
Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 1997
- [11] Bock, C.  
*Die ACEA-Vereinbarungen zur Flottenverbrauchsreduzierung und ihre möglichen Konsequenzen auf zukünftige Getriebekonzepte*  
Tagung CVT-Getriebe (Haus der Technik), Essen, 2000
- [12] Bolz, M.-P.; Senger, K.-H.; Streib, H.-M.  
*Integrierte Triebstrangsteuerung mit CVT*  
VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen '98“, Friedrichshafen 1998  
auch in: VDI-Berichte 1393
- [13] Bonsen, B., Klaassen, T.W.G.L., van de Meerakker, K.G.O., Veenhuizen, P.A., Steinbuch, M.  
*Modelling Slip- and Creepmode Shift Speed Characteristics of a Pushbelt Type Continuously Variable Transmission*  
2004 International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress, Davis, CA, United States, CDROM, 2004
- [14] Bosch - Robert Bosch GmbH (Hrsg.)  
*Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*  
22. Auflage, VDI-Verlag Düsseldorf, 1995
- [15] Brause, R.  
*Neuronale Netze - Eine Einführung in die Neuroinformatik*  
B.G. Teubner, Stuttgart, 1995
- [16] Claassen, T.W.G.L.; Bonsen, B.; van de Meerakker, K.G.O., Vroemen, B.G, Steinbuch, M.  
*Control-Oriented Identification of an Electromechanically Actuated Metal V-belt CVT*  
2004 International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress, Davis, CA, United States, CDROM, 2004
- [17] Carbone G., Mangialardi L., Mantriota G. *Shifting Dynamics of Metal Pushing V-Belt: Rapid Speed Ratio Variations.*  
In: Integrated Powertrains and their Control, Professional Engineering Publishing Limited, Chapter 5, pp. 47-65, 2001.

- [18] Dach, H.; Gruhle, W.-D.; Köpf, P.  
*PKW-Automatgetriebe: sicher, komfortabel und wirtschaftlich fahren*  
Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2001
- [19] Dittrich, O.  
*Theorie des Umschlingungstriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken*  
Dissertation TH Karlsruhe, 1953
- [20] Eytelwein, J. A.  
*Handbuch der Statik fester Körper (Band 1)*  
Verlag Reiner, Berlin, 1939
- [21] Faust, H.; Homm, M.; Bitzer, F.  
*Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem - Verbrauchsreduktion durch Schlupferhöhung ?*  
7. LuK-Kolloquium, Baden-Baden, 2002
- [22] Förster, W.  
*Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen  $i^2$ -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstranges*  
Dissertation, TU München, 1999
- [23] Förster, H. J.  
*Automatische Fahrzeuggetriebe; Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten*  
Springer-Verlag, Berlin, 1991
- [24] Förster, H. J.  
*Stufenlose Fahrzeuggetriebe in mechanischer, hydrostatischer, hydrodynamischer, elektrischer Bauart und in Leistungsverzweigung*  
Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1996
- [25] Frank, A. A.  
*Torque Delivery and Control Concepts for Dynamic Systems with Continuously Variable Transmissions*  
Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, 1999
- [26] Gebert, J.  
*Adaptive Parametervariation bei Getriebesteuerungen zur Optimierung des Schaltkomforts*  
Dissertation, Technische Universität München, 1999
- [27] Greiter, I.; Engelen, H.; Güsmer, S.; Kraneburg, P.  
*Ein neues synthetisches CTF (Continuously Variable Transmission Fluid) für ein modernes CVT*  
HdT-Tagung CVT-Getriebe, Essen, 2000

