

Wolfgang Klos

# **Gruppenschaltungsansteuerung von Nutzfahrzeuggetrieben**









# **Gruppenschaltungsansteuerung von Nutzfahrzeuggetrieben**

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von  
Wolfgang Klos  
geboren in Neu-Ulm

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche

Tag der Einreichung: 18.02.2003  
Tag der mündlichen Prüfung: 27.01.2004

Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau  
Universität Stuttgart

2004

**D93**

**ISBN 3-922823-60-2**

**Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau**

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-6055

Telefax: +49 (0)711 685-6219

E-Mail: [mail@imk.uni-stuttgart.de](mailto:mail@imk.uni-stuttgart.de)

## Vorwort

Diese Arbeit entstand in enger Zusammenarbeit mit der Firma Voith Turbo Antriebstechnik in Heidenheim und beschäftigt sich schwerpunktmäßig mit der Simulation dynamischer Zusammenhänge in Nutzfahrzeug-Automatikgetrieben. Die Softwareentwicklung fand am Steinbeis-Transferzentrum in Ulm - Neue Technologien in der Verkehrstechnik - statt. Die überwiegenden Tätigkeiten wurden am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau der Universität Stuttgart durchgeführt. Diese Dreiteilung dokumentiert den interdisziplinären Charakter des Projekts.

Zuallererst möchte ich meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Binz, danken. Er begleitete die gesamte Arbeit mit sachkundigem Rat, wertvollen Hinweisen und dem Wissen, dass derartige Aufgaben ihre Zeit benötigen. Seine großzügige Förderung ermöglichte das erfolgreiche Gelingen der Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. Bertsche danke ich für die Übernahme des Mitberichts.

Der gesamten Firma Voith Turbo Antriebstechnik möchte ich für deren beispiellose Unterstützung danken. Während der drei Jahre entstand ein intensiver Kontakt mit der Steuerungsabteilung, dem Prüffeld, wie auch der Getriebeentwicklung. Hierbei ist zunächst Herr Dr.-Ing. Tillmann Körner zu erwähnen, ohne den die Arbeit nicht zu Stande gekommen wäre. Er war mein ständiger Ansprechpartner für alle Fragen, die während der Erstellung in technischer und organisatorischer Hinsicht auftraten. In der Getriebeentwicklungsabteilung möchte ich mich bei den Herren Dipl.-Ing. Mayer Burkham, Dipl.-Ing. Alexander Körner, Dipl.-Ing. Neuwirth sowie Dipl.-Ing. Schieder bedanken. Im Prüffeld gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Rose und vor allem Herrn Dipl.-Ing. Depping. Herr Depping unterstützte mich aktiv bei Fragestellungen der messtechnischen Erfassung von Übersetzungswechseln sowie bei der rechnerischen Beschreibung vorhandener Getriebe der Firma Voith. In der Steuerungsabteilung möchte ich den Herren Dipl.-Ing. Dietzel und Dipl.-Ing. Bernhard für ihre tatkräftige Unterstützung danken.

Wie bereits erwähnt, ist ein Schwerpunkt der Arbeit die Erstellung einer geeigneten Simulationssoftware für die Berechnung der dynamischen Abläufe in Au-

tomatikgetrieben, vor allem während des Übersetzungswechsels. Dieses so genannte Getriebeprogramm läuft in einer Basissimulation für Fahrzeugantriebsstränge. Jede Erweiterung an bestehender Software beginnt mit der Definition der Schnittstellen, gefolgt vom Lösungsansatz, darauf folgt dann die Implementierung. Darüber hinaus müssen entsprechende Lösungsstrategien der Basissoftware auf das neue Modul übertragen werden. Dieser Prozess lässt sich zeitlich nicht in Stunden fassen. Somit möchte ich meinen ausdrücklichen Dank und Wertschätzung Herrn Dipl.-Ing. Haeckh entgegenbringen. Weiterhin darf Herr Dipl.-Ing. Trübwasser nicht vergessen werden. Nicht zuletzt gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Willmerding, Leiter des Steinbeis-Transferzentrums sowie geistiger Vater der Basissimulation winEVA. Herr Prof. Dr.-Ing. Willmerding hatte für meine Belange stets großes Verständnis. Ohne seine intensive Unterstützung wäre ein Abschluss der Arbeit innerhalb des vorgesehenen Zeitraums nicht möglich gewesen.

Stuttgart, den 11.01.2003

Wolfgang Klos

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen .....</b>	<b>VII</b>
<b>Abkürzungen.....</b>	<b>X</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung der Arbeit.....	3
1.2 Zielsetzung und Einschränkung der Arbeit.....	5
1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit.....	7
<b>2 Grundlagen zum Schaltvorgang .....</b>	<b>11</b>
2.1 Kapazitives Kupplungsmoment .....	11
2.2 Aktive Kupplung .....	12
2.3 Dominante Kupplung .....	12
2.4 Zugkraftschaltung.....	12
2.5 Gruppenschaltung .....	13
2.6 Schaltqualität und Einflussgrößen .....	13
2.7 Überdeckung.....	17
2.8 Streckensimulation .....	22
<b>3 Stand der Technik.....</b>	<b>25</b>
3.1 Simulation .....	25
3.1.1 Einteilung der Simulationssysteme .....	26
3.1.2 Rechnerunterstützung in der Simulationstechnik .....	27
3.2 Fahrzeuggetriebe .....	29
3.2.1 Stufenlose Getriebe .....	29
3.2.2 Schaltgetriebe.....	30
3.2.3 Automatikgetriebe .....	31
3.2.4 Doppelkupplungsgetriebe .....	36

---

<b>4</b>	<b>Getriebeprogramm</b> .....	<b>39</b>
4.1	Antriebsstrangsimulation und Berechnungsprinzip.....	39
4.2	Softwareentwicklung unter methodischen Gesichtspunkten .....	43
4.3	Aufbau des Getriebeprogramms .....	45
4.3.1	Datenmodell der Simulation .....	46
4.3.2	Erweitertes Datenmodell der Simulation .....	48
4.3.3	Vermaschte Strukturen in Baumstrukturen.....	49
4.3.4	Basisstruktur des Getriebeprogramms .....	51
4.3.5	Erweiterte Struktur des Getriebeprogramms .....	57
4.3.6	Basisfunktionen des Getriebeprogramms.....	61
4.4	Modellanalyse.....	62
4.4.1	Standardelemente.....	62
4.4.2	Besondere Elemente.....	70
4.5	Lösungsverfahren .....	72
4.5.1	Konvergenzverfahren.....	72
4.5.2	Rekursiver Lösungsalgorithmus.....	76
4.5.3	Iterativer Lösungsalgorithmus .....	77
4.5.4	Rekursive und iterative Getriebeberechnung an einem Beispiel	79
4.6	Momentberechnung.....	81
4.6.1	Momentberechnung der Getriebeelemente .....	81
4.6.2	Momentberechnung im geschalteten Gang .....	88
4.6.3	Momentberechnung im Übersetzungswechsel.....	90
4.7	Drehzahlberechnung .....	92
4.7.1	Drehzahlberechnung der Getriebeelemente .....	92
4.7.2	Drehzahlberechnung im geschalteten Gang.....	97
4.7.3	Drehzahlberechnung im Übersetzungswechsel .....	97
4.8	Gültigkeit des Getriebeprogramms.....	100
4.8.1	Vom wirklichen System zum Rechnermodell .....	101
4.8.2	Modelleignung des Getriebeprogramms.....	102
4.8.3	Modellverifikation des Getriebeprogramms .....	102



---

4.8.4	Modellvalidierung des Getriebeprogramms.....	103
<b>5</b>	<b>Optimierung des Übersetzungswechsels .....</b>	<b>111</b>
5.1	Gründe für die Optimierung.....	111
5.2	Das NPU-Getriebe als Betrachtungsgegenstand.....	112
5.3	Optimierungsspezifikationen .....	114
5.4	Numerisches Bewertungsverfahren .....	117
5.4.1	Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate.....	117
5.4.2	Addition der Summe der Abstandsquadrate.....	120
5.5	Bewertungsparameter.....	121
5.6	Auswertung .....	122
<b>6</b>	<b>Auslegungsempfehlungen für den Übersetzungswechsel .....</b>	<b>127</b>
6.1	Ausgangslage .....	127
6.1.1	Konstante Kenngrößen des Übersetzungswechsels.....	127
6.1.2	Beeinflussbare Kenngrößen des Übersetzungswechsels .....	130
6.2	Übersetzungswechselstrategie.....	137
6.3	Auslegungsempfehlungen für Zug-Hoch-Schaltungen .....	139
6.4	Auslegungsempfehlungen für Zug-Rück-Schaltungen .....	144
6.5	Auslegungsempfehlungen für Gruppenschaltungen .....	148
6.6	Schaltkennfelder .....	153
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>157</b>
<b>8</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>159</b>
	<b>Literatur .....</b>	<b>161</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>165</b>
A.1	Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 14 t Fahrzeugmasse in der Ebene .....	166
A.2	Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 28 t Fahrzeugmasse in der Ebene .....	170

A.3 Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 14 t Fahrzeugmasse in 10% Steigung.....	174
A.4 Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 28 t Fahrzeugmasse in 10% Steigung.....	178
A.5 Schaltkennfelder für Zug-Rück-Schaltung mit 14 t Fahrzeugmasse ....	181

## Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\omega$	1/s	Winkelgeschwindigkeit
$\omega(t)$	1/s	Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t
$\omega(t-1)$	1/s	Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t-1
$\Delta, \Delta_i$	-	Abweichungsquadratwert eines Verlaufs
$\omega_0$	1/s	Winkelgeschwindigkeit am Eingang 0, Dynamikelement
$\omega_1$	1/s	Winkelgeschwindigkeit am Ausgang 1 des Dynamikelements, bzw. des Planetensatzes der Welle 1
$\alpha_1, \alpha_2$	°	Fahrbahnneigung
$\omega_2$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Welle 2, Planetensatz
$\omega_i$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Verbindung i des Knotens
$\omega_{li}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der linken Kupplungswelle
$\Delta n_M$	1/min	Motordrehzahländerung
$\omega_{re}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der rechten Kupplungswelle
$\omega_S$	1/s	Winkelgeschwindigkeit Stegwelle, Planetensatz
$\Delta_s$	-	Summe über die Abweichungsquadratwerte aller betrachteten Verläufe
$\Delta t$	s	Rechenschrittweite
$\Delta t_R$	s	Rutschzeitdifferenz bei Gruppenschaltung
$\Delta t_{Ub}$	s	Änderung der Überschneidung
$\mu$	-	Reibwert
$a$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung
$A$	m <sup>2</sup>	Kolbenfläche
$d$	m	Außendurchmesser Kolben
$D$	m	Innendurchmesser Kolben
$d_a$	m	Außendurchmesser Lamelle
$d_i$	m	Innendurchmesser Lamelle
$d_m$	m	mittlerer Reibdurchmesser
$dt$	s	diskretisiertes Zeitintervall
$F$	N	Antriebskraft
$f(x_a)$	-	Abbruchfunktionswert (Zielwert)
$f(x_{n-1})$	-	Funktionswert zum Variablenwert $x_{n-1}$
$f(x_{n-2})$	-	Funktionswert zum Variablenwert $x_{n-2}$
$f_{id,j}(t)$	-	idealer Funktionswert
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft

$f_{\text{tat},j}(t)$	-	tatsächlicher Funktionswert
$F_U$	N	Umfangskraft im Reibradius bzw. Reibdurchmesser
$G$	N	Gewichtskraft
$G_a$	-	Getriebegang
$G_r$	-	Getriebegruppe
$h$	m	Schwerpunktshöhe
$i_0$	-	Standübersetzung
$j$	-	Anzahl der Reibpaarungen
$J$	$\text{kgm}^2$	polares Massenträgheitsmoment
$K_{\text{Lim}}$	-	Konvergenzgrenze
$M$	Nm	Drehmoment
$M_0$	Nm	Drehmoment am Dynamikelementausgang
$M_1$	Nm	Drehmoment am Dynamikelementausgang, bzw. an der Planetensatzwelle 1
$M_2$	Nm	Drehmoment an Welle 2, Planetensatz
$M_{\text{Ab}}$	Nm	Abtriebsmoment
$M_{\text{An}}$	Nm	Antriebsmoment
$M_{\text{An, Max}}$	Nm	maximales Getriebeantriebsmoment
$M_{\text{An,S}}$	Nm	anliegendes Moment an der schließenden Kupplung am Ende der Schaltzeit
$M_i$	Nm	Drehmoment der Verbindung $i$ des Knotens
$M_{\text{Kap}}$	Nm	kapazitives Kupplungsmoment
$M_{\text{Kap, öffnet}}$	Nm	kapazitives Moment der öffnenden Kupplung
$M_{\text{Kap, S}}$	Nm	kapazitives Moment am Ende der Schaltzeit
$M_{\text{Kap, schließt}}$	Nm	kapazitives Moment der schließenden Kupplung
$M_{\text{li}}$	Nm	Drehmoment an linker Kupplungswelle
$M_{\text{Max}}$	Nm	maximales Moment
$M_{\text{re}}$	Nm	Drehmoment an rechter Kupplungswelle
$M_S$	Nm	Drehmoment an Welle S, Planetensatz
$n$	1/min	Drehzahl
$n_{\text{An, Schalt}}$	1/min	Schaltdrehzahl des Getriebeeingangs
$n_{\text{Mot}}$	1/min	Motordrehzahl
$p$	$\text{N/m}^2$ , bar	Kolbendruck
$p_{\text{Fakt}}$	-	bezogener Druckverlauffaktor
$p_{\text{Fakt, öffnet}}$	-	Druckverlauffaktor der öffnenden Kupplung
$p_{\text{Fakt, schließt}}$	-	Druckverlauffaktor der schließenden Kupplung
$p_{\text{Max}}$	bar	maximaler Auslegungsdruck, Systemdruck
$p_{\text{Sys}}$	bar	Systemdruck
$s$	m	Strecke

S	-	Schwerpunkt
$s_1, s_2$	m	Wegabschnitt
$S_A$	-	Auslastungssicherheit
$s_h$	m	Abstand Schwerpunkt Hinterachse
$s_{uz}$	m	Vorrausschauweg
$s_v$	m	Abstand Schwerpunkt Vorderachse
t	s	Zeit
$T_{An}$	Nm	anliegendes Moment an einer Kupplung
$T_R$	Nm	übertragbares (kapazitives) Reibmoment an einer Kupplung
$t_{Schalt}$	s	Schaltzeit
$t_{Schalt,①}$	s	Schaltzeit der ersten Auslegung
$t_{Schalt,②}$	s	Schaltzeit der zweiten Auslegung
$t_{Sync}$	s	Synchronisationszeit
$t_{Ub}$	s	Überschneidung des Öffnungs- und Schließverlaufs
$t_{Ub,①}$	s	Überschneidung des Öffnungs- und Schließverlaufs der ersten Auslegung
$t_{Ub,②}$	s	Überschneidung des Öffnungs- und Schließverlaufs der zweiten Auslegung
$U_b$	%	Überdeckung
v	km/h	Geschwindigkeit
$W_a$	N	Beschleunigungswiderstand
$W_l$	N	Luftwiderstand
$W_R$	J	Reibarbeit an einer Kupplung
$W_{rh}$	N	Rollwiderstand Hinterachse
$W_{rv}$	N	Rollwiderstand Vorderachse
$W_{st}$	N	Steigungswiderstand
$x_n$	-	neuer Iterationswert zum aktuellen Iterationsschritt n
$x_{n-1}$	-	Variablenwert ein Iterationsschritt n-1 zuvor
$x_{n-2}$	-	Variablenwert zwei Iterationsschritte n-2 zuvor
$Z_1$	-	Zähnezahl der Zentralwelle
$Z_2$	-	Zähnezahl des Planetenrades

## Abkürzungen

Zeichen	Bedeutung
A	Anschluss
AG	Anzahl Getriebe
AGr	Anzahl Gruppen
Gr	Gruppe
IMK	Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebbau der Universität Stuttgart
K	Kupplung
Kn	Knoten
KOM	Kraftomnibus
Nfz	Nutzfahrzeug
Nkw	Nutzkraftwagen
NPU	Neues Produkt Universal
P	Planetensatz
PC	Personal Computer
Pkw	Personenkraftwagen
STZ	Steinbeis-Transferzentrum Verkehr in Ulm
VKn	Verbindungsknoten
W	Wandler
ZHS	Zug-Hoch-Schaltung
ZRS	Zug-Rück-Schaltung

## **Abstract**

### **Introduction**

This project resulted from cooperation with Voith Turbo, a manufacturer of commercial road vehicle automatic transmissions, in Heidenheim. This company is currently developing a new 6 gear automatic transmission which they have called NPU. Modularity, space, weight, an increase in power and cost aspects make it essential to consider new design principles for gears in the development stage. Furthermore the control of complex system connections is facilitated by the improvements in control engineering. All these influences led to the shift-principle of the group control, which is not customary for automatic transmissions.

Product development according to current aspects cannot afford to neglect the customer's requirements. This influences the economical success of a product significantly. The technical solution must be based on the customer's requirements but without neglecting the basic demands which apply to every gearbox. The behaviour of the automatic transmission during a gearshift is of vital importance to the customer and can become the most important criterion when considering whether or not to purchase. Further main tasks of the automatic transmission are the automatic gear selection taking into consideration the efficiency, the power and the driver's wishes. In this case it is a question of fundamental technical requirements without which a product will not be successful. With an automatic transmission it is easier to drive a vehicle with the result that road safety is improved.

The demands on the automatic transmissions show that the automatic control is of great significance. This thesis is largely concerned with the gear control. Via sensors, the gear control receives information regarding the state of the vehicle and the driver's requirements. With the input variables considering the shift-strategy, the output variables are determined. This process is taken over by the control program and/or the shift point control according to /Kischkat99/. In this way the control program determines the time of the gearshift. The gear steering has a further program which is called the shift quality control according to

/Kischkat99/. The shift quality control activates the hydraulic valves and actually performs the gear ratio change. The design of the shift quality control is the nucleus of this thesis.

When the project began, there was limited knowledge of the dynamics of group shifting /Förster90/. The gearbox development department of Voith mainly uses the power train simulation software winEVA. This resulted in the fact that the results of this thesis were implemented as an element of winEVA's power train.

### **Emphases of the thesis**

The thesis concentrates on three main points: the preparation of a detailed gear model for the power train simulation, the optimization of the gear shifting and the design recommendations for the timing of the gear shifting in automatic transmissions.

### **Gear model**

The gear model enables the arbitrary arrangement of elementary planetary gearing on a modular basis. Additionally, the gear model makes it possible to illustrate the gear shifting without restrictions. Furthermore, the model preparation was influenced by the standards of the basic simulation. Because of this, the solution algorithm must be adapted to suit the basic simulation.

The basic simulation is a simulation system built up in a modular way for vehicle power trains. It is particularly suitable for route simulations. The calculation of the individual components of the power train occurs according to the cause-effect-principle. In literature this type of simulation system is also referred to as an object-oriented simulation with central integration. The construction of the simulation model is based on a tree structure. The basic simulation calculates the mechanical basic items of torque and rotation speed in two steps compared to /Willmerding99/.

The gearbox can be built up from six basic elements in any way required. The elements are a hydrodynamic torque converter, open elementary planetary gearing (see /Lohmann95/, /Böge80/ or /Müller71/), clutches, free wheels, supplies and nodes. The hydrodynamic torque converter is the typical driving element of



the automatic transmission. The elementary planetary gearing leads and changes torque and rotation speed. The clutches change the ratio. Free-wheels are exclusively used in the torque converter. The supplies lead the driving power to the relevant power train, or connect to the case of the gear box. The nodes link the different gear elements to each other. This structure can simulate automatic transmissions with arbitrary arrangement under realistic conditions, also during the gearshift.

The solution algorithm occurs in different stages. First of all the gear model is analysed. This analysis is carried out only once before the actual calculation. The analysis function divides the entire gear into so-called gear groups. Open elementary planetary gearing is used for the modelling of arbitrary pack structures in the gear model. The calculation of the conditions during the gear change takes place via a link-up of recursive element search and iterative calculation of the basic items.

### **Optimization**

The optimization algorithm supports the calculation of the variants during the structuring. Afterwards it calculates the variants automatically in a so-called batch mode. The variation is carried out according to the chronological overlap of the acting clutches. That means that the opening and locking times are changed automatically. After the calculation the results are evaluated automatically. Basically this is a question of screening the results from the variation calculation. The procedure used here, the least squares method, means that evaluations can be carried out for several results. The procedure of the least squares method computes the deviations of a simulated process from an ideal previously defined. The optimization algorithm allows the objective classification of the shift-quality.

### **Design recommendations**

The optimization calculation proved the sensitive behaviour of the gear change, particularly with group shifts. The design recommendations concern the chronological overlap, the pressure functions as well as the amount of the design pressure during the slipping time. These design recommendations are formulated in

a general manner, although the object of consideration is the NPU-gearbox. Furthermore, design recommendations were formulated for group shifting and their chronological activation.

Due to lack of arithmetic performance in the vehicle, it has still not been possible to predict these processes during the gear shift in real time and to adapt them accordingly to given driving conditions. A further problem is that the gearboxes available for sale today do not entirely take into consideration the given driving conditions. Newer developments consider, for example, the conditions of transverse acceleration, thereby avoiding switchbacks when driving round bends. To predict the relationships during the gearshift it is necessary to have exact knowledge of the operational status of the vehicle. In the context used here, the term “operational status of vehicles in the gearshift” integrates different actuating variables.

The actuating variables considered are:

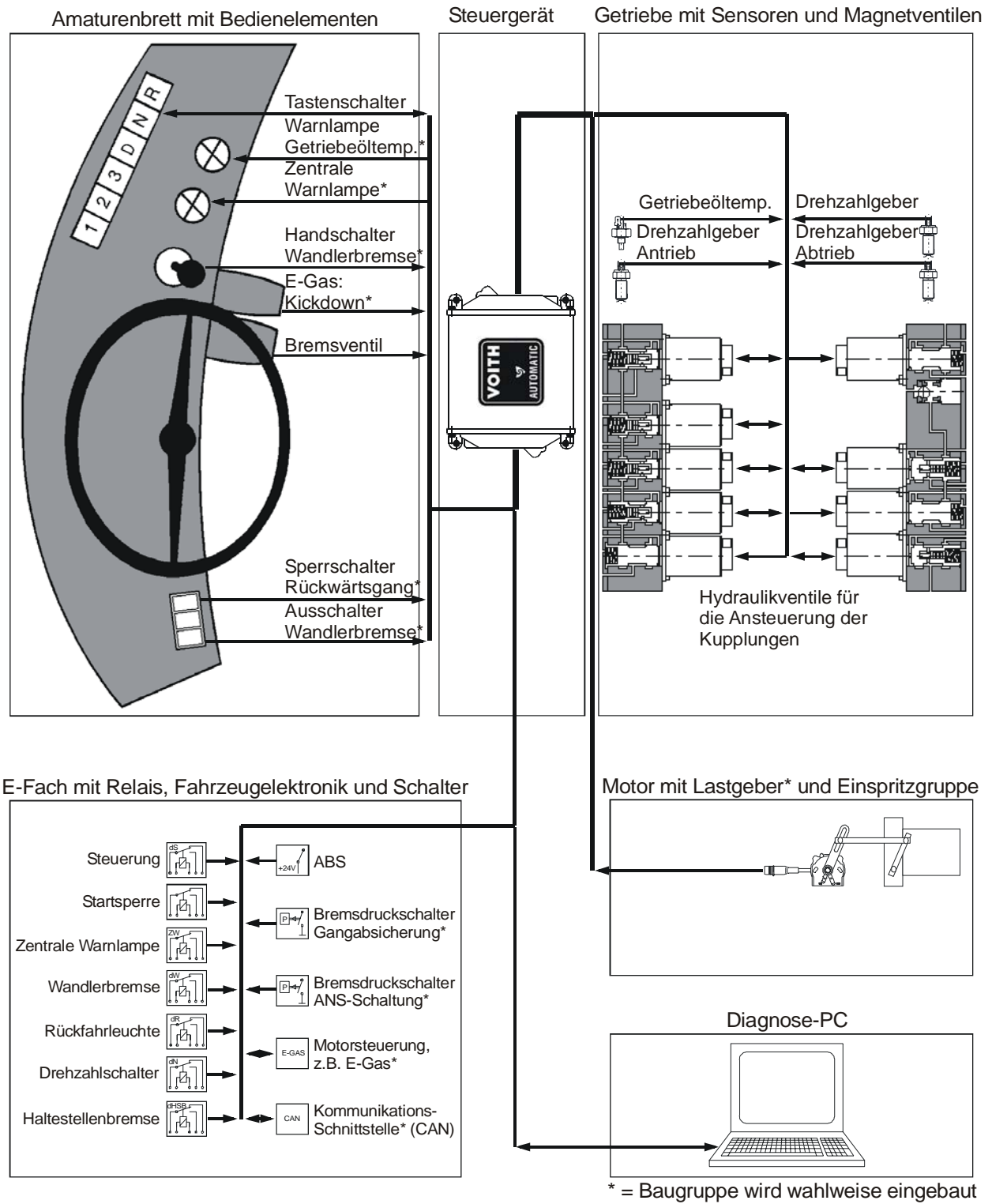
- the mass of the vehicle,
- the road gradient,
- the switching-torque (gear entry),
- the switching rotation speed (gear entry) and
- the switching-direction.

The behaviour of the group shifting is very sensitive. Optimized characteristic diagrams can solve this sensitive behaviour. The optimized characteristic diagrams must be set up ready for the respective operational status of vehicles.

## 1 Einleitung

Die vorliegende Arbeit handelt von der Ansteuerung von Automatikgetrieben für Nutzfahrzeuge, deren Haupteinsatzgebiet in Stadtnibussen zu finden ist. Die Getriebesteuerung hat die Aufgabe, die automatische Gangwahl unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit, der Leistung und des Fahrerwunsches auszuführen. Darüber hinaus soll der Schaltablauf bei hohem Schaltkomfort und niedrigem Verschleiß erfolgen. Nutzfahrzeuge besitzen im Gegensatz zu den Personenkraftwagen eine zusätzliche Betriebs- oder Dauerbremseinrichtung, deren Steuerung ebenfalls über das Automatikgetriebe erfolgt. Zu den indirekten Aufgaben der Getriebesteuerung zählen die Entlastung des Fahrers mit daraus resultierender verbesserter Verkehrssicherheit, wie auch der Kommunikation mit anderen zustandsüberwachten Antriebsstrangkomponenten.

Die auf die Getriebesteuerung einwirkenden Eingabe- und Ausgabegrößen sind in Bild 1.1 zu sehen. Ohne im Einzelnen auf die jeweiligen Größen einzugehen, zeigt die Darstellung, dass es sich beim Automatikgetriebe um ein stark vernetztes Antriebsstrangelement handelt. Die Steuerung wertet die Eingangsgrößen aus und legt unter Einbeziehung dieser die Ausgangsgrößen fest /WILLMERCING99\_2/. Diesen Vorgang übernimmt das Schaltprogramm /SEICHTER00/ bzw. die Schaltpunktsteuerung /KISCHKAT99/. Das Schaltprogramm legt somit den Zeitpunkt und die Richtung des Übersetzungswechsels fest. Die Getriebesteuerung als Basiseinheit für die Steuerungs- und Regelungsaufgaben im Getriebe besitzt ein weiteres Programm, welches die Hydraulikventile ansteuert und somit letztendlich den Übersetzungswechsel ausführt. Dieser Bereich wird nach /KISCHKAT99/ Schaltqualitätssteuerung genannt. Die Auslegung der Schaltqualitätssteuerung ist Kernpunkt der Arbeit. Im Folgenden wird zur Vereinfachung anstelle des Begriffs "Schaltqualitätssteuerung" der Begriff "Steuerung" verwendet.



**Bild 1.1:** Eingangs- und Ausgangsgrößen des Steuergeräts in schematische Darstellung am Beispiel eines Voithautomatikgetriebes /VOITH02/

## 1.1 Problemstellung der Arbeit

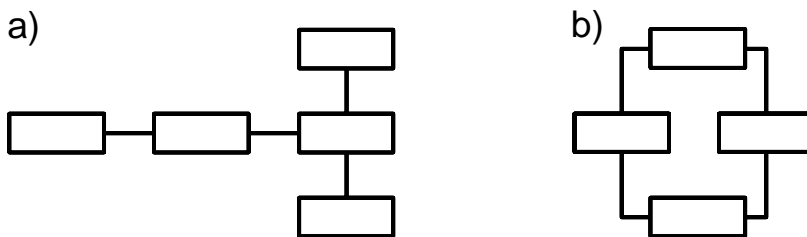
Die Firma Voith Turbo Antriebstechnik ist ein traditioneller Hersteller von Automatikgetrieben für Nutzfahrzeuge. Voith entwickelt ein neues Automatikgetriebe mit der internen Bezeichnung NPU (Neues Produkt Universal). Dieses neue Automatikgetriebe unterscheidet sich in einigen Punkten von herkömmlichen Getrieben gleicher Bauweise. Beispielsweise wird für die Übersetzungsbildung ein vom Standard abweichender Eingangsplanetensatz nach dem Ravigneauxprinzip verwendet. Dieser veränderte Ravigneauxplanetensatz wird in den ersten Gängen in Leistungsteilung betrieben. Weiterhin treten beim Übersetzungswechsel einiger Gänge Gruppenschaltungen auf, über deren Ansteuerung keine Erfahrungswerte vorhanden sind. Bei Gruppenschaltungen wechseln zwei hintereinander angeordnete, schaltbare Getriebe gleichzeitig die Übersetzung. Aus diesen Gründen besteht großes Interesse an der Kenntnis der inneren Belastungen im Getriebe bei unterschiedlichen Fahrzuständen. Bei der Beantwortung dieser Fragestellungen soll die vorliegende Arbeit Hilfestellung geben.

Die Firma Voith entwickelt seit 1950 Automatikgetriebe für den Nutzfahrzeugbereich. Daher existieren bereits umfangreiche Entwicklungswerkzeuge, die im Konzern verbreitet sind. Weiterhin eignen sich die gegenwärtigen Werkzeuge für die Beantwortung der bei Getriebeentwicklern üblicherweise auftretenden Fragestellungen. Vorwiegend zählen hierzu die Programmpakete Matlab/Simulink, Dresp und winEVA. Somit bestand der Wunsch seitens Voith, die neuen Fragestellungen in Verbindung mit den dort verwendeten Simulationsprogrammen zu beantworten. Darüber hinaus soll das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Getriebeprogramm für Entwicklungsaufgaben eingesetzt werden. Das bedeutet, dass die Lösung nicht ausschließlich das vorliegende Getriebe berechnen können soll, sondern auch bei anderen Getrieben eingesetzt werden kann. Hierbei ist die Möglichkeit für einen komfortablen Modellaufbau vorzusehen, wodurch eine vergleichsweise einfache Handhabung gewährleistet wird.

Die Auswahl der Simulationsumgebung erfolgte aufgrund vorliegender Erfahrungen hinsichtlich der Eignung der Pakete auf die hier zu beantwortende Fragestellung. Die Simulationsumgebung Matlab/Simulink eignet sich bezüglich der verfügbaren Toolboxen nur eingeschränkt für die Modellierung von Planetenge-

trieben und Kupplungen. Entsprechende Elemente müssen für die Abbildung der hier verwendeten Koppelstruktur programmiert werden. Weiterhin muss Matlab/Simulink für die Belange der Streckensimulation angepasst werden. Ein gangbarer Weg wäre, das Getriebeverhalten mit Hilfe von Bewegungsgleichungen in Zustandsform zu beschreiben. Dieses Gleichungssystem kann dann zeitdiskret und zustandsabhängig von Matlab/Simulink gelöst werden. Ein bedeutender Nachteil dieser Beschreibungstechnik ist, dass der Anwender auf die so formulierten Getriebe beschränkt ist und keine davon abweichenden Koppelstrukturen untersuchen kann. Die Modularität bei der Beschreibung des Getriebeaufbaus geht verloren.

Das ebenfalls bei Voith eingesetzte Drehschwingungssimulationsprogramm Dresp der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) eignet sich nur bedingt für die hier vorliegende Problemstellung. Voruntersuchen im Hause Voith zeigten, dass Dresp bei der Abbildung von vermaschten Strukturen, siehe Bild 1.2, in Leistungsteilung nur mit Einschränkung einsetzbar ist.



**Bild 1.2:** Vergleich von Modellstrukturen, a) verzweigte Struktur, b) vermaschte Struktur

Weiterhin kann der Übersetzungswechsel nicht in der bei Automatikgetrieben auftretenden Art und Weise nachempfunden werden, vor allem wenn es sich hierbei um Gruppenschaltungen handelt. Unter dem Aspekt der Streckensimulation sind weitere Einschränkungen in Kauf zu nehmen. Für solche Fragestellungen eignet sich Dresp nur begrenzt.

Das Antriebsstrangsimulationsprogramm winEVA besitzt modularen Aufbau und eignet sich für die Simulation beliebiger Strecken und Antriebsstrangkombinationen. Die Stärken von winEVA sind die Simulationsgüte, die Rechengeschwindigkeit und der modulare Aufbau. Der innere Aufbau des Getriebes ist bisher

stark vereinfacht modelliert, und die inneren Belastungen des Getriebes müssen am vorhandenen Getriebemodell durch vergleichsweise aufwändige Zwischenschritte rückberechnet werden. Die Vorgänge während des Übersetzungswechsels sind ebenfalls stark vereinfacht abgebildet. Das ganze Getriebemodell in winEVA ist vergleichsweise einfach gehalten. winEVA verfügt über entsprechende Schnittstellen für die Aufbereitung der im Getriebe ermittelten Lastzeitfunktionen in entsprechende Belastungskollektive /FLAIG98/. Die Belastungskollektive können dann für anschließende Lebensdauerberechnungen verwendet werden /KÜCÜKAY90/. Für die Betriebsfestigkeitsrechnung stehen Schnittstellen zum Lebensdauerprogramm winLIFE zur Verfügung. winLIFE wird bei Voith ebenfalls eingesetzt.

## 1.2 Zielsetzung und Einschränkung der Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist es, bei der Lösung der in Abschnitt 1.1 behandelten Fragestellungen behilflich zu sein. Der Fokus liegt auf der Beschreibung der Gruppenschaltungen und der Ableitung von Auslegungsempfehlungen für die praktische Anwendung. Einen entscheidenden Einfluss auf die erarbeiteten Lösungsansätze hat die gewählte Simulationsumgebung. Der dort implementierte Lösungsprozess muss bei der Umsetzung der Ansätze berücksichtigt werden. Die Auswahl der geeigneten Umgebung wurde gemeinschaftlichen mit der Firma Voith getroffen. Hierbei gab die Kopplung von Antriebsstrangsimulation und Lebensdauerberechnung für winEVA den entscheidenden Ausschlag. Diese Entscheidung impliziert die Erstellung eines neuen Getriebemodells, welches in der Basissimulation implementiert werden musste. Das Getriebemodell wird im Folgenden als Getriebeprogramm bezeichnet und stellt einen wesentlichen Anteil der Arbeit dar.

Eine besondere Problematik für die vorliegende Erweiterung stellt der Aufbau von vermaschten Strukturen und deren Lösung dar, siehe Bild 1.2. winEVA wurde für die Berechnung von verzweigten Strukturen programmiert. Für die Lösung solcher Strukturen eignet sich besonders das hier angewandete Ursache-Wirkungs-Prinzip, auf das in Abschnitt 4.1 näher eingegangen wird. Da sich Baumstrukturen ausgehend vom Stamm immer weiter verzweigen, ist der Um-

stand der Rückführung eines Zweiges in den Stamm nicht vorgesehen. Dieses Verhalten ist charakterisierend für Planetengetriebe mit Leistungsverzweigung /NITESCU85/. Für das Problem der Leistungsverzweigung soll im Rahmen dieses Projekts eine Lösung erarbeitet werden.

Der bereits erwähnte Umstand der Gruppenschaltung erfordert eine grundlegende Abkehr von den sonst üblichen Übersetzungswechselstrategien herkömmlicher Automatikgetriebe. Es werden zum augenblicklichen Zeitpunkt keine Automatikgetriebe mit Gruppenschaltung kommerziell gebaut. Aus diesem Grund ergeben sich viele offene Fragen hinsichtlich der Ansteuerung des Übersetzungswechsels. Der prinzipielle Vorteil der Zugkraftschaltung soll hierbei nicht aufgegeben werden, obgleich die Realisierung problematisch ist und von /FÖRSTER90/ ausgeschlossen wird.

Ein Ziel dieser Arbeit ist es, die zeitliche Auslegung der aktiven Kupplungen so zu wählen, dass der Zugkrafteinbruch während des Übersetzungswechsels möglichst klein wird. Der Umstand der Gruppenschaltung erschwert den Lösungsprozess, weil keine geschlossenen Verfahren für die Berechnung des Übersetzungswechsels bekannt sind /KRAFT72/.