- [28] Guttenberg, P.  
*Der Autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse*  
Dissertation, TU München, 2004
- [29] Guzzella, L.; Schmid, A.  
*Feedback Linearization of Spark-Ignition engines with Continuously Variable Transmissions*  
IEEE Transactions on Control Systems Technology, Band 3, pp.54-60, 1995
- [30] Haj-Fraj, A.  
*Dynamik und Regelung von Automatgetrieben*  
Dissertation, TU München, 2001
- [31] Heitmann, A.  
*Entwicklung des  $i^2$ -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang*  
Dissertation TU München, 1998
- [32] Höhn, B. R.; Pinnekamp, B.  
*Der Autarke Hybrid -ein universelles Antriebskonzept für PKW.*  
ATZ 96, 1994
- [33] Hu, J; Qin, D; Sun, D; Wang, H; Yang, Y.  
*Modelling and synthetic control for a metal pushing belt continuously variable transmission system* Proceedings of the International Conference on Gearing, Transmissions and Mechanical Systems, 2000, S. 563-572
- [34] Ide, T.; Udagawa, A.; Kataoka, R.  
*Simulation Approach to the Effect of the Ratio Changing Speed of a Metal V-Belt CVT on the Vehicle Response*  
Vehicle System Dynamics, Band 24, pp. 377-388, 1995
- [35] Ide, T.; Uchiyama, H.; Kataoka, R.  
*Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-Belt CVT*  
SAE Technical Paper Series, no. 9636330, 1996
- [36] Indlekofer, N.; Wagner, U.; Fidlin, A.; Teubert, A.  
*Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung*  
7. LuK-KolloquiumN, Baden-Baden, 2002
- [37] Johansson, S.  
*Shunt and Shuffle Evaluation for Vehicle Powertrains*  
Master Thesis, Chalmers University of Technology, 2004
- [38] Kersch, S.  
*Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstranges hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials*  
Dissertation, TU München, 1998



- [39] Kim, T.; Kim, H.  
*Development of a Stepping Motor Drive CVT Ratio Control System and Engine-CVT Consolidated Control*  
Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, 1999
- [40] Kim, T.; Kim, H.; Yi, J.; Cho, H.  
*Ratio Control of Metal Belt CVT*  
SAE Transmission and Driveline Symposium, 2000, SAE-paper 2000-02-0842
- [41] Kim, T; Kim, H.  
*Performance of integrated engine-CVT control considering powertrain loss and CVT response lag*  
Journal of Automobile Engineering, Volume 216, Number 7, 2002, S. 545 - 553
- [42] Kleimaier, A.  
*Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*  
Dissertation, TU München, 2003
- [43] Koberger, M.  
*Hydrostatische Ölversorgungssysteme für stufenlose Kettenwandlergetriebe*  
Dissertation, TU München, 1999
- [44] Kortüm, W; Lugner, P.  
*Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen*  
Springer-Verlag, 1994
- [45] Krastev, I.  
*Optimierung des Lastschaltvorgangs im  $i_2$ -Getriebe*  
Dissertation, TU München, 2005
- [46] Kraxner, D.; Baur, P.; Petersmann, J.; Seidel, W.  
*CVT<sub>ip</sub> in Sports Cars: An Application With Potential for High Dynamic Control*  
Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, 1999
- [47] van der Laan, M.; Luh, J.  
*Model-Based Variator Control Applied to a Belt Type CVT*  
Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, 1999
- [48] Koberger, M.  
*Hydrostatische Ölversorgungssysteme für stufenlose Kettenwandler Systeme*  
Dissertation, TU München, 1999
- [49] Küçükay, F.; Gebert, J.  
*Schaltkomfort als neue Regelgröße bei PKW-Automatikgetrieben*

- Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 1997
- [50] Küçükay, F.; Gebert, J.  
*Uniqueness of Functional Representation by Gaussian Basis Function Networks*  
ICANN, Sorrento, 1994
- [51] Laschet, A.  
*Simulation von Antriebssystemen*  
Springer-Verlag, Berlin, 1988
- [52] Lauinger, C.; Vornehm, M.; Englisch, A.  
*Das 500 Nm CVT*  
7. LuK-Kolloquium, Baden-Baden, 2002
- [53] Lechner, A.; Klaiber, T.  
*Momentenschnittstelle als Kommunikationsschnittstelle im Antriebsstrang*  
Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 1997
- [54] Lehna, M.  
*AUDI duo*  
Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 1997
- [55] Liu, S; Paden, B.  
*A survey of today's CVT controls*  
Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control, San Diego, CA, pp. 4738-4743, 1997
- [56] Löffler, J.  
*Optimierungsverfahren zur adaptiven Steuerung von Fahrzeugantrieben*  
Dissertation, Universität Stuttgart, 2000
- [57] Luh, J.; Spijker, E.  
*Modellbasierte Regelungsstrategie eines Umschlingungs-CVT*  
HdT-Tagung CVT-Getriebe, Essen, 2000
- [58] Luh, J.; Ries-Müller, K.; van der Laan, M.  
*Robust Control of a Belt-Type CVT by Interconnecting Driveline Controllers*  
1999 Global Powertrain Congress, Stuttgart, 1999
- [59] Luh, J.  
*Modell eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes im Triebstrang*  
VDI-Tagung „Berechnung im Automobilbau“, Würzburg, 1994  
auch in: VDI-Berichte 1153