Daraus lassen sich die Schwerpunkte der Arbeit wie folgt zusammenfassen:

- Numerischer Berechnungsansatz für die Berechnung der mechanischen Grundgrößen (Drehmoment und Drehzahl) beliebiger Planetengetriebe-Koppelstrukturen
- Aufnahme des Übersetzungswechsels in den Berechnungsansatz ohne Einschränkung der Freiheitsgrade. Stichwort: Gruppenschaltung
- Umsetzung des Berechnungsansatzes in ein Simulationsprogramm für Objektorientierte Simulation mit modularem Aufbau. Stichwort: Getriebeprogramm
- Integration des Simulationsprogramms in eine bestehende Simulationsumgebung
- Validierung des Berechnungsansatzes an vorhandenen Getrieben
- Allgemeiner Ansatz für die Beurteilung der Schaltqualität
- Umsetzung des Ansatzes für die Beurteilung der Schaltqualität mit Hilfe einer automatisierten Variantenberechnung kombiniert mit einem automatisierten



Auswahlverfahren in einem Optimierungsprogramm für die Analyse des Schaltverhaltens. Stichwort: Optimierung

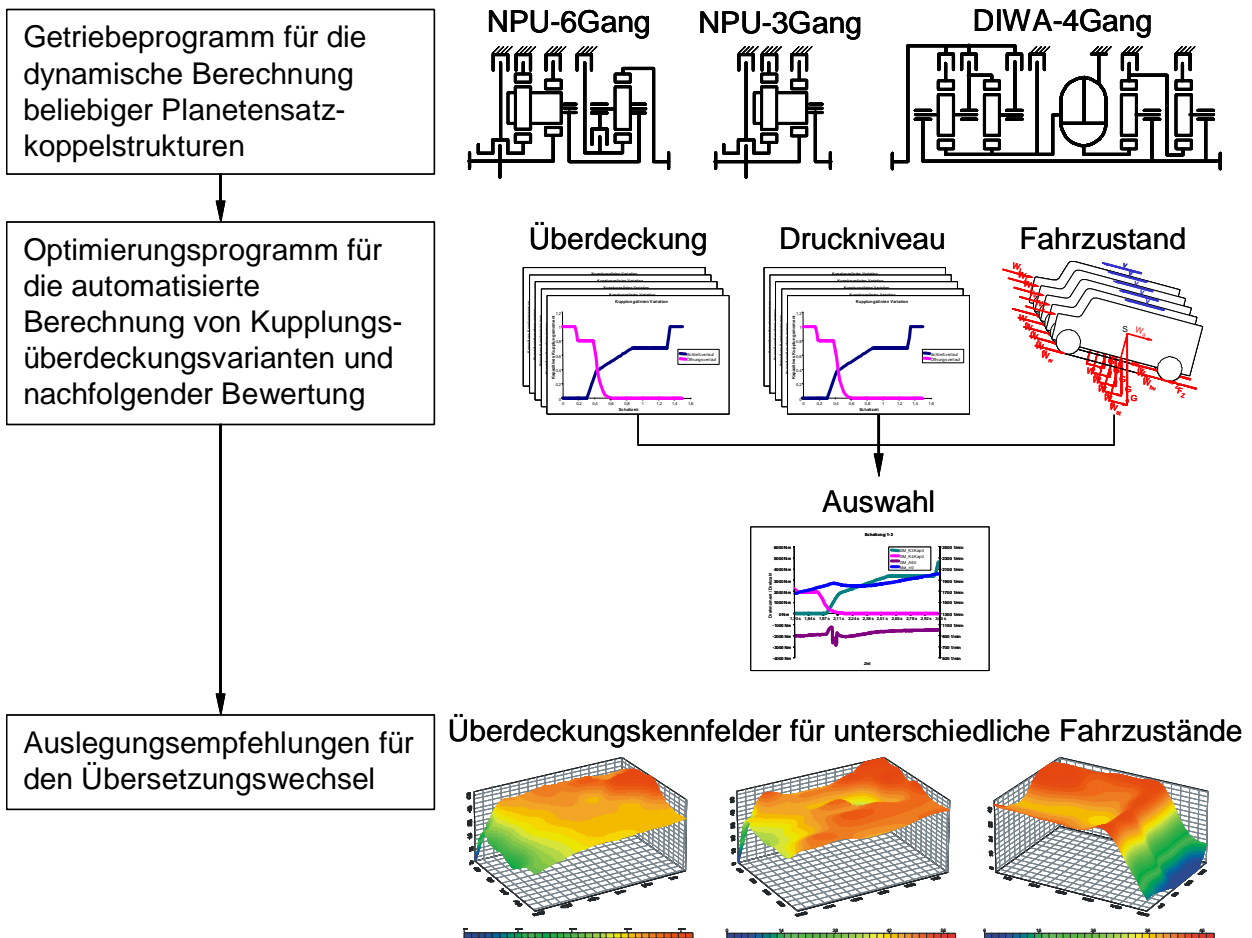
- Allgemeiner Lösungsansatz für die Schaltungsansteuerung ohne Einschränkung der Freiheitsgrade (Gruppenschaltung). Stichwort: Schaltkennfeld

Obgleich bereits mehrfach auf Aspekte der Lebensdauerberechnung hingewiesen wurde, sind diese nicht Gegenstand der Arbeit. Mit Hilfe des Getriebeprogramms wird die Auswertung für Lebensdauerabschätzung stark vereinfacht. Die Belastungszeitfunktionen werden bauteilbezogen ermittelt. Weiterhin werden alle Lasten sowie Überlasten (verklemmen) während des Übersetzungswechsels an dem jeweiligen Getriebeelement erfasst. Eine Rückrechnung vom Getriebeausgang zum Getriebeinneren entfällt.

Das Getriebemodell wurde hinsichtlich eines Dynamikmodells ohne Dreh-schwingungssimulation angelegt. Die Gründe hierfür sind in der Rechengeschwindigkeit zu suchen. Nach Shannon /LASCHET88/ soll bei der Diskretisierung kontinuierlicher Zeitsignale die höchste im Zeitsignal vorkommende Frequenz mindestens zweimal je Periode abgetastet werden. Die höchste Eigenfrequenz eines Mehrmassenschwingers ist von der kleinsten Eigenmasse abhängig. Da nun Zahnräder sehr kleine Einzelmassen darstellen, würden diese die Iterationsschrittweite der Basissimulation bestimmen. Unter diesem Gesichtspunkt sind Streckensimulationen mit vertretbarem Aufwand nicht mehr durchzuführen. Die Rechengeschwindigkeit erreicht bei den in der Arbeit vorgestellten Antriebsstrangmodellen bei Iterationsschrittweiten von 0,01 s Echtzeit.

### **1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit**

Die beschriebenen Anforderungen geben einen Überblick über die Vielfältigkeit und Neuerungen die von dem neuen Getriebeprogramm erwartet werden. Zunächst müssen die Anforderungen in thematisch zusammengehörige Abschnitte aufgeteilt werden. Die Festlegung dieser Hauptkomponenten ist Schwerpunkt dieses Abschnitts und ist in Bild 1.3 schematisch dargestellt. Die Reihenfolge entspricht dem chronologischen Vorgehen.



**Bild 1.3:** Vorgehensweise während der Arbeit

### Getriebeprogramm

Für die gewünschte Leistungsfähigkeit existierte zu Beginn der Arbeit kein geeignetes Modell, das als Basis für die Getriebesimulation hätte verwendet werden können. Es muss daher ein Getriebemodell von Grund auf neu erstellt werden, woraus sich bezüglich der auftretenden Modellstruktur, den Elementtypen und der numerischen Lösungsverfahren neue Aspekte ergeben, die im Folgenden detailliert beschrieben werden.

### Optimierungsprogramm

Mit dem neuen Getriebesimulationsmodell können anschließend "Experimente" durchgeführt werden. Im Wesentlichen werden die Überdeckungen gesucht, welche die Anforderung an einen Übersetzungswechsel erfüllen. Auf die Anforderung an einen Übersetzungswechsel wird im Laufe der Arbeit näher einge-

gangen. Da zu Beginn der Arbeit keine Erfahrungen mit der Zugkraftgruppenschaltung vorliegen, ist eine systematische Untersuchung der Zustände und Einflüsse unumgänglich. Hierbei müssen sehr viele Kombinationen berücksichtigt werden, aufgrund dessen sich eine automatisierte Variantenrechnung anbietet. Das im Folgenden als Optimierungsprogramm bezeichnete Programm ist eigens für die automatisierte Variantenberechnung geschrieben worden. Da die Anzahl der berechneten Varianten sehr schnell die Möglichkeiten einer Bewertung ohne Rechnerunterstützung übersteigt, folgt der Variantenrechnung ein automatisiertes Auswahlverfahren, das eine Vorauswahl und Bewertung der Varianten vornimmt.

### **Auslegungsempfehlungen für den Übersetzungswechsel**

Das in die Simulationsumgebung winEVA integrierte Getriebemodell ermöglicht die mathematische Berechnung der Verhältnisse im Getriebe unter realitätsnahen Bedingungen. Die durchgeführten Übersetzungswechsel können nun beurteilt und die Bedingungen, die zu günstigen Gangwechseln führen, gesucht und ausgewertet werden. Auf diese Weise sollen geeignete Ausgangsparameter für die Durchführung von Übersetzungswechseln gefunden werden.



## 2 Grundlagen zum Schaltvorgang

In den Grundlagen zum Schaltvorgang werden häufig verwendete Begriffe definiert, die an anderer Stelle aufgegriffen werden. Für die anschauliche Beschreibung der Sachverhalte werden Beispiele verwendet, die auf die vorliegende Fragestellung der Arbeit angepasst sind.

### 2.1 Kapazitives Kupplungsmoment

Das kapazitive Moment beschreibt das maximal übertragbare Moment der Kupplung resultierend aus dem Reibwert  $\mu$ , der Anpresskraft  $p \cdot A$ , dem mittleren Reibdurchmesser  $d_m$  und der Anzahl der Reibflächen  $j$ . Das kapazitive Moment einer Kupplung kann vereinfacht berechnet werden nach Gleichung ( 2.1 ).

$$M_{\text{Kap}} = p \cdot A \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \mu \cdot j \quad ( 2.1 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\mu$	-	Reibwert
A	m <sup>2</sup>	Kolbenfläche
$d_m$	m	mittlerer Reibdurchmesser
j	-	Anzahl der Reibpaarungen
$M_{\text{Kap}}$	Nm	kapazitives Kupplungsmoment
p	N/m <sup>2</sup> , bar	Kolbendruck

Die Kupplung gilt als geschlossen, solange die Kupplungshälften die gleichen Drehzahlen besitzen. Während dieser Betriebsphase kann das übertragene Moment nicht näher definiert werden. Das übertragene Moment muss sich aber innerhalb der von den Rahmenbedingungen vorgegeben Grenzen bewegen, es wird von außen der geschlossenen Kupplung aufgeprägt. Ist eine Differenzdrehzahl an den Kupplungshälften vorhanden, dann wird die Kupplung mit ihrem kapazitiven Moment ausgelastet. Das kapazitive Moment ist in der Literatur auch als statisches Moment bekannt /WINKELMANN85/. Der aus dem Englischen ent-

lehnte Begriff "capacity torque" wurde hier verwendet, weil er die oben beschriebene Situation anschaulich wiedergibt.

## **2.2 Aktive Kupplung**

Als aktive Kupplungen werden die Kupplungen bezeichnet, welche während des Übersetzungswechsels den Zustand ändern und somit öffnen oder schließen.

## **2.3 Dominante Kupplung**

Der Begriff dominante Kupplung wird üblicherweise während des Übersetzungswechsels verwendet und bezeichnet die aktive Kupplung, deren anliegendes Moment kleiner ist als deren kapazitives Moment. Somit verfügt die dominante Kupplung über ein Restmoment, welches die Kupplungshälften und dadurch alle beteiligten Getriebeelemente beschleunigt. Die dominante Kupplung führt die Drehzahlanpassung aus.

## **2.4 Zugkraftschaltung**

Die Zugkraftschaltung ist ein typisches Merkmal der Automatikgetriebe und lässt sich am besten durch das Gegenteil erklären. Bei den Schaltgetrieben kann bei normalen Fahrzeugen nur dann die Übersetzung gewechselt werden, wenn die Eingangskupplung trennt und somit die Last von der Getriebeeingangswelle genommen wird. Dadurch ist auch das Abtriebsmoment, bei Vernachlässigung untergeordneter Masseneffekte, null. Bei den Automatikgetrieben kann der Übersetzungswechsel unter Vollast erfolgen, obgleich in der Praxis das Eingangsmoment aus Komfortgründen etwas reduziert wird. Während der Zugkraftschaltung fällt das Abtriebsmoment nicht bis auf null ab. Je nach Qualität des Übersetzungswechsels sind Schwankungen im Abtriebsmoment zu beobachten. Kleine Abtriebsmomenteinbrüche sind ein Qualitätsmerkmal für gut ausgeführte Schaltungen, siehe /LOOMAN95, LECHNER94, FÖRSTER90, WINKELMANN85 und KRAFT72/. Wenn der Übersetzungswechsel ausgeführt ist, dann ist das Abtriebsmoment wieder direkt von der Übersetzung im neuen Gang abhängig.

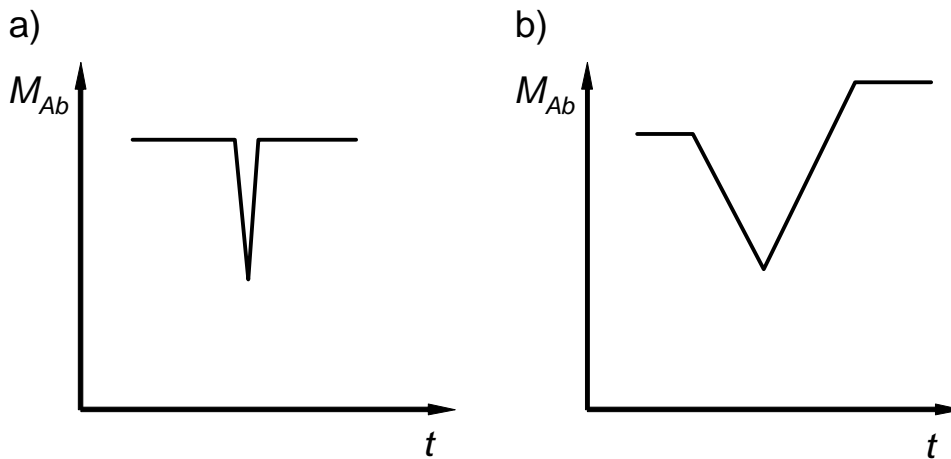
## 2.5 Gruppenschaltung

Für eine Gruppenschaltung sind mindestens zwei in Reihe voneinander unabhängige Getriebegruppen notwendig, die zwei Übersetzungswechsel gleichzeitig ausführen. Somit ist ebenfalls vorauszusetzen, dass jede dieser zwei Gruppen über mindestens zwei Zustände verfügen, siehe /LOOMAN95, LECHNER94 und FÖRSTER90/. Ein anschauliches Beispiel hierfür findet man bei modernen Fahrrädern, die z.B. über drei Kettenblätter am Tretlager und über acht Zahnkränze am Hinterrad verfügen. Somit ergeben sich 24 theoretische Gänge. Schaltet nun der Radfahrer einen Zahnkranz am Hinterrad, dann handelt es sich um einen normalen Übersetzungswechsel. Schaltet der Radfahrer gleichzeitig am vorderen Kettenblatt und am hinteren Zahnkranz einen Gang, dann spricht man von einer Gruppenschaltung. Dieses Prinzip ist auf Getriebe im Fahrzeugbau übertragbar, obgleich hier Zahnradgetriebe und keine Kettengeräte verwendet werden.

## 2.6 Schaltqualität und Einflussgrößen

Bei der Beantwortung der Frage nach der Schaltqualität sind unterschiedliche Aspekte zu berücksichtigen. Heutzutage stehen Kundenbelange im Zentrum der Entwicklung neuer Produkte. Obgleich das Kundenverhalten nicht Schwerpunkt der Arbeit ist, handelt es sich bei der Schaltqualität um einen Aspekt, der sich dem Kunden offenbart und somit zum kaufentscheidenden Argument werden kann. Gerade bei der Schaltqualität heben sich die Voith-Automatikgetriebe positiv von der Konkurrenz ab. Dieser Wettbewerbsvorteil soll auch bei der neuen Getriebeentwicklung aufrecht erhalten bleiben.

Zunächst gilt es zu untersuchen, wie bisher dieses Problem gelöst wurde. Die Literatur beantwortet Fragestellungen zur Schaltqualität und deren Einflussgrößen nur unbefriedigend. /KRAFT72/ prägt den Begriff der angepassten Schaltung, siehe Bild 2.1.

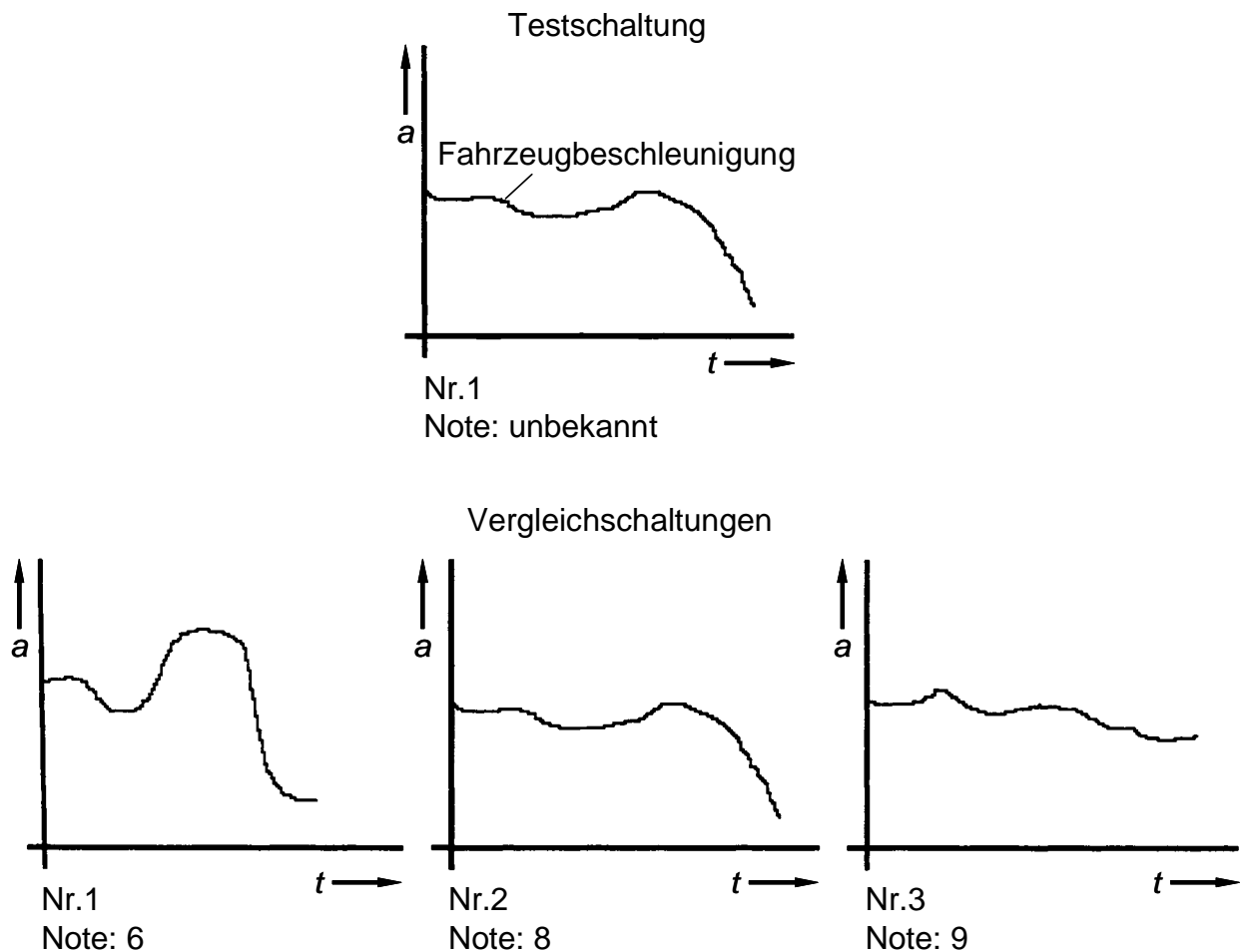


**Bild 2.1:** Angepasste Schaltung a) und nicht angepasste Schaltung b) nach /KRAFT72/

/KRAFT72/ versteht darunter den Umstand, dass das Abtriebsmoment vor und nach der Schaltung dasselbe Niveau aufweist. Übersetzungswechsel, die dieser Idealvorstellung sehr nahe kommen, können mit einer hohen Schaltqualität gleichgesetzt werden.

/ENNULAT96/ definiert eine eigene Qualitätsfunktion, welche sich für die Auswertung mit elektronischer Datenverarbeitung eignet. Für die Beantwortung der Frage nach der Schaltqualität wurden hier im Wesentlichen die Messverläufe der Beschleunigung und des Rucks ausgewertet, vergleiche Bild 2.2.

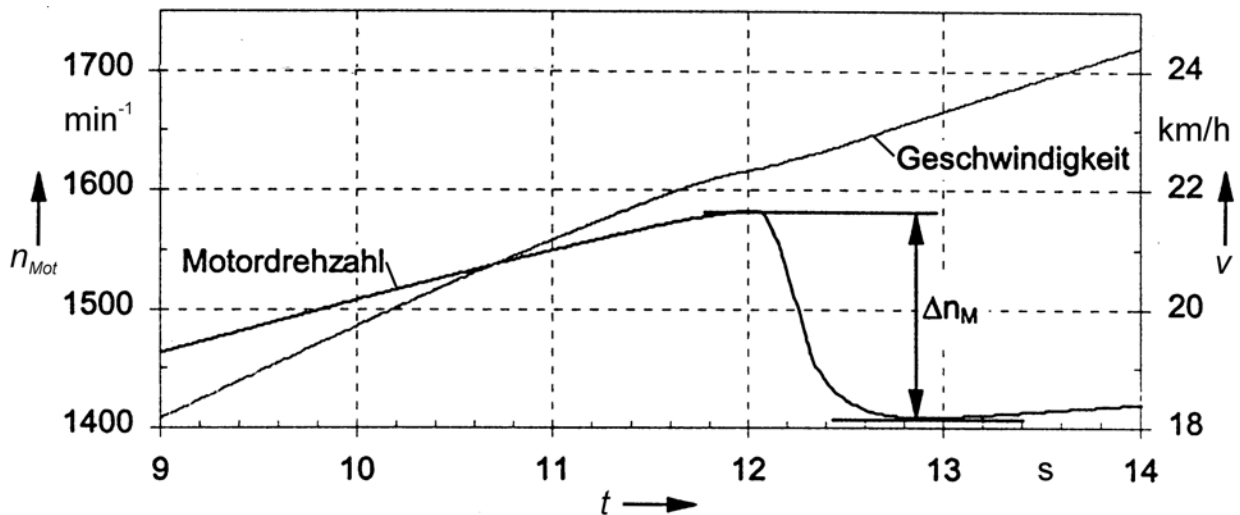




**Bild 2.2:** Vergleich von gemessenen Beschleunigungsverläufen von Testschaltungen mit klassierten Vergleichsschaltungen nach /ENNULAT96/

Darauffolgend werden die einzelnen Verläufe mit vorher festgelegten Referenzverläufen verglichen. Im gezeigten Beispiel würde man der Testschaltung die Note 8 erteilen. Je glatter der Referenzverlauf ist, desto besser wird die Schaltung bewertet.

/KLEY99/ wertet Extremwerte mehrerer dynamischer Kenngrößen während des Übersetzungswechsels aus. Zu diesen Kenngrößen zählen die Drehzahl, die Beschleunigung, der Ruck und dergleichen mehr. Die Schaltqualität wird als gut bewertet, wenn der Ausschlag zwischen den Extremwerten klein ist, siehe Bild 2.3.



**Bild 2.3:** Bewertung der Schaltqualität anhand der Motordrehzahländerung über der Schaltzeit nach /KLEY99/

Nach Bild 2.3 handelt es sich um eine qualitativ hochwertige Schaltung, wenn der Drehzahlabfall  $\Delta n_M$  einem Minimum entgegenstrebt.

Zusammengefasst kann festgestellt werden, dass Übersetzungswechsel generell als gut bewertet werden, wenn die ausgewerteten Verläufe annähernd linear vom Wert vor der Schaltung zum Wert nach der Schaltung übergehen. Welcher Verlauf für die Auswertung herangezogen wird, ist dafür zunächst zweitrangig.

Die oben beschriebenen Verfahren müssen im Kontext ihrer Entstehung betrachtet werden. Diese Arbeit fand mit der Unterstützung des Nutzfahrzeug-Getriebeherstellers Voith statt. Somit flossen bei der Bewertung die dem Getriebehersteller eigenen Qualitätsgrößen ein. Davon losgelöst achtet jede Fachabteilung auf die für sie wichtigen Kenngrößen während des Übersetzungswechsels. Beispielsweise interessiert die Kupplungsbelagerhersteller im Wesentlichen die Rutschzeit und die dadurch beeinflussten Belastungsgrößen wie Reibarbeit und Belagerwärmung /WILLERT98/. Die Steuerungsabteilung legt großen Wert auf harmonische Beschleunigungs- und Ruckverläufe. Die Konstruktionsabteilung ist im Wesentlichen an den auftretenden Maximalbelastungen, beispielsweise an den Zahnrädern, Lagern, Wellen, interessiert. Somit wird offensichtlich, dass das Maß der Schaltqualität von unterschiedlichen Zielsetzungen beeinflusst wird. /KLEY99/ hat diesem Punkt bereits Rechnung getragen, indem er für die Bewertung mehrere Beurteilungsgrößen verwendet. Die vorliegende Ar-

beit wird einen Algorithmus vorstellen, der eine objektive Bewertung von Übersetzungswechseln durchführen kann.

## 2.7 Überdeckung

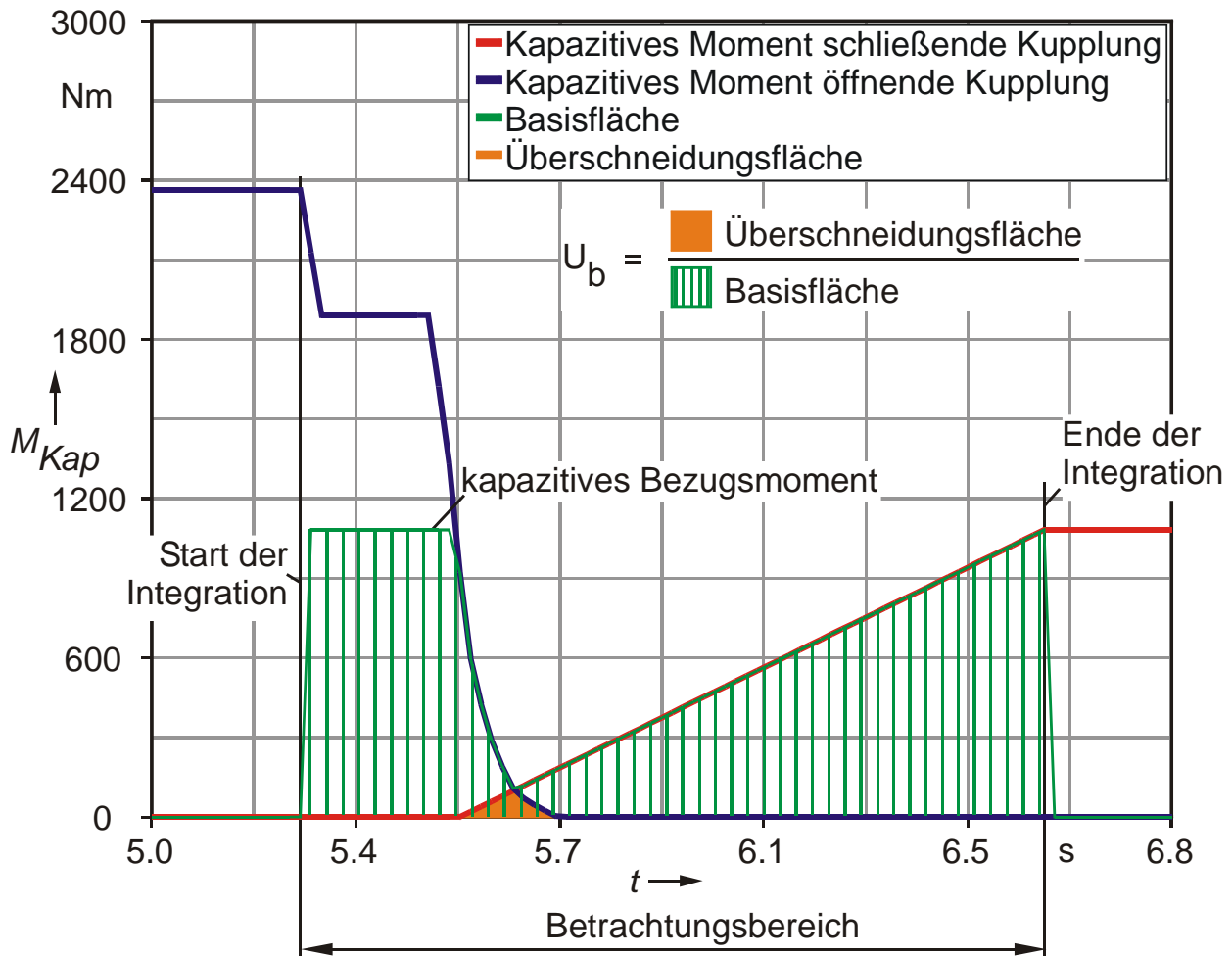
In Automatikgetrieben wird üblicherweise während des Übersetzungswechsels eine Kupplung geöffnet und eine andere geschlossen. Dabei gibt die Steuerung den Druck an der öffnenden Kupplung frei, während der Druck am Kolben der schließenden Kupplung aufgebaut wird. Betrachtet man ausschließlich die zeitliche Änderung des Druckes, dann hat sich der Druck des Öffnungsverlaufs noch nicht vollständig abgebaut, wenn der Schließverlauf bereits mit dem Druckaufbau beginnt. Dieser Zeitbereich wird als Überschneidung bezeichnet /FÖRSTER90/. Für die vorliegende Arbeit ist es wichtig die Begriffe Überschneidung und Überdeckung zu trennen. Bei dem Begriff der Überschneidung handelt es sich um eine rein zeitliche Betrachtung der Verhältnisse während des Übersetzungswechsels, unterdessen die Überdeckung einen Verhältniswert in Prozent darstellt.

### Definition der Überdeckung

Das Überdeckungsmaß wird aus der Überschneidungsfläche beider aktiven Kupplungsverläufe im Verhältnis zur Basisfläche berechnet, siehe Bild 2.4.

### Überschneidungsfläche

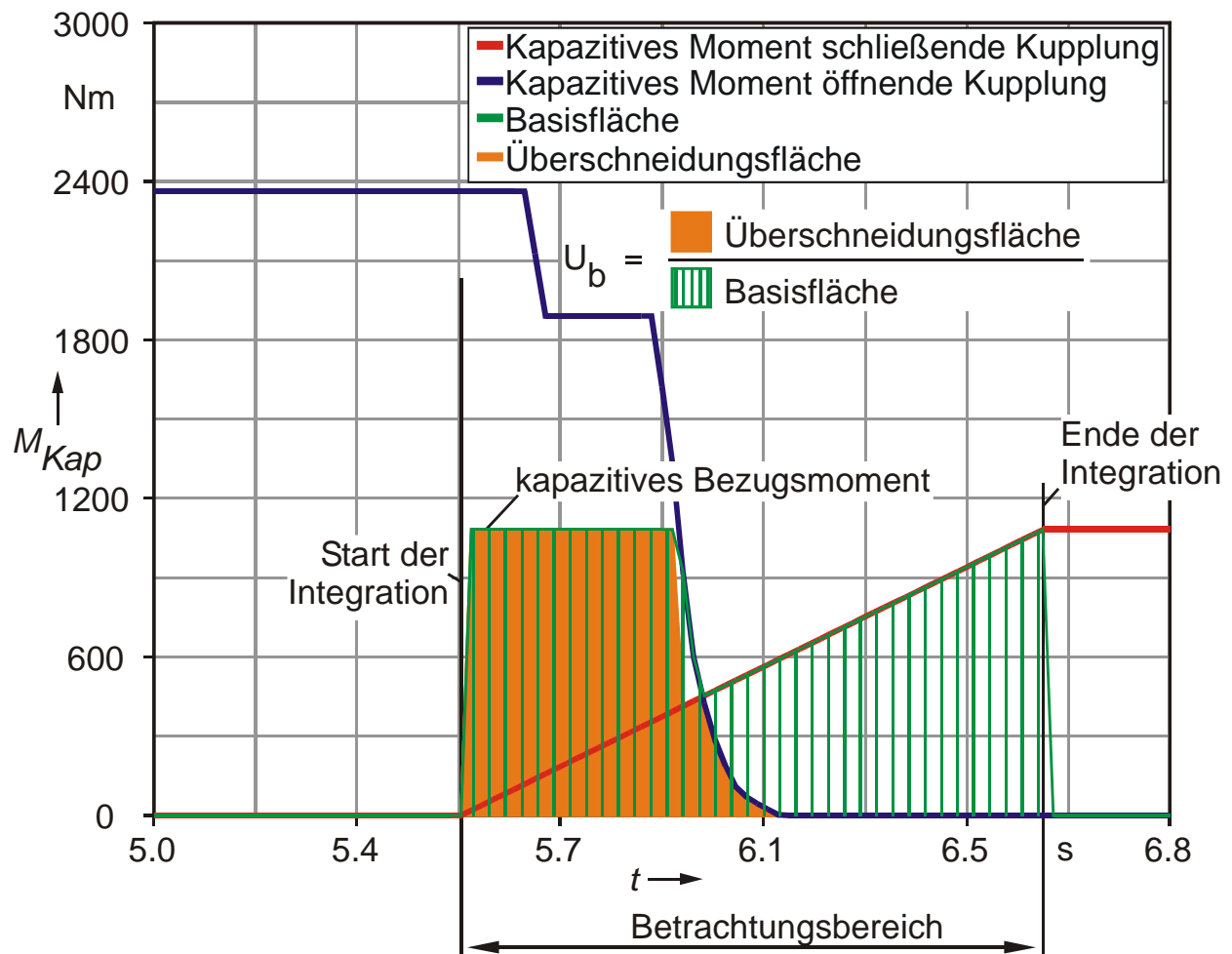
Die Fläche, die beide Kupplungsverläufe gemeinsam aufspannen, beschreibt die Überschneidungsfläche. Somit ist die Berechnung der Überschneidungsfläche nur dann wirksam, wenn beide Kupplungsverläufe ein kapazitives Moment größer null besitzen. Wird anstelle der Überschneidungsfläche ausschließlich die Zeit betrachtet, dann wird häufig von der Kupplungsüberschneidung oder einfach der Überschneidung gesprochen.



**Bild 2.4:** Berechnung der Kupplungsüberdeckung,  $U_b = 1\%$

### Kapazitives Bezugsmoment

Das kapazitive Bezugsmoment berücksichtigt das kleinere kapazitive Moment der beiden aktiven Kupplungen im Betrachtungsbereich. Das bedeutet, dass das kleinere kapazitive Moment der beiden Kupplungen im Endzustand die maximale Höhe der Basis- und Überschneidungsfläche vorgibt. An den Beispielen von Bild 2.4, Bild 2.5 und Bild 2.6 wird das kapazitive Bezugsmoment vom kapazitiven Moment der schließenden Kupplung festgelegt. Das kapazitive Bezugsmoment beeinflusst weiterhin die Berechnung der Basisfläche. Wenn sich beispielsweise der Schließverlauf in einem Bereich bewegt, in dem der Öffnungsverlauf über dem kapazitiven Bezugsmoment liegt, dann wird für die Berechnung der Überschneidungsfläche die Höhe des kapazitiven Bezugsmoments eingesetzt. Dieser Sachverhalt ist in Bild 2.5 dargestellt.



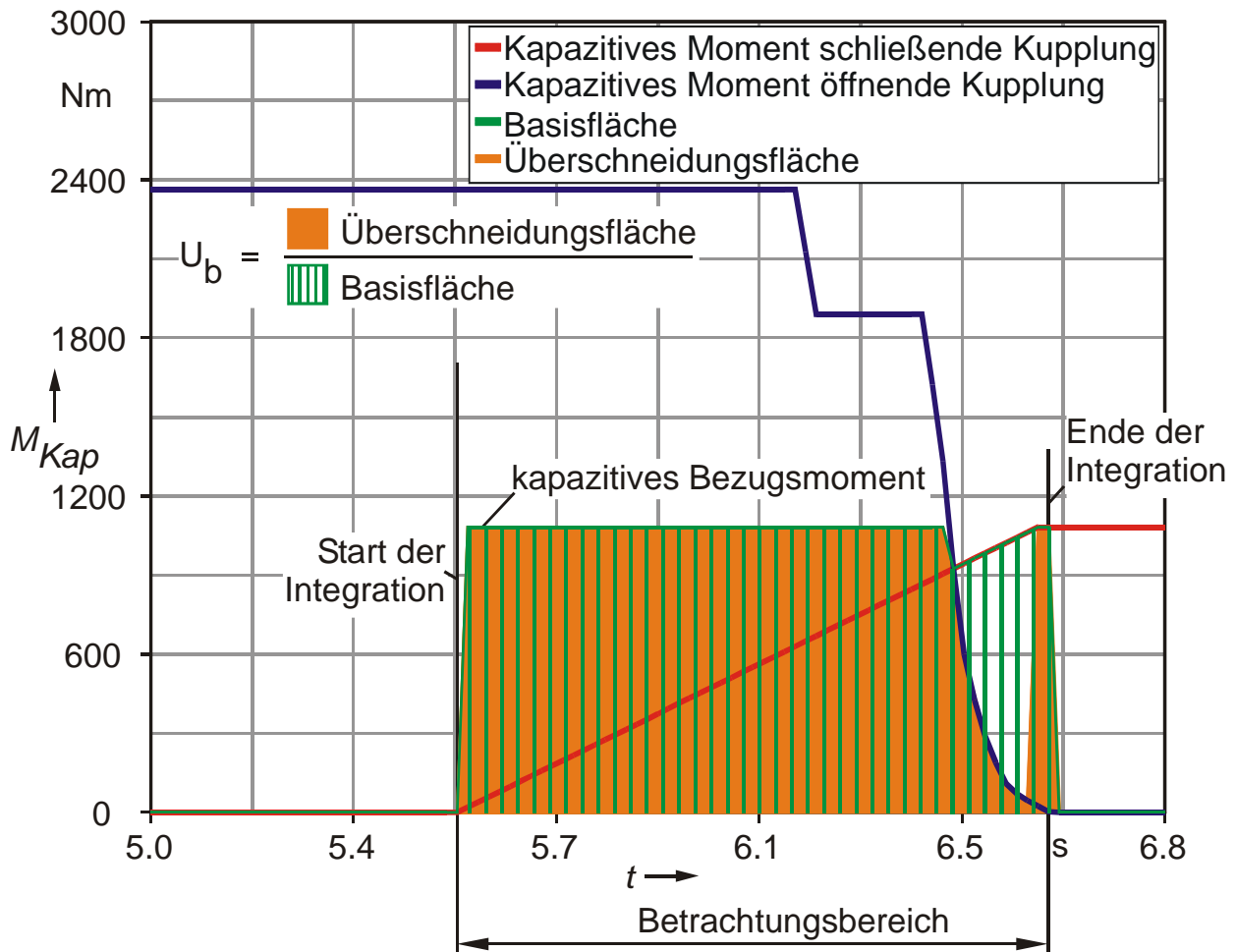
**Bild 2.5:** Berechnung der Kupplungsüberdeckung,  $U_b = 49\%$ , der Integrationsbeginn wird vom kapazitiven Moment der schließenden Kupplung ausgelöst

Gleiches gilt für das kapazitive Moment der schließenden Kupplung, wenn dieses über dem kapazitiven Bezugsmoment liegt und die öffnende Kupplung nicht vollständig geöffnet hat, vergleiche Bild 2.6. Die Einführung dieser Begrenzung wurde aufgrund der Tatsache vorgenommen, dass bei voller Überdeckung der Wert 100% erreicht werden soll.