- [60] Lunze, J.  
*Regelungstechnik 1*  
Springer-Verlag, Berlin, 1999
- [61] Maier, S.  
*Dynamik von Getriebe und CVT beim Hybridfahrzeug*  
Dissertation, TU München, 2006
- [62] Mayer, T.  
*Modellierung und Regelung des Autarken Hybridfahrzeugs*  
Dissertation, TU München, 1998
- [63] Mayer, T.  
*Nonlinear adaptive control of a CVT-based parallel hybrid passenger car.*  
IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, Mohican State Park (USA),  
1998
- [64] Mölle, R.  
*Control and Operating Behavior of Continuously Variable Chain Transmissions*  
2004 International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress, Davis,  
CA, United States, CDROM, 2004
- [65] Müller, C.; Schröder, D.  
*Modeling and Control of Continuously Variable Transmissions*  
3rd IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, Karlsruhe, 2001
- [66] Müller, C.; Schröder, D.  
*CVT Shift Control for a Hybrid Driveline*  
CVT 2002 Congress, München, 2002
- [67] Mitschke, M.  
*Dynamik der Kraftfahrzeuge - Band A: Antrieb und Bremsung*  
Springer Verlag, Berlin, 1982
- [68] Moura, J.T.; Roy, R.G.; Olgac, N.  
*Optimum trajectory pre-shaping for sliding mode control.*  
Japan/USA Symposium on Flexible Automation, Boston, MA, 1996
- [69] Naunheimer, H.  
*Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation*  
Dissertation, Universität Stuttgart, 1995
- [70] Narendra, K.S.; Annaswamy, A.M.  
*Stable Adaptive Systems*  
Prentice Hall International Inc., 1989

- [71] Nasdahl, R.; Voß, B.  
*Universelle Übersetzungswahlstrategie für Getriebe und Hybridantriebe*  
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 7-8 2002, pp. 646-652, 2002
- [72] Nowatschin, K.; Fleischmann, H.-P.; Gleich, T.; Franzen, P.; Hommes, G.; Faust, H.; Friedmann, O.; Wild, H.  
*multitronic - Das neue Automatikgetriebe von Audi - Teil 1*  
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 7-8, pp. 548-553, 2000
- [73] Nowatschin, K.; Fleischmann, H.-P.; Gleich, T.; Franzen, P.; Hommes, G.; Faust, H.; Friedmann, O.; Wild, H.  
*multitronic - Das neue Automatikgetriebe von Audi - Teil 2*  
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 9, pp. 746-753, 2000
- [74] Onder, C.  
*Modellbasierte Optimierung der Steuerung und Regelung eines Automotors*  
Dissertation, ETH Zürich, 1993
- [75] Pausch, M.; Pfeiffer, F.  
*Dynamik von Verstell- und Schaltvorgängen in einem stufenlosen Getriebe*  
VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen '98“, Friedrichshafen, 1998  
auch in: VDI-Berichte 1393
- [76] Pietz, A.  
*Betriebsverhalten von CVT-Riementrieben für den Antrieb von Automobilen*  
Dissertation, Universität Hannover, 1993
- [77] Persson, J.  
*Integrated Powertrain Control - a Literature Survey on Longitudinal Vibrations, Driveability Aspects and Future Challenge*  
Master Thesis, Chalmers University of Sweden, 2004
- [78] Pfiffner, R.  
*Steuerstrategien von CVT-Getrieben: Übersicht und Ausblick*  
VDI-Berichte 1467, pp. 313-331, 1999
- [79] Pfiffner, R.  
*Optimal Operation of CVT-Based Powertrains*  
Dissertation, ETH Zürich, 2001
- [80] Pfiffner, R.; Guzzella, L.; Onder, C.H.  
*A Control-Oriented CVT Model With Nonzero Belt Mass*  
Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Volume 124, Issue 3, pp. 481-484, 2002
- [81] Piepenbrink, A.; Fischer, J.; Danz, W.; Schwenger, A.  
*Modellbildung und experimentelle Identifikation als Grundlage der Übersetzungsregelung eines CVT*

- VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen '98“, Friedrichshafen, 1998  
auch in: VDI-Berichte 1393
- [82] van Rooj, J.; Schaerlaeckens, W.  
*Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband*  
antriebstechnik 32 Nr.8-10, 1993
- [83] Ryu, W.; Nam, J.; Kim, H.; Lee, Y.  
*Model Based Control for a Pressure Control Type CVT*  
2004 International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress, Davis,  
CA, United States, CDROM, 2004
- [84] Sackmann, M.; Krebs, V.  
*Nonlinear control of a continuously variable transmission using hyperstability theory*  
European Control Conference, Karlsruhe, Germany, 1999  
<http://citeseer.ist.psu.edu/article/sackmann99nonlinear.html>
- [85] Sattler, H.  
*Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallschlingungsgetriebe*  
Dissertation Universität Hannover, 1999
- [86] Sauer, G.  
*Grundlagen un Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*  
Dissertation, TU München, VDI Fortschrittsberichte Nr. 293, 1996
- [87] Sakaguchi, S.; Kimura, E.; Yamamoto, K.  
*Development of an Engine-CVT Integrated Control System*  
SAE Transmission and Driveline Systems Symposium, 1999, SAE Paper 1999-01-  
0754
- [88] Schäfer, F.-H.  
*Wirkmechanismen von CVT-Umschlingungsgetrieben*  
Habilitationsschrift, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2002
- [89] Schöffner, C.  
*Analyse und Synthese neuronaler Regelungsverfahren*  
Dissertation, TU München, 1996
- [90] Schmid, A.; Dietrich, P.; Ginsburg, S.; Geering, H. P.  
*Controlling a CVT-Equipped Hybrid Car*  
SAE SP-1089: Electric and Hybrid Electric Vehicles, pp. 53-63, 1995, SAE-Paper  
950492
- [91] Schmidt, G.  
*Lernverfahren in der Automatisierungstechnik*  
Skriptum, TU München, 1999

- [92] Schoegg, P.; Ramschak, E.  
*Vehicle Driveability Assessment Using Neural Networks for Development, Calibration and Quality Tests*  
SAE Paper 2000-01-0702, Detroit, 2000
- [93] Schröder, D.  
it Elektrische Antriebe - Grundlagen  
Springer-Verlag, Berlin, 2000
- [94] Schröder, D.  
*Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*  
Springer-Verlag, Berlin, 2001
- [95] Schröder, D.  
*Intelligent Observer and Control Design for Nonlinear Systems*  
Springer-Verlag, Berlin, 1999
- [96] Schwab, M.  
*Der Motoreingriff - ein neues Element der elektronischen Getriebesteuerung*  
VDI-Berichte 515, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [97] Shafai, E.; Ginsburg, S.; Wittmer, C.; Geering, H. P.  
*Test Bench Results of a Torque Pedal Interpretation with a CVT-Equipped Power Train*, 1997 SAE International Congress, SAE-paper 970293, Detroit, 1997.
- [98] Serrarens, A. F. A.  
*Coordinated control of the Zero Inertia Powertrain*  
Dissertation TU Eindhoven, 2001
- [99] Serrarens, A. F. A.; Veldpaus, F. E.  
*Powertrain Control of a Flywheel Assisted Driveline with CVT*  
Int. Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven, 1999
- [100] Setlur, P.; Wagner, J.R.; Dawson, D.M.; Samuels, B.  
*Nonlinear control of a continuously variable transmission (CVT)*  
IEEE Transactions on Control Systems Technology, Volume 11, Issue 1, pp. 101-108, 2003
- [101] Shafai, E.; Ginsburg, S.; Christen, U.; Geering, H. P.  
*Regelungstechnische Aspekte des Hybrid-III-Antriebsstranges*. Tagungsband „Erweiterte Konferenz über hybride Automobilantriebe“, pp. 73 - 81, Zürich, 1996.
- [102] Shafai, E.; Simons, M; Neff, U; Geering, H. P.  
*Model of a continuously variable transmission*.  
IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, Ascona, 1995