### Basisfläche

Die Basisfläche berechnet sich aus dem Integral des kapazitiven Bezugsmoments im Betrachtungsbereich. In Bild 2.4 ist weiterhin die reduzierte Höhe der Basisfläche, während beide Druckverläufe nicht volles Niveau besitzen, zu se-

hen. Dies geschieht, um die gewünschte Auflösung bei kleinen Überdeckungs-  
werten zu erreichen.



**Bild 2.6:** Berechnung der Kupplungsüberdeckung,  $U_b = 90 \%$ , der Integrationsbeginn wird vom kapazitiven Moment der schließenden Kupplung ausgelöst, das Integrationsende wird vom kapazitiven Moment der öffnenden Kupplung bestimmt

### Ausgangs- und Endzustand

Der Ausgangszustand der öffnenden Kupplung ist das kapazitive Moment vor Einleitung der Schaltung. In der Hydraulik wird hier üblicherweise vom Halte-  
druck gesprochen. Der Ausgangszustand der schließenden Kupplung ist der Zu-  
stand "offen", und somit ist das kapazitive Moment gleich null. Die Kupplung,  
welche zeitlich betrachtet als erste eine Veränderung hinsichtlich ihres Aus-  
gangszustands zeigt, aktiviert die Integration. Der Endzustand der öffnenden

Kupplung ist dann erreicht, wenn sie vollständig geöffnet hat und somit kein Moment mehr übertragen kann. Hier hat das kapazitive Moment den Wert null. Der Endzustand der schließenden Kupplung liegt dann vor, wenn diese ihr maximales kapazitives Moment und somit den Haltedruck erreicht hat. Die Integration endet, wenn beide Kupplungen den Endzustand erreicht haben.

### **Betrachtungsbereich**

Der Betrachtungsbereich wird häufig auch als Schaltzeit bezeichnet. Er beschreibt die zeitlichen Grenzen der Integration und wird folgendermaßen festgelegt. Die Integration beginnt, sobald eine der beiden aktiven Kupplungen eine Änderung hinsichtlich des Ausgangszustandes zeigt (z. B. Druckänderung) und endet, wenn beide Kupplungen ihren Endzustand erreicht haben, vergleiche Bild 2.4, Bild 2.5 und Bild 2.6. In Bild 2.5 wird im Gegensatz zu Bild 2.4 die Integration durch den Druckverlauf der schließenden Kupplung eingeleitet. In diesem Beispiel ist die schließende Kupplung das zeitlich früher eintretende Ereignis. In Bild 2.6 hingegen wird im Unterschied zu Bild 2.4 und Bild 2.5 das Ende der Integration vom öffnenden Kupplungsverlauf bestimmt.

Diese Situation kommt in der Regel nur bei sehr großen Überdeckungswerten vor und wird in der Praxis aufgrund großer Kupplungsbelastungen vermieden. Der Algorithmus muss universell anwendbar sein. Plausibilitätsprüfungen sind nicht Aufgabe des Algorithmus und werden somit von ihm nicht durchgeführt, obgleich Überdeckungen größer  $U_b = 90\%$  als Indikatoren für Fehlsteuerungen herangezogen werden können.

### **Anforderung an die Überdeckung**

Das Maß der Überdeckung soll eine unabhängige, zahlenmäßige Erfassung beliebig gepaarter Öffnungs- und Schließverläufe in Form einer Prozentzahl ermöglichen. Diese Anforderung beschreibt die Flexibilität des Verfahrens für beliebige funktionale Zusammenhänge des Druckauf- bzw. Druckabbaus. Wünschenswert wäre, dass Verlaufpaarungen desselben Überdeckungswerts ein ähnliches dynamisches Verhalten zeigen. Dies wird allerdings nur bei vergleichsweise ähnlichen Druckverlauffunktionen erreicht.

Darüber hinaus wird eine gleichmäßige Auflösung des Wertebereichs zwischen 0 und 100 % erwartet. Darunter wird verstanden, dass sich der Überdeckungswert annähernd proportional bei entsprechender Änderung des Schließ-, bzw. Öffnungsbeginns der aktiven Kupplungen verhält. Da der Algorithmus für beliebige Druckverlauffunktionen verwendet werden kann, soll sich bei geringfügigen Änderungen der Überschneidung der Überdeckungswert ebenfalls nur wenig ändern.

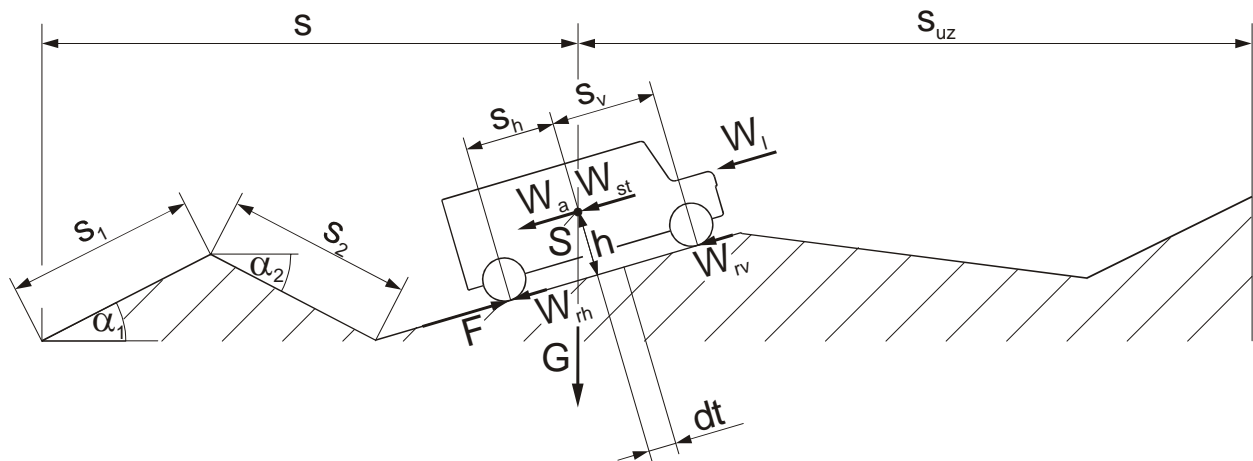
Schließlich soll der Überdeckungswert eine anschauliche Interpretation der vorliegenden Überdeckungssituation gewährleisten. Diese Forderung spiegelt die im alltäglichen Sprachgebrauch übliche Bedeutung wider. Obgleich der Begriff eher für grobe Abschätzungen oder für unscharfe Vergleiche eingesetzt wurde, existieren bezüglich seiner Auswirkungen klare Vorstellungen. Aufgrund dieser Forderung wurde das Maß der Überdeckung als eine dimensionslose Größe entsprechend Bild 2.4 definiert.

## **2.8 Streckensimulation**

Unter dem Begriff Streckensimulation wird das Abfahren einer im Rechner modellierten Fahrzeug- / Streckenkombination unter bestimmten Vorgabeparametern verstanden. Das Ziel der Streckensimulation ist es, das reale Verhalten des Antriebsstrangs im Rechner nachzubilden. Ein Beispiel für eine Streckensimulation ist in Bild 2.7 zu sehen. Hierin sind wichtige Einflussgrößen hinsichtlich der Fahrzeug-, Strecken- und Fahrstrategiebeschreibung abgebildet.

Der Vorteil dieser Art der Betrachtung ist die relativ einfache Änderungsmöglichkeit von Vorgabeparametern. Beispielweise lässt sich sehr einfach die Masse des Fahrzeugs oder die Hinterachsübersetzung ändern. Somit sind mit vertretbarem Aufwand Variantenuntersuchungen durchführbar, welche in der Realität großen Zeiteinsatz und Umrüstaufwand erfordern würden /SCIUTO01/. Da im vorliegenden Fall die Beurteilung des Schaltverhaltens anhand der Fahrsimulation erfolgt, reicht es im Wesentlichen aus, die Längsdynamik des Fahrzeugs abzubilden. Ein weiterer Vorteil bei effizienter Programmierung und Modellierung ist die Simulation von Streckenlängen größer 500 km.





$s$	=	zurückgelegte Wegstrecke
$s_{uz}$	=	Vorausschauweg
$s_1, s_2$	=	Wegabschnitt
$d_t$	=	Diskretisierungsintervall
$\alpha_1, \alpha_2$	=	Fahrbahnneigung
$S$	=	Schwerpunkt
$s_v$	=	Abstand Schwerpunkt Vorderachse
$s_h$	=	Abstand Schwerpunkt Hinterachse
$h$	=	Schwerpunktshöhe
$F$	=	Antriebskraft
$G$	=	Gewichtskraft
$W_l$	=	Luftwiderstand
$W_{rv}$	=	Rollwiderstand Vorderachse
$W_{rh}$	=	Rollwiderstand Hinterachse
$W_{st}$	=	Steigungswiderstand
$W_a$	=	Beschleunigungswiderstand

**Bild 2.7:** Streckensimulation und Parameter /WILLMERTING99\_1/

Für jede Art der Simulation gilt, je genauer die Vorgaben, desto besser stimmen die Ergebnisse mit der Realität überein. /DRESIG01/ spricht in diesem Zusammenhang vom Minimal- bzw. Maximalmodell. Gelegentlich neigt man bei der Problemlösung aus Unwissenheit zu so genannten Maximalmodellen. Hier muss meist zu einem späteren Zeitpunkt festgestellt werden, dass mit der universellen Beschreibung gleichzeitig ein beträchtlicher Aufwand bei der Definition der Vorgabeparameter getrieben werden muss. Häufig werden unter Maximalmodellen Modellierungen unter Einbeziehung aller Freiheitsgrade verstanden. Dies ist bei Antriebssträngen in der Regel nicht notwendig.

Weiterhin ist die Berechnung der Zustände bei Maximalmodellen zeitintensiv. Negative Auswirkungen auf die Simulationsgeschwindigkeit sind die Folge. Dies führt üblicherweise dazu, dass besondere dynamische Problembereiche abschnittsweise untersucht werden. Da die Simulationsgeschwindigkeit gewöhnlich weit unterhalb der Echtzeit liegt, eignen sich Maximalmodelle nicht für die Simulation größerer Strecken. Die Definition der Randbedingungen gestaltet sich vergleichbar aufwändig wie bei Finite-Element-Berechnungen.

Bei Streckensimulationen müssen genaue Kenntnisse des Fahrzeugs und der Strecke vorliegen. Üblicherweise verfügt die Fahrzeugindustrie über Referenzstrecken, die im Rechner entsprechend nachgebildet werden. Die Streckenvorgaben können sich auch an besonderen Fahrzuständen orientieren, wie beispielsweise Fahrt in der Ebene oder Steigungsfahrt. Die Validierungsgröße für Streckensimulationen ist die tatsächliche Vergleichsfahrt mit dem realen Fahrzeug auf der realen Strecke. Somit ist ein einfacher Vergleich zwischen Rechnung und Messung möglich, und die Gültigkeit der Simulation kann an einfachen leicht messbaren Kenngrößen nachgewiesen werden.

### 3 Stand der Technik

In der vorliegenden Arbeit werden Simulations- und Fahrzeuggetriebeaspekte behandelt, so dass der Stand der Technik auf beiden Gebieten darzustellen ist. Somit wird zunächst der Bereich der Simulation und danach der Bereich der Fahrzeuggetriebe behandelt.

#### 3.1 Simulation

Die Simulation ist und war stets Gegenstand wissenschaftlicher Betrachtungen. Die Grundprinzipien der Beobachtung, der Modellbildung, des Versuchs und der Auswertung sind Eckpunkte wissenschaftlicher Vorgehensweise. In neuerer Zeit werden hierfür sehr intensiv Digitalrechner eingesetzt. Die Gründe hierfür sind vielfältig und sollen nicht im Einzelnen behandelt werden. Der vertretbare zeitliche Aufwand für die Modellierung und deren Simulation führten zu der weiten Verbreitung. Im Folgenden sollen einige Definitionen für Begriffsklarheit sorgen sowie auf Einschränkungen hinweisen.

- Simulation ist ein Verfahren zur Durchführung von Experimenten auf einem Digitalrechner unter Benutzung mathematischer Modelle mit dem Ziel, Aussagen über das Verhalten des realen Systems zu gewinnen /JENTSCH69/.
- Simulation ist die Untersuchung des Verhaltens eines physikalischen Systems im Zeitbereich, wobei hier der Begriff physikalisch im Gegensatz zu mathematisch gemeint ist /MCCLELLAND84/.
- Modelle und Simulationen jeder Art sind Hilfsmittel zum Umgang mit der Realität; sie sind so alt wie die Menschheit selber /BOSSEL94/.
- Simulation ist das Experimentieren an einem Modell des realen Systems. Dem gemäß bedeutet rechnergestützte Simulation das Experimentieren mit dem mathematischen Modell /KORTÜM94/.
- Unter Simulation versteht man die Nachbildung von Vorgängen auf einem Computersystem /BALZERT00/.

Bei der Simulation steht die modellhafte Beschreibung eines Systemverhaltens im Vordergrund. Die Modellierung des Systems impliziert stillschweigend Verein-

fachungen. Somit sollten während des Modellaufbaus bereits klare Vorstellungen über die später zu erwartenden Ergebnisse vorhanden sein. Der Detaillierungsgrad beeinflusst Modellierungsaufwand und Simulationszeit, siehe auch /DRESIG01/.

Die Simulationstechnik wird in einem sehr breiten Bereich angewendet. Diese Breite zwingt in der vorliegenden Arbeit zu einer Fokussierung auf den aus Maschinenbausicht relevanten Bereich der Mehr-Körper-Systeme (MKS). Im hier verwendeten Kontext spielt die Art und Weise, wie sich ein System (Fahrzeuggetriebe) während der Simulation im Zeitbereich verhält, eine maßgebende Rolle. Als Gegenbeispiel können hierfür Fabrik- bzw. Logistiksimulationssysteme genannt werden, bei denen das Maschinen- bzw. Transportverhalten während des Prozesses von untergeordnetem Interesse ist. Das Ergebnis steht im Vordergrund. Das Stückgut muss zu einer bestimmten Zeit an einem bestimmten Ort eintreffen, um dort eine Wertsteigerung zu erfahren, bis es in den Warenhandel gelangt. Auf eine exemplarische Aufzählung dem Zeitbereich zugehöriger Simulationssysteme wird verzichtet und auf die Literatur /DRESIG01, KORTÜM94, LASCHET88/ verwiesen. Das Ziel der folgenden Abschnitte ist es, eine grundlegende Einteilung dieser Simulationssysteme zu versuchen und neue Entwicklungstendenzen aufzuzeigen.

### **3.1.1 Einteilung der Simulationssysteme**

Eine grundlegende Einteilung der Simulationssysteme gestaltet sich aufgrund einer fehlenden allgemeingültigen Gliederung schwierig. Die Literatur kann hier nur begrenzt weiterhelfen, da sie üblicherweise an einem vorliegenden Problem Lösungsansätze schildert. Diese Lösungsansätze sind in der Regel vom Lösungsverfahren abhängig und können nur selten ohne größeren Änderungsaufwand übertragen werden. Erschwerend kommt hinzu, dass kein allgemeingültiger Sprachraum existiert. Ein Einstieg in die Problematik empfiehlt sich über die Entwicklungsgeschichte der Simulation im Allgemeinen. Die Frage, für welchen Zweck eine entsprechende Simulationsumgebung ursprünglich entwickelt wurde, zeigt zumindest die thematische Herkunft. Handelt es sich um traditionelle Simulationsprogramme, bestehen in der Regel umfangreiche Zusatzpakete, die ihre Funktionalität auf andere Bereiche ausweiten. Häufig sehen moderne Simulati-

Umgebungen Programmierschnittstellen vor, die dem versierten Anwender Möglichkeiten zur benutzerdefinierten Anpassung bieten. Diese Gruppe von Simulationsprogrammen wird in der Literatur häufig als general-purpose programs bezeichnet /LASCHET88/. Wie aus den Beschreibungen hervorgeht, eignen sich solche Programmpakete für einen breiten Einsatzbereich. Wenn man jedoch den Aufwand für den Modellaufbau mit einbezieht, schafft man Unterscheidbarkeit. In der Regel gelingt es den Umgebungen nicht, ihre Ursprünge abzulegen. Mit diesem vergleichsweise großen Anpassungsaufwand ebnete sich der Weg für Softwareprogramme mit begrenztem Einsatzbereich, sog. special-purpose programs /LASCHET88/.

### **3.1.2 Rechnerunterstützung in der Simulationstechnik**

Die Entwicklung im Computerbereich verlief auf Hardware- wie auf Softwareseite explosionsartig. Die anfänglich verwendeten Analogrechner wurden fast vollständig durch die zeitdiskret arbeitenden Digitalrechner abgelöst. Den Digitalrechner zeichnet, im Gegensatz zum Analogrechner, die universellere Einsetzbarkeit aus. Durch Applikationen kann das Verhalten des Rechners unter Verwendung von Programmen verändert werden, ohne dass der Aufbau des Rechners selbst betroffen ist. Ein Merkmal der Digitalrechner ist die Notwendigkeit von Programmiersprachen für die Erzeugung ausführbarer Codes. Die Entwicklung der Programmiersprachen beeinflusste die Computersimulation maßgeblich. Zu den höheren Programmiersprachen zählen beispielsweise C++, C, FORTRAN, BASIC (und seine Ableger), PASCAL, DELFI, JAVA usw.. Hierbei muss die Unterscheidung zwischen den Programmiersprachen und den Simulationssprachen beachtet werden. Die Simulationssprachen entstanden etwas zeitversetzt zu der Entwicklung der Programmiersprachen. Es handelt sich bei den Simulationssprachen vereinfacht ausgedrückt um sehr mächtige Befehle und Prozeduren, die auf einfache Weise ein entsprechendes Systemverhalten im Rechner nachbilden und simulieren können. Die Modellbeschreibung erfolgt in der Regel mit Hilfe von Textdateien, die den Modellaufbau, die Startbedingungen, die Ausgabedaten und dergleichen mehr enthalten. Häufig lehnt sich die Modellbeschreibung an gängiger Syntax der Programmiersprachen an. Dieser Umstand erklärt die hier verbreitete Deklaration in FORTRAN-Syntax. Eine

Vielzahl dieser Simulationssprachen basieren auf den CSSL-Sprachkonventionen (Continuous System Simulation Language, 1967). Einer der bis heute weiterentwickelten Vertreter dieser Gattung ist ACSL (Advanced Continuous Simulation Language, 1975). Ein wichtiger Punkt hierbei ist die Modellbeschreibung. Üblicherweise werden für die Beschreibung des Systemverhaltens Methoden von Newton-Euler bzw. Lagrange verwendet. Diese so gewonnen Systemgleichungen müssen dann entsprechend linearisiert werden. Die Beschreibung dieser Gleichungssysteme muss in Zustandsform erfolgen. Das Aufstellen der Systemgleichungen bei komplexeren Systemen ist nicht trivialer Natur. Ein weiteres Problem ergibt sich bei strukturellen Änderungen an bestehenden Modellen. Hier ist ein Neuaufstellen der Systemgleichungen unumgänglich. In letzter Zeit verbreiten sich im Bereich der Modellerstellung Hilfswerkzeuge, welche als generische Algorithmen /KORTÜM94/ bekannt sind.

Etwas zeitversetzt zur Entwicklung der Simulationssprachen entstand ein veränderter Lösungsansatz, der üblicherweise als Objektorientierte Simulation bezeichnet wird /GÜHRER85/. Dieser wurde durch die Verwendung entsprechender Prinzipien bei den höheren Programmiersprachen initiiert (OOP Objektorientierte Programmierung). Der Lösungsansatz folgt im Allgemeinen der Kausalitätskette. Die Integration kann entweder zentral oder dezentral erfolgen /SPÖRL96/. Im Bereich der Antriebsstrangsimulation haben sich Lösungsprinzipien durchgesetzt, die häufig mit Ursache-Wirkung bezeichnet werden. Ein Vertreter dieser Gattung ist das hier verwendete Basissimulationssystem winEVA. Ein vom Lösungsprinzip verwandtes Antriebsstrangsimulationsprogramm wird als FASIMA bezeichnet und wurde an der Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente IMA, entwickelt. /SPÖRL96/ entwickelte den vorläufig letzten Stand der Antriebsstrangsimulation, sie trägt den Namen FASIMA II. Die Entscheidungsgründe für die Basissimulation winEVA wurden bereits im Kapitel 1 beschrieben.

Häufig werden auch Beschreibungsformen aus der Signalverarbeitung verwendet, welche sich auf das Übertragungsverhalten von Signalgliedern beziehen. Unabhängig vom Lösungsverfahren entkoppelt es den Anwender von dem Problem der allgemeinen Beschreibung des Systemzustandes durch Differentialgleichungssysteme. In der Regel verfügen entsprechende Simulationssysteme über einen modularen Aufbau. Hier kann der Anwender aus so genannten Toolboxen

entsprechende Elemente auswählen und je nach Leistungsfähigkeit der Umgebung beliebig verknüpfen. Bei der Simulation von Antriebssträngen ist dieses Verfahren sehr verbreitet /SCHLEGEL01, SCHREIBER01/. Gelegentlich wird noch zwischen topologiegebundenen und topologieungebundenen Simulationsprogrammen unterschieden /SPÖRL96/, obgleich die topologiegebundenen Simulationsprogramme an Bedeutung verlieren. Verfahrensunabhängig kann festgestellt werden, je größer die Allgemeingültigkeit der Modelle und je detaillierter die Modellierung, desto größer der Modellierungs- und Rechenaufwand.

## **3.2 Fahrzeuggetriebe**

Die Beschreibung der Getriebeentwicklung wird im Folgenden auf den hier relevanten Bereich ausgerichtet. Dies bedeutet, dass beispielsweise Getriebe in Sonderfahrzeugen oder Traktoren nicht betrachtet werden. In Anbetracht der Ausrichtung der Arbeit liegt der Schwerpunkt auf der Getriebesteuerung und dem Getriebeaufbau, siehe /HOEPKE00, LOOMAN95 und LECHNER94/.

Die Getriebe aus Sicht der Ansteuerung durchlaufen seit einiger Zeit, wie nahezu alle komplexeren Maschinen, einen Wandel zu mechatronischen Systemen. Darüber hinaus erlangen, unter Berücksichtigung aktueller Verkaufszahlen, Getriebe mit Schaltunterstützung größere Bedeutung. Für die weitere Betrachtung ist es hilfreich, die Fahrzeuggetriebe hinsichtlich ihres Funktionsprinzips einzuteilen. Man unterscheidet drei wesentliche Typen von Getrieben, nämlich die stufenlosen Getriebe, die Schaltgetriebe mit Zugkraftunterbrechung während des Gangwechsels und die Lastschaltgetriebe, allgemeiner bekannt unter dem Begriff der Automatikgetriebe ohne Zugkraftunterbrechung während des Gangwechsels. Zu den Lastschaltgetrieben zählen auch die Doppelkupplungsgetriebe, deren Konzept erst kürzlich wieder kommerzielle Bedeutung erlangt.

### **3.2.1 Stufenlose Getriebe**

Die stufenlosen Getriebe finden in letzter Zeit wieder größere Verbreitung. Der Vorteil dieses Typs ist die gezielte Nutzung günstiger Betriebspunkte im Motor-kennfeld, die je nach Fahrerwunsch entsprechend genutzt werden können, siehe /JARCHOW92 und NITESCU87/. Bei großem Fahrleistungswunsch kann der Motor

während des gesamten Beschleunigungsvorgangs bei maximaler Leistungsabgabe betrieben werden. Hierfür muss dann die Übersetzung entsprechend kontinuierlich angepasst werden. Bei kraftstoffsparender Fahrweise ist das Ziel, bei entsprechender Anpassung der Übersetzung, Motorkennfeldbereiche mit großem Wirkungsgrad zu nutzen /WILLMERCING95/. Die Probleme der stufenlosen Getriebe werden üblicherweise mit vergleichsweise schlechtem Wirkungsgrad und lautem Betriebsverhalten beschrieben. Ein weiteres Problem nicht technischer Natur lässt sich aus der Psychologie des Fahrens ableiten. Werden die Vorteile vollständig genutzt, so ergeben sich ungewohnte akustische Rückmeldungen während des Betriebs. Das Geräuschverhalten, wie beispielsweise konstante Motordrehzahl beim Beschleunigen, wurde von der Mehrzahl der Kunden nicht akzeptiert. Das der Fahrerfahrung mit konventionellen Antrieben widersprechende Geräuschverhalten erforderte eine Anpassung der Kennlinien. Die Notwendigkeit einer engen Verknüpfung von Motor- und Getriebesteuerung ist obligatorisch.

### **3.2.2 Schaltgetriebe**

Bei den Schaltgetrieben handelt es sich um den Getriebetyp, der auch heute noch die größte Verbreitung in den Fahrzeugen besitzt. Einer der Gründe hierfür ist der vergleichsweise einfache Aufbau und die damit verbundenen Herstellkosten. Während ihres Einsatzes durchliefen sie die Entwicklung vom Schieberadgetriebe über das Schiebemuffengetriebe hin zum Synchrongetriebe, welches heute den Standard in der Fahrzeuggetriebetechnik darstellt.

In letzter Zeit akzeptieren Kunden zunehmend automatisierte, bzw. teilautomatisierte Schaltgetriebe. Dies gilt besonders für den Pkw-Bereich. Bei den Nutzfahrzeugen gehören entsprechende Schalthilfen seit längerer Zeit zum Stand der Technik und sind weit verbreitet. Die rein mechanischen Schaltübertragungselemente (Seilzug, bzw. Schaltgestänge) werden durch elektrische, pneumatische oder hydraulische Aktoren ersetzt. Die Vorteile für den Bediener gestalten sich vielfältig und sind unabhängig vom Einsatzfall. Automatische Anfahrerelemente wie beispielsweise automatisch betätigte Schaltkupplungen erleichtern das Anfahren ohne die Gefahr des Motorabwürgens. Teil- bzw. vollautomatisierte Schaltgetriebe vermeiden Fehlschaltungen und übernehmen Kup-



peltätigkeiten während des Gangwechsels. Vollautomatisierte Schaltgetriebe bieten, je nach Schaltprogramm, die Möglichkeit des kraftstoffsparenden Fahrens, ohne dass der Fahrer die nicht ganz einfachen Zusammenhänge im Antriebsstrang verstehen muss. Die Schonung der Getriebeelemente, wie beispielsweise der Reibbeläge, Synchronringe oder Zahnräder, ist ein angenehmer Nebeneffekt der automatischen Betätigung. Der prinzipielle Aufbau von Getrieben für Nutzfahrzeuge und Personenkraftwagen unterscheidet sich nicht. In der Regel sind moderne Nutzfahrzeuggetriebe wie die Getriebe der Personenkraftwagen synchronisiert. Der wesentliche Unterschied zwischen Nutzfahrzeug und Personenkraftwagen liegt in Anzahl der Gänge. Die 16 Gänge der Nutzfahrzeuge werden üblicherweise durch eine Teilung in drei Getriebegruppen erreicht. Die erste Gruppe wird als Splitgruppe bezeichnet und verfügt über zwei Gänge. Danach folgt das Hauptgetriebe mit üblicherweise vier Gängen. Am Ende ist eine so genannte Rangegruppe mit ebenfalls zwei Gängen angeordnet /WOLF84/. Die Aufteilung in unterschiedliche Getriebegruppen bietet mehrere Vorteile. Aufgrund kürzerer Baulängen ergeben sich steifere und somit höher belastbare Getriebesegmente. Weiterhin erreicht man einen modularen Aufbau, der je nach Kundenwunsch erweitert werden kann. Für weitere Informationen wird auf /HOEPKE00/ und /LECHNER94/ verwiesen.

### 3.2.3 Automatikgetriebe

Automatikgetriebe werden häufig auch als vollautomatische Getriebe bezeichnet und zählen zu der Gruppe der Lastschaltgetriebe. Lastschaltgetriebe wechseln die Übersetzung bei anliegendem Getriebeeingangsmoment. Während der Schaltung steht ein Getriebeabtriebsmoment und somit Zugkraft zur Verfügung. Bei den Automatikgetrieben handelt es sich um Stufengetriebe mit fester Übersetzung. Die Wahl der Übersetzung wird von der Getriebesteuerung selbständig durchgeführt. Einfluss hierauf besitzt die Lastgeberstellung (Fahrerwunsch), evtl. manuelle Eingriffe des Fahrers, der Fahrzustand sowie die Fahrstrategie, welche in der Steuerung hinterlegt ist.

Die beschriebenen Besonderheiten lassen das Einsatzgebiet der Automatikgetriebe erkennen. Der Bedienungsaufwand ist im Vergleich zu den Schaltgetrieben deutlich geringer. Obgleich manuelle Eingriffsmöglichkeiten hinsichtlich der

Gangwahl möglich sind, ist dies im alltäglichen Fahrbetrieb der Ausnahmefall. Kupplungstätigkeiten sind generell nicht möglich. Als Anfahrerelement wird bei Automatikgetrieben ein hydrodynamischer Drehmomentwandler eingesetzt. Der Fahrer muss unter normalen Betriebsbedingungen ausschließlich die Wahl der Fahrtrichtung treffen.

In den Pkws verbreiteten sich die Automatikgetriebe bei Fahrzeugen im oberen Preisbereich. Hierfür ist natürlich auch das Käuferverhalten regional und überregional verantwortlich. So fanden die Automatikgetriebefahrzeuge in Mitteleuropa bis vor kurzem keine große Verbreitung, wohingegen in den USA die Fahrzeuge mit Automatikgetriebe klar dominieren und bis in den Kleinwagenbereich angeboten werden. Zunehmend ist eine vergleichbare Entwicklung in Mitteleuropa zu beobachten.

Viele Hersteller bieten unter anderem aus diesem Grund ihre Oberklassenfahrzeuge ausschließlich mit Automatikgetriebe an. Bei den Nutzfahrzeugen lassen sich die geschilderten Vorteile entsprechend übertragen. Hier ist das Haupteinsatzgebiet der Automatikgetriebe die Personenbeförderung und somit der Stadtomnibus. Das komfortable Betriebsverhalten und die ruckfreien Übersetzungswechsel steigern den Komfort und schonen sämtliche Antriebsstrangteile. Lkws, die im Rangierbetrieb eingesetzt werden, verfügen häufig über Automatikgetriebe. Beispiele hierfür sind Feuerwehrfahrzeuge oder Lastkraftwagen auf Flughäfen.

Die typischen Automatikgetriebe verwenden für die Übersetzungsbildung Planetengetriebe. Planetengetriebe bestehen aus geschickt miteinander verbundenen Planetensätzen. Diese Planetengetriebe und die sich daraus ergebenden Koppelstrukturen können nahezu beliebigen Aufbau besitzen. Das Ziel hierbei ist, mit möglichst wenigen Planetensätzen, möglichst viele sinnvoll gespreizte Gangstufen zu erhalten. Aus technischer Sicht eignen sich die platzsparenden Planetengetriebe gerade bei Getriebe mit großem Leistungsdurchsatz. Der zur Verfügung stehende Bauraum begrenzt die Komponenten.

Die Übersetzungsbildung kommt durch das gezielte Abbremsen und Freigeben einzelner Elemente im Planetengetriebe zustande. Diese Elemente werden als Kupplungen bzw. Bremsen bezeichnet. Die Getriebehersteller unterscheiden

zwischen Kupplungen und Bremsen, obgleich es sich um dasselbe Maschinenelement handelt. Die Unterscheidung zwischen Kupplung und Bremse erfolgt aufgrund der Drehzahl der Sekundärseite der Kupplung bzw. Bremse. Verbindet eine so genannte Kupplung zwei Wellenenden miteinander, dann spricht man von einer Kupplung. Bremsst eine Kupplung Getriebeelemente auf Drehzahl null ab, dann spricht man von einer Bremse. Hierbei handelt es sich um Gehäuseverbindungen. In dieser Arbeit wird zwischen Kupplungen und Bremsen nicht unterschieden. Gelegentlich werden Kupplungen in besonderen Fahrsituationen, wie dem Anfahren am Berg, von Freiläufen unterstützt. Bei den hier betrachteten Getrieben sind keine Freiläufe vorhanden.

Betätigt werden die Kupplungen durch Hydraulikkolben, die im Getriebegehäuse untergebracht sind. Die Hydraulikkolben wiederum werden von der Schaltplatte angesteuert. Die Schaltplatte trägt die hydraulischen Ventile, die den Ölstrom zu den Kolben freigeben. Die hydraulischen Ventile werden von der elektronischen Steuerung überwacht und aktiviert. Das Schaltprogramm ist ein Element der elektronischen Steuerung und gibt, je nach Fahrsituation, das Signal für den Schaltbefehl. Der Wandel von der rein hydraulischen zur elektronischen Steuerung wurde bereits vor einiger Zeit vollzogen. Zurzeit findet hier die ganzheitliche Einbindung des Getriebes in das Fahrzeuginformationssystem statt. Das Ziel hierbei ist, die Fahrzeugparameter und den Fahrzustand für die ideale Auslösung des Übersetzungswechsels zu erfassen. Hierbei handelt es sich um eine prinzipielle Schilderung des Ineinandergreifens der einzelnen Elemente eines Automatikgetriebes. Alle besprochenen Elemente sind in der Regel im bzw. am Getriebegehäuse untergebracht.

Zum Anfahren verwenden Automatikgetriebe hydrodynamische Drehmomentwandler, die ebenfalls im Getriebegehäuse eingebaut sind. Der Vorteil dieser Anfahrerelemente liegt in der Drehmomentverstärkung bei deutlicher Drehzahldifferenz zwischen Wandlereingangs- und Ausgangsseite. Somit erhöht sich die Zugkraft am Rad um die vom Wandler erzeugte Wandlung  $\mu$  multipliziert mit der Übersetzung des Getriebes. Gerade beim Anfahren können in Verbindung mit starken Motoren Drehmomente erzeugt werden, welche elektronisch begrenzt werden müssen, um Beschädigungen am Antriebsstrang auszuschließen. Hydrodynamische Drehmomentwandler erfüllen heute, abweichend von der primären

Anfahraufgabe, zusätzliche Funktionen. Bei geeigneter Auslegung der Wandlerkennlinien, können die drehmomentschwachen Kennfeldbereiche der Dieseldirekteinspritzmotoren bei niedrigen Motordrehzahlen schnell überwunden werden. Darüber hinaus ist ein Einsatz hydrodynamischer Wandler bei Automatikgetrieben vorteilhaft, da ohnehin ein Hydrauliksystem vorhanden ist.