- [103] Shafai, E.; Schmid, A.; Geering, H. P.  
*Torque Pedal for a Car with a Continuously Variable Transmission* 1994 SAE International Congress, SAE-paper 941010, Detroit, 1994.
- [104] Specht, D.F.  
*A General Regression Neural Network*  
IEEE Transactions of Neural Networks, vol. 2, no. 6, 1991
- [105] Spijker, E.  
*Steering and control of a CVT based hybrid transmission for passenger cars.*  
Dissertation, Technische Universiteit Eindhoven, 1994
- [106] Spijker, E.; van der Graaf, R.; Banens, J. P. A.; Kriens, R. F. C.  
*Measuring The Dynamic Behaviour of Electronically Controlled CVT's in Hybrid Vehicle Drive Lines*  
25th ISATA Silver Jubilee International Symposium on Automotive Technology and Automation. Dedicated Conference on: Zero Emission Vehicles - The Electric/Hybrid and Alternative Fuel Challenge, Florence, Italy
- [107] Srnik, J.  
*Dynamik von CVT-Keilkettengetrieben.*  
Dissertation TU München, VDI-Fortschrittsberichte Nr. 372, 1999.
- [108] Stöckl, B.  
*Developement of a Pressure-Controlled Clamping System for Continuously Variable Belt and Chain Transmissions*  
VDI-Tagung „CVT 2002 Congress“, München, 2002  
auch in: VDI-Berichte 1709
- [109] Taffin, C.; Graf, F.; Lohrenz, F. *Industrialization of a Fuzzy Logic Transmission Controller - From Evaluation Study to Market Maturity -*  
VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen '98“, Friedrichshafen 1998
- [110] Tenberge, P.  
*Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Keilscheibenum-schlingungsgetrieben*  
Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1986
- [111] Tenberge, P.  
*Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben - Einfluß von Schlupf und Verstellgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad*  
VDI-Tagung Gleitwälzkontakte, Fulda, 1995  
auch in: VDI-Berichte 1207
- [112] Tenberge, P.; Hofmann, W.  
*Elektromechanisches Hybridgetriebe*  
VDI-Tagung „Hybridantriebe“, München, 1998  
auch in: VDI-Berichte 1459

- [113] Tenberge, P.; Hofmann, W.  
*E-Automat*  
HdT-Tagung CVT-Getriebe, Essen, 2000
- [114] Vollmer, T..  
*Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids*  
Dissertation, TU München, 1998
- [115] Vroemen, B.  
*Component control for the Zero Inertia Powertrain*  
Dissertation, TU Eindhoven, 2001
- [116] Vroemen, B.; van der Laan, M.; Veldpaus, F. E.  
*Alternative Concepts for Hydraulic CVT Control*  
4th Int. Symp. on Advanced Vehicle Control (AVEC'98), Nagoya, 1998.
- [117] Wagner, U.; Teubert, A.; Endler, T.  
*Entwicklung von CVT-Ketten für Pkw-Anwendungen bis 400 Nm*  
VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2001“, Friedrichshafen, 2001  
auch in: VDI-Berichte 1610
- [118] Westenthanner, U.  
*Hydrostatische Anpress- und Übersetzungsregelung für Stufenlose Kettenwandlergetriebe*  
Dissertation, TU München, VDI-Fortschrittsberichte Nr.442, 2000
- [119] Wicke, V.; Brace, C. J.; Vaughan, N. D.  
*The Potential for Simulations of Driveability of CVT Vehicles*  
SAE Transmission and Driveline Symposium 2000, SAE-paper 2000-01-0830
- [120] Yang, D. Frank, A. A.  
*An optimization technique for the design of a variable transmission control system for automobiles*  
International Journal of Vehicle Design, vol .6 no. 1, pp. 41-54, 1985
- [121] Zeiger, K.  
*Entwicklung eines Übersetzungsreglers für ein stufenloses Kettenwandlergetriebe unter Matlab/Simulink*  
Diplomarbeit, Lehrstuhl für Landmaschinen, TU München, 2003
- [122] Zickermann, Y.  
Regelungstechnische Modellierung des stationären Übertragungsverhaltens von Stufenlosgetrieben  
Diplomarbeit, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, TU München 2002



- [123] Zoelch, U.; Schröder, D.  
*Dynamic optimization method for design and rating of the components of a hybrid vehicle.*  
International Journal of Vehicle Design, Milton Keynes (UK), 1998
- [124] Zoelch, U.  
*Ein Beitrag zu optimaler Auslegung von Hybridfahrzeugen*  
Dissertation TU München, 1998