Hydrodynamische Drehmomentwandler weisen aufgrund der fehlenden mechanischen Verbindung zwischen Primär- und Sekundärseite in allen Betriebsphasen Schlupf auf. Beim Anfahren ist dieses Verhalten erwünscht und rechtfertigt den Einsatz. Bei anderen Fahrsituationen verschlechtert der Schlupf den Wirkungsgrad des Getriebes und führt somit zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch. Auf den Kraftstoffverbrauch wirkt sich auch die permanent mitlaufende Ölpumpe aus. Die Schaltlamellen der geschlossenen Kupplungen und der Wandler erfordern auch im geschalteten Gang einen ständigen Öldruck von fünf bis zehn bar. Die erforderliche Leistung beträgt mehrere Kilowatt – bei Nutzfahrzeuggetrieben mit hoher Drehzahl können das mehr als 10 kW sein – und wirkt sich ebenfalls negativ auf den Kraftstoffverbrauch aus. Aufgrund dessen ist heute die Kombination von Wandler und Überbrückungskupplung obligatorisch. Sobald das Fahrzeug angefahren ist, wird je nach Auslegung des Schaltprogramms die Überbrückungskupplung geschlossen. Die Schaltstrategie des Herstellers entscheidet über die Aktivierungshäufigkeit der Überbrückungskupplung. Neuere Wandlerkupplungsverfahren berücksichtigen definierte Schlupfzustände zur Drehschwingungsdämpfung. Die Wandlerüberbrückungskupplung wurde im Pkw zunächst ausschließlich in den höheren Gängen aktiviert. Der Grund hierfür ist unter anderem im Drehkraftverlauf von Verbrennungskraftmaschinen bei niedrigen Drehzahlen zu suchen. Die hier auftretenden Anregungen können zu unangenehmen Brummfrequenzen im Antriebsstrang führen. Bei Nutzfahrzeugen spielt der Wirkungsgrad eine noch größere Rolle. Dies führte bei Nutzfahrzeug-Automatikgetrieben zu interessanten konstruktiven Lösungen, wie beispielsweise dem Voith DIWA-Getriebe. Das Voith DIWA-Getriebe betreibt den Wandler im ersten Gang zum Anfahren in Leistungsteilung. Alle weiteren Gänge werden rein mechanisch geschaltet. Auf den Aufbau des Voith DIWA-Getriebes wird in dieser Arbeit noch detaillierter eingegangen.

Bei Nutzfahrzeuggetrieben können je nach Ausführung weitere Besonderheiten, wie Nebenabtriebe, Retarder usw. vorhanden sein. Diese sollen hier nicht näher erläutert werden, da sie für die Arbeit von untergeordnetem Interesse sind. Bei Lkws finden die Automatikgetriebe, bis auf oben genannte Ausnahmen, keine Verbreitung. Die Gründe hierfür sind:

- Der vergleichsweise stationäre Fahrzustand des Lkws im Gegensatz zum Stadtbus, der im Mittel drei Stopps pro Kilometer aufweist.
- Der Komfortanspruch des Transportguts. Bei der Personenbeförderung wird großer Wert auf Komfort gelegt, während beim Stückguttransport der Fahrkomfort eine untergeordnete Rolle spielt.
- Die Belastung des Fahrers durch Anfahrvorgänge. Bei drei Haltestellen pro Kilometer ergibt sich eine große Zahl von notwendigen Schaltvorgängen, was zu einer hohen Zusatzbelastung des Fahrers führt.
- Die deutlich höhere Fahrzeugmasse bei Lkws (maximal 40 Tonnen) als bei Bussen (maximal 28 Tonnen). Beim kraftstoffsparenden Fahren soll der Motor in Kennfeldbereichen hoher Wirkungsgrade betrieben werden. Gerade hierfür sind Getriebe mit großer Ganganzahl hilfreich, weil die Betriebspunkte mit hohem Wirkungsgrad des Motors gezielt genutzt werden können. Ein Beispiel hierfür ist die Fahrt in der Steigung. Die Übersetzung sollte so gewählt werden, dass die Fahrgeschwindigkeit möglichst wenig einbricht und gleichzeitig die Steigung überwunden werden kann. Jeder Geschwindigkeitswechsel bedeutet einen erhöhten Energieaufwand. Somit ist das Ziel beim kraftstoffsparenden Fahren, möglichst kontinuierlich die Zielgeschwindigkeit zu halten. Übliche Lkw-Schaltgetriebe verfügen in der Summe über 16-Gänge, im Gegensatz zu den Automatikgetrieben, welche heute mit maximal 6-Gängen ausgerüstet sind. Diese große Differenz zeigt, dass eine Ganganpassung auf den jeweiligen Fahrzustand nicht in vergleichbarer Art und Weise erfolgen kann und sich daraus nachteilige Auswirkungen hinsichtlich der Betriebspunkte im Kennfeld des Motors ergeben.
- Der vergleichsweise schlechtere Gesamtwirkungsgrad der Automatikgetriebe im Vergleich zu den Schaltgetrieben. Die wesentlichen Komponenten hierfür sind die ständige Versorgung der Getriebeelemente mit Öldruck sowie der Wandlerschlupf beim nicht überbrückten Wandler. Andere Einflüsse wurden

bereits behandelt. Obgleich die Elemente mit stark negativen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad optimiert wurden, kann als Erfahrungswert bei Pkws mit Automatikgetriebe ein Mehrverbrauch zum Schaltgetriebe mit einem viertel bis zu einem halben Liter auf 100 Kilometer angegeben werden.

- Zuletzt dürfen die Anschaffungskosten nicht vernachlässigt werden. Hier sind die Automatikgetriebe im direkten Vergleich mit mechanisch betätigten Schaltgetrieben üblicherweise teurer. Werden für den Vergleich teil- oder vollautomatisierte Schaltgetriebe herangezogen, dann kann je nach Ausführung das Automatikgetriebe billiger werden.

### **3.2.4 Doppelkupplungsgetriebe**

Die Doppelkupplungsgetriebe zählen wie die Automatikgetriebe zu den Lastschaltgetrieben. Vertreter dieser Gattung wurden in den Achtzigern erfolgreich im Motorsport eingesetzt. Abgesehen von Einzelanwendungen erlangten sie zu seiner Zeit keine Marktbedeutung. Erst kürzlich erfahren die Doppelkupplungsgetriebe eine Wiederbelebung. Der heutige Einsatz ist auf Volumenmodelle ausgerichtet, siehe /BARTSCH03/.

Die kennzeichnenden Merkmale der Automatikgetriebe lassen sich im weitesten Sinne auf die Doppelkupplungsgetriebe übertragen. Abweichungen ergeben sich beim Anfahrlement. Zum Anfahren wird üblicherweise eine der beiden nasslaufenden Reibkupplungen verwendet. Weiterhin kommen für die Übersetzungsbildung keine Planetengetriebe zum Einsatz, sondern wie bei den Schaltgetrieben stirnradverzahnte Getriebe mit Vorgelegewelle.

Der Übersetzungswechsel erfolgt entweder Vollautomatisch oder durch den manuellen Eingriff des Fahrers, indem der vorgewählte Gang auf der lastfreien Welle geschaltet wird. Nahezu zeitgleich muss der bisher eingelegte Gang freigegeben werden. Bei geeigneter Ausführung der Kupplungsüberschneidung kann der Übersetzungswechsel wie bei Automatikgetrieben ohne Zugkraftunterbrechung erfolgen. Problematisch bei Doppelkupplungsgetrieben ist das Schalten um zwei Gänge. Prinzipbedingt bedeutet dies, das Schalten von Gängen in derselben Gruppe. Diese Situation wird üblicherweise dadurch gelöst, dass in einen Zwischen-Gang der anderen Gruppe geschaltet wird, um darauffolgend

den eigentlichen Ziel-Gang in der gleichen Gruppe zu schalten. Bei derartigen Schaltvorgängen ist in der Regel ein vermindertes Abtriebsmoment hinzunehmen.





## 4 Getriebeprogramm

Das vorliegende Kapitel behandelt die kennzeichnenden Merkmale des Getriebeprogramms zur Berechnung der dynamischen Verhältnisse an beliebigen Planetensatzkoppelstrukturen. Hierzu gehören die Randbedingungen, besondere bzw. angepasste Lösungsmethoden sowie die Berechnung der mechanischen Grundgrößen. Abschließend wird die Gültigkeit des Modells nachgewiesen.

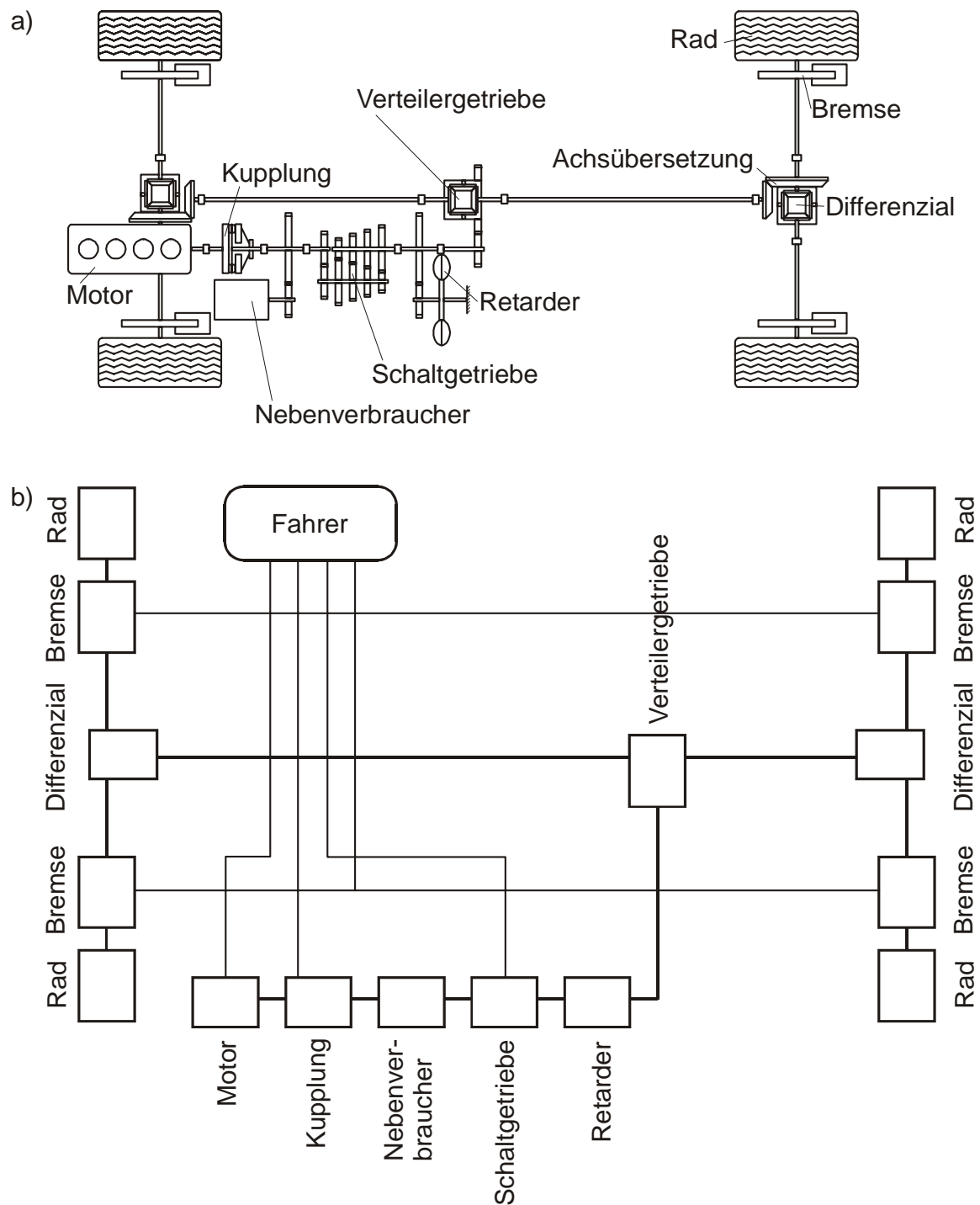
### 4.1 Antriebsstrangsimulation und Berechnungsprinzip

Antriebsstrangsimulationen werden unter anderem in der Getriebeentwicklung verwendet, um zeitlich veränderliche Belastungen im Getriebe zu bestimmen oder um mit vertretbarem Zeitaufwand Varianten zu untersuchen. Die wesentlichen Vorteile der Simulation liegen in der schnellen Anpassungsfähigkeit des Modells an neue Randbedingungen sowie in der Bestimmung der bauteilbezogenen Belastungen. Hinsichtlich der Bauteilbelastung kann der Versuch häufig keine erschöpfende Antwort liefern, weil aufgrund der Einbausituation der Getriebeteile eine direkte Applikation von Messtechnik verhindert wird. Üblicherweise wird von den gemessenen äußeren Belastungen auf die inneren rückgerechnet. Antriebsstrangsimulationen hingegen ermöglichen die Erfassung der auftretenden Belastungen an beliebiger Stelle des Antriebsstrangs, vorausgesetzt das Modell erlaubt die Abbildung des jeweiligen Aufbaus.

Die hier verwendete Simulationsumgebung erfüllt in weiten Teilen die Anforderungen. Die Gründe für die Auswahl der Simulationsumgebung wurde bereits in Abschnitt 1.1 behandelt. Ein Schwachpunkt in der verwendeten Antriebsstrangsimulation ist das vergleichsweise einfache Getriebemodell. Der Übersetzungswechsel wird stark vereinfacht abgebildet. Für die Auslegung von Kupplungskennlinien konnte das bestehende Getriebemodell nicht verwendet werden. Bei dem in dieser Arbeit entwickelten Getriebeprogramm handelt es sich um eine Erweiterung an der bestehenden Antriebsstrangsimulation winEVA (EDV-Programme zur Verbrauchs- und FahrleistungsAnalyse), die eine Entwicklung des Steinbeis Transferzentrums, Neue Technologien in der Verkehrstechnik, in Ulm ist.

Das Programm winEVA ist ein modular aufgebautes Simulationssystem für Fahrzeugantriebsstränge /WILLMERDING92/ und eignet sich besonders für Streckensimulationen. In der Literatur wird dieser Typ von Simulationssystem auch als Objektorientierte Simulation bezeichnet. Das hier verwendete Streckensimulationsprogramm besitzt Antriebsstrangelemente deren Modulgüte vom Anwender ausgewählt werden kann. Verbrennungsmotoren können vergleichsweise einfach über stationäre Kennlinien beschrieben werden. Es besteht optional die Möglichkeit, die Drehkraftanregung des Arbeitsprozesses zu berücksichtigen. Der Unterschied der beiden beschriebenen Varianten besteht in der Rechenzeit bzw. im Integrationsintervall. Um die Drehkraftanregung abbilden zu können, müssen kleine Schrittweiten ( $< 0,001$  s) gerechnet werden. Bei der Simulation längerer Strecken werden die Ergebnisdateien bei kleinen Iterationsschrittweiten sehr unhandlich. Häufig stößt man hier an die Leistungsgrenze aktueller Computersysteme. Das Ziel jeder Modellierung muss sein, das Modell so einfach wie möglich zu gestalten und dennoch das dynamische Verhalten in der gewünschten Art und Weise abzubilden. Für weiterführende Informationen hinsichtlich Streckensimulation ist auf Abschnitt 2.8 hinzuweisen. Der Aufbau des Simulationsmodells erfolgt in einer Baumstruktur.

Das Antriebsstrangverhalten der Simulation ist hinsichtlich der Fahrzeuglängsdynamik mit der Realität vergleichbar. Die Elemente werden mit Hilfe von Parametern und Kennfeldern beschrieben. Diese Antriebsstrangelemente besitzen dasselbe Übertragungsverhalten wie die realen Komponenten des Fahrzeugs. Das Antriebsstrangmodell kann aus den in der Simulation zur Verfügung gestellten Elementen beliebig aufgebaut werden. Ein einfacher Antriebsstrang kann beispielsweise folgenden Aufbau besitzen. Hierbei kann ein Verbrennungsmotor als Antriebsquelle verwendet werden, dessen Leistung über eine schaltbare Reibkupplung auf ein darauf folgendes Schaltgetriebe übertragen wird. Eine Kardanwelle dient der Kraftübertragung zum Ausgleichsgetriebe, welches dann die Leistung über die Antriebswellen zu den Rädern leitet. Das Fahrzeug wird über die charakteristischen Kenngrößen wie Masse, Luftwiderstandszahl usw. beschrieben. Ein aufwändigeres Antriebsstrangbeispiel mit Vierradantrieb ist in Bild 4.1 dargestellt.



**Bild 4.1:** Antriebsstrangsimulation mit modularem Aufbau, a) schematische Darstellung eines Antriebsstrangs und b) die Umsetzung in die Module von winEVA /WILLMERDING99\_1/

Die Berechnung der einzelnen Komponenten eines Antriebsstranges erfolgt nach dem Ursache-Wirkungs-Prinzip. winEVA berechnet die mechanischen

Grundgrößen Drehmoment und Drehzahl in zwei Schritten. Anschaulich lässt sich das Berechnungsverfahren anhand eines Beispiels erklären.

Ein Fahrermodell bildet das reale Fahrerverhalten in der Simulation nach. So startet die Simulation wie die Realität, indem das Fahrermodell einen Fahrleistungswunsch an den Motor abgibt. Der Motor leitet entsprechend der Lastgeberstellung ein Moment an die Kupplung weiter. Von der Kupplung wird das Antriebsmoment über das Getriebe zu den anderen Antriebsstrangelementen bis zu den Rädern geleitet. Natürlich unterliegt das Moment hierbei einer der Funktion des jeweiligen Antriebsstrangelements entsprechenden Wandlung. Am Rad kann unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände eine freie Zugkraft bestimmt werden. Diese freie Zugkraft beschleunigt das Fahrzeug, was zu einer veränderten Fahrzeuggeschwindigkeit führt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit kann über die Rollbedingungen des Rades in eine Abtriebsdrehzahl umgerechnet werden. Jetzt erfolgt die Aktualisierung der Drehzahlen auf umgekehrtem Wege, bezogen auf die vorher beschriebene Drehmomentberechnung.

Eine Besonderheit im beschriebenen Ablauf stellt die mehrfache Berechnung der Antriebsstrangelementzustände innerhalb eines Zeitschritts dar. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn Kennfelder mit großen Gradienten für die Beschreibung des Elementverhaltens verwendet werden und gleichzeitig große Änderung im Fahrzustand auftreten. Die iterative Berechnung ist dann erforderlich, wenn sich beim zweimaligen Lösen des Antriebsstrangs, unter denselben Ausgangsbedingungen, unterschiedliche Ergebnisse einstellen. Verantwortlich hierfür sind üblicherweise Unstetigkeiten in der Elementbeschreibung, hervorgerufen durch Kennfelder oder Kennlinien. Durch die mehrfache Berechnung des Systemzustandes wird die Zustandsänderung von Element zu Element entsprechend dem realen (stetigen) Systemverhalten angenähert. Beim Erreichen der Rechengenauigkeit, gleichbedeutend der Abbruchgrenze, wird die Iteration beendet. Ist ein vollständiger Rechenlauf abgeschlossen, sind alle Zustände im Antriebsstrang für einen Zeitschritt bestimmt. Für weiterführende Informationen, siehe /WILLMERDING99\_1/.

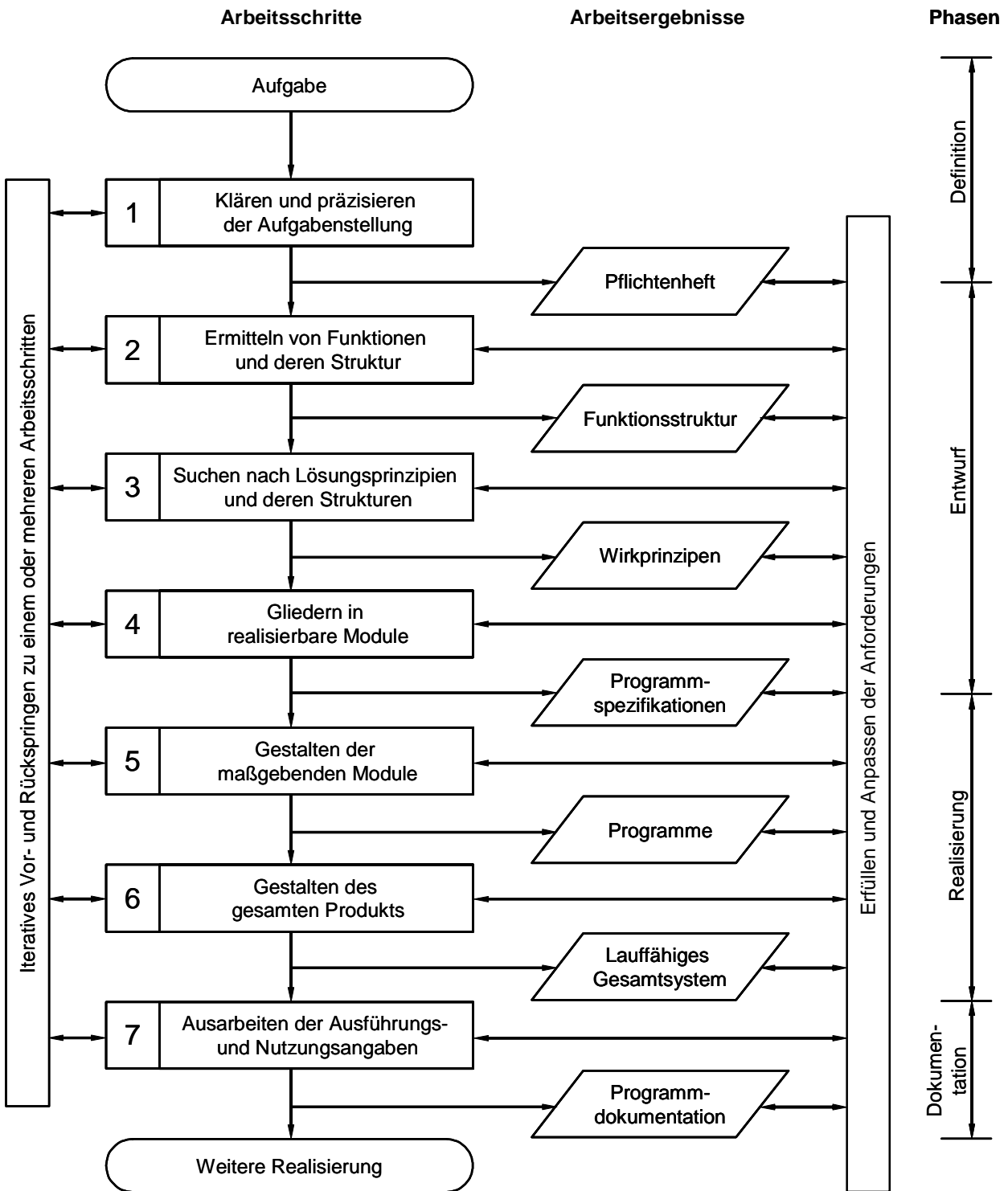
## 4.2 Softwareentwicklung unter methodischen Gesichtspunkten

Ein Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines Getriebeprogramms. Hierbei handelt es sich im Wesentlichen um Softwareentwicklung. Die einschlägigen Regelwerke, wie beispielsweise die Richtlinie /VDI 2221\_93, BALZERT01/ oder /PAHL93/ geben Empfehlungen für die Vorgehensweise bei der Softwareentwicklung. Zu Projektbeginn war es keinesfalls sicher, dass die formulierten Erwartungen und Wünsche an den Funktionsumfang des Getriebeprogramms erfüllt werden können. Diese Unsicherheit führt zwangsläufig zu Vorgehensweisen, welche sich von den Empfehlungen der /VDI 2221\_93/ im Detail unterscheiden. Dennoch sind in weiten Teilen Übereinstimmungen festzustellen. Die Vorgehensweise bei der Softwareentwicklung nach der /VDI 2221\_93/ Richtlinie ist in Bild 4.2 dargestellt. Im Folgenden wird nun der tatsächliche Entwicklungsprozess mit dem empfohlenen Prozess der /VDI 2221\_93/ verglichen.

Die Definitionsphase mit der Klärung und Präzisierung der Aufgabenstellung ist thematisch dem Kapitel 1 zuzuordnen. Zu Projektbeginn wurden die Erwartung an die Arbeit, die Mindestanforderungen sowie die Rahmenbedingungen geklärt. Da es sich beim vorliegenden Problem um eine Erweiterung an einer bestehenden Simulationsumgebung handelt, sind zusätzlich die Schnittstellen sowie der Arbeits- bzw. Lösungsprozess in der Definitionsphase zu klären, obgleich hier bereits der Übergang zur Entwurfsphase stattfindet. Die Übergänge sind bei jedem Entwicklungsprozess fließend. Die wesentlichen Fest- und Wunschforderungen an den Funktionsumfang der Software wurden zu Beginn der Arbeit festgelegt und in Kapitel 1 beschrieben.

Die Arbeitsschritte in der Entwurfphase mussten an die Fragestellung angepasst werden. Die Arbeitsschritte 2, 3 und 4 der /VDI 2221\_93/ decken sich im Wesentlichen mit dem Entwicklungsprozess der Arbeit, obgleich hierbei starke Durchdringungen im praktischen Vorgehen vorlagen. Nachdem die Anforderungen konkretisiert waren, wurden prinzipielle Strukturüberlegungen durchgeführt und Lösungsprinzipien abgeleitet. Da anfangs das Gelingen des Projekts unsicher war, wurde mit einem Getriebeprogramm in einer stark vereinfachten Form gearbeitet. Häufig werden derartige Vorläufer auch als Prototypen bezeichnet. Dieser Getriebeprogrammprototyp war nicht in die Basissimulation eingebunden.

Die Berechnung erfolgte ausschließlich stationär. Das Ziel des Getriebeprogrammstands war es, die universelle Berechnung beliebig gekoppelter Planetengetriebe nachzuweisen. Hierbei wurden bereits wichtige Elemente, wie die Realisierung von Leistungsteilung sowie der Lösungsprozess nach dem Ursache-Wirkungs-Prinzip berücksichtigt.



**Bild 4.2:** Methodisches Vorgehen bei der Softwareentwicklung /VDI 2221\_93/

Die Berechnung des Übersetzungswechsels war zu diesem Zeitpunkt noch nicht vorgesehen. Gedanken zu Funktionsstrukturen wurden im Sinne der /VDI 2221\_93/ problembezogen erarbeitet. Die Wirkprinzipien der einzelnen Getriebeelemente werden durch ihre mechanischen Eigenschaften definiert. Letztendlich wird ein Getriebe im Getriebeprogramm aus denselben Maschinenelementen wie in der Realität aufgebaut. Das Verhalten der Elemente ist auf die Fragestellung angepasst, und die Auswahl an unterschiedlichen Elementen ist stark eingeschränkt.

Die Realisierungsphase kann von der Entwurfphase, hinsichtlich der Empfehlung in der /VDI 2221\_93/, nicht derart scharf getrennt werden. Wie bereits angesprochen wurden während der Entwurfphase bereits einfache Programmprototypen erstellt, um die prinzipielle Funktionsweise abzuklären. Der Eintritt in die Realisierungsphase begann mit der Einbindung eines Testgetriebeprogramms in die Basissimulation. Nachdem auch hier die stationären Betriebszustände des Getriebeprogramms innerhalb des Fahrzeugmodells arbeiteten, folgte die Abbildung des Übersetzungswechsels. Auch hierfür existierten keine bekannten und somit zielsicheren Verfahren. Zunächst existierten Lösungsmöglichkeiten, deren Gültigkeit der Praxistest und somit die Umsetzung nachweisen mussten. Durch eine kontinuierliche Weiterentwicklung und Verfeinerung der Anfangsidee konnte ein stabiles Verfahren erarbeitet werden.

Die Dokumentationsphase erfolgte auf unterschiedlichem Wege. Der erste Schritt hinsichtlich pflegbarer Software ist die saubere Implementierung sowie die ausführliche Kommentierung des Quellcodes. Weiterhin existieren schriftliche Dokumentationen abseits des kommentierten Quellcodes. Ein weiterer Teil der Dokumentation sind die erstellten Schulungsunterlagen für die Anwendung des Getriebeprogramms mit ausführlichen Beispielen und Erläuterungen.

### **4.3 Aufbau des Getriebeprogramms**

Die Entwicklung des Getriebeprogramms ist ein Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit. Beim Getriebeprogramm handelt es sich, wie in Abschnitt 1.1 und 4.1 beschrieben, um eine Erweiterung an einer bereits bestehenden Antriebsstrangsimulation. Das in der Basissimulation verfügbare einfache Getriebemodell ist

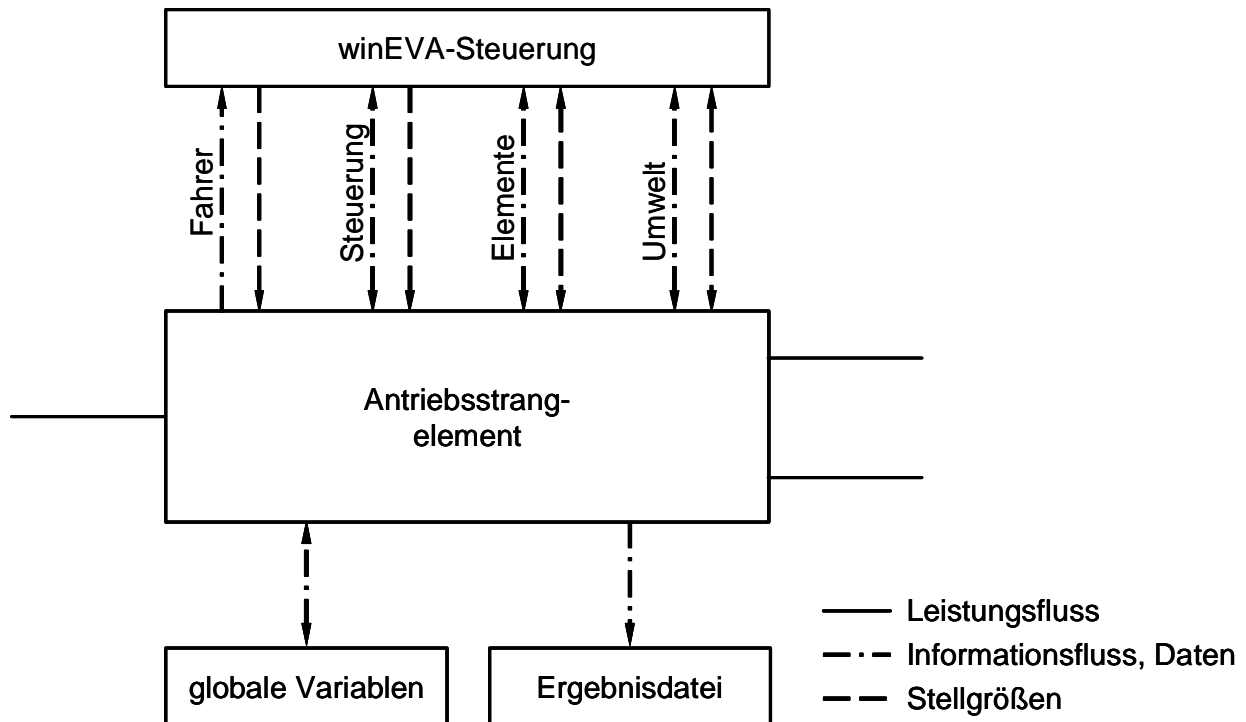
für die Beantwortung der vorliegenden Fragestellung nicht geeignet, aufgrund dessen das Getriebeprogramm entworfen wurde. Dieser Abschnitt behandelt den softwaretechnischen Aufbau, die sich daraus ergebende Softwarestruktur, die wichtigsten Objekte sowie die Hauptfunktionen des Getriebeprogramms. Das Getriebeprogramm wurde in der Programmiersprache C++ nach objektorientierten Gesichtspunkten implementiert. Die im Folgenden verwendeten Begriffe stammen aus der Informatik und der in C++ üblichen Sprachsyntax. Da auf die C++ typische Sprachsyntax nicht näher eingegangen wird, ist auf die Standardliteratur zu verweisen, wie /JOSUTTIS97, LAFORE96 und JELL93/. Der prinzipielle Aufbau wurde an den realen Getrieben orientiert.

Weiterhin kann die volle Funktionalität, wie auch der komplette Aufbau des Getriebeprogramms angesichts 45 517 Zeilen kommentierten Quellcodes nicht dargestellt werden. Dies entspricht nahezu der neunfachen Menge Text im Vergleich zur vorliegenden Arbeit. Somit werden die Erläuterungen auf die Kernfunktionalität sowie auf den Kernaufbau beschränkt.

#### **4.3.1 Datenmodell der Simulation**

Das Getriebeprogramm ist ein neues Element des Antriebsstrangs in der bestehenden Basissimulation. Somit müssen die Schnittstellen definiert werden, die zum Datenaustausch verwendet werden. Das Datenmodell eines beliebigen Antriebsstrangelements der Basissimulation zeigt Bild 4.3.



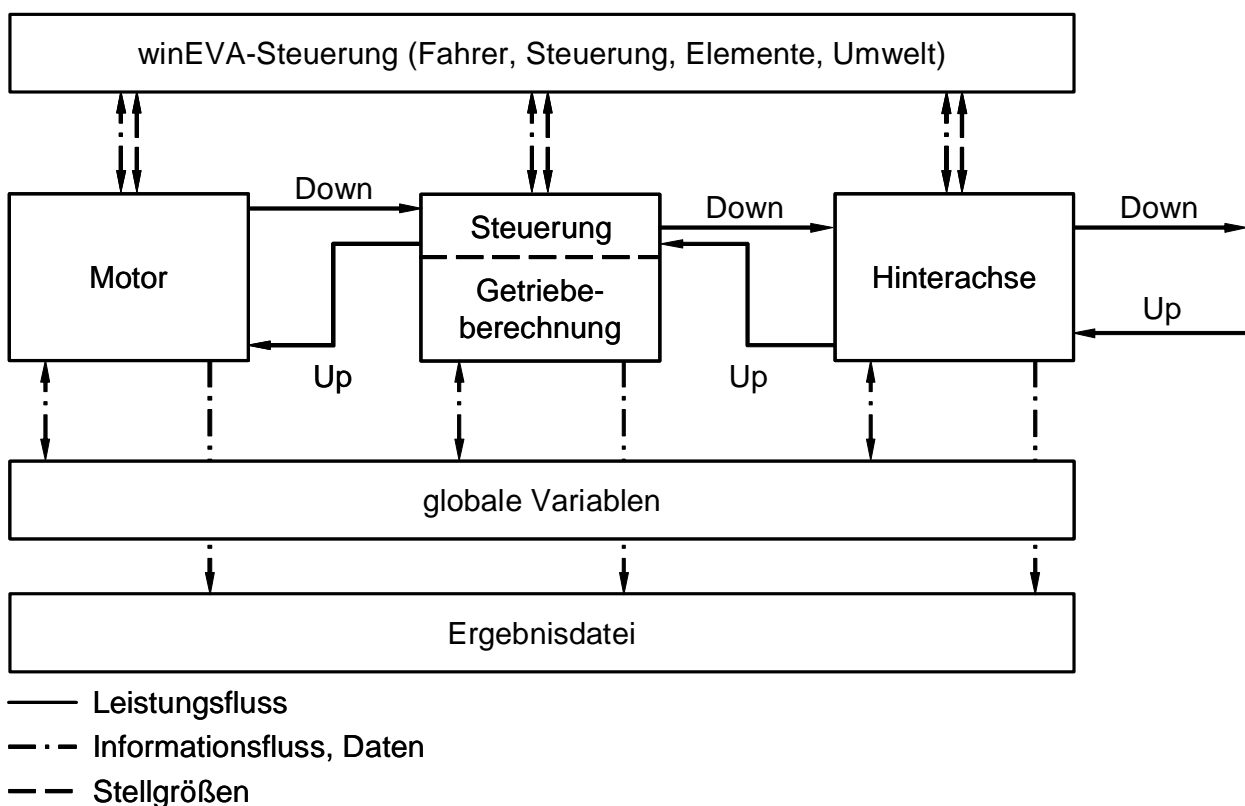


**Bild 4.3:** Datenaustauschmodell eines universellen Antriebsstrangelements  
/WILLMERDING99\_1/

Ein solches universelles Antriebsstrangelement wird auch als Block bezeichnet. Innerhalb eines Blocks sind die Eigenschaften des jeweiligen Antriebsstrangelements hinterlegt. Da ein Antriebsstrang aus mehreren Blöcken aufgebaut ist, müssen diese ihre Größen an die anderen Antriebsstrangelemente weitergeben. Die Größen für die Weitergabe gliedern sich in Leistungs-, Informations- und Stellgrößen. Aus den Dialoggrößen ergeben sich unter der Einbeziehung der Richtung Leistungs-, Informations- bzw. Datenflüsse. Diese Flüsse werden von der winEVA-Steuerung gesteuert. Die winEVA-Steuerung übernimmt im Wesentlichen die Aufgaben des Fahrers, das Setzen elementarer Steuergrößen, den Datenaustausch mit den direkt verbundenen Antriebsstrangelementen sowie den Datentransfer hinsichtlich eintretender Umwelt Ereignisse. Darüber hinaus kann es vorkommen, dass bestimmte Blöcke auf Ereignisse nicht direkt anschließender Antriebsstrangkomponenten reagieren müssen. Dies erfolgt durch die Verwendung globaler Variablen. Das Schreiben der errechneten Ergebnisdaten übernimmt jeder Block für sich.

### 4.3.2 Erweitertes Datenmodell der Simulation

Beim Getriebeprogramm handelt es sich ebenfalls um einen Block im oben genannten Sinn. Somit erfolgt der Datenaustausch genau wie bei den anderen Antriebsstrangelementen nach der in Bild 4.3 schematisch dargestellten Art und Weise. Bild 4.4 zeigt ein erweitertes Datenaustauschmodell, in dem benachbarte Antriebsstrangelemente berücksichtigt sind. Die in Bild 4.3 und in Bild 4.4 eingetragenen Pfeilspitzen zeigen die Richtungen der Daten-, Informations-, Steuerungs- und Leistungsflüsse an.



**Bild 4.4:** Erweitertes Datenaustauschmodell für einen Antriebsstrangbereich mit Aufteilung des Leistungsflusses

Die Berechnung des Leistungsflusses erfolgt in zwei Schritten. Hierfür wurden die Begriffe Down- bzw. Up-Schritt verwendet. Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, muss jeder Block nach dem Lösungsprinzip der Basissimulation die mechanischen Grundgrößen (Drehmoment und Drehzahl) lösen. In Bild 4.4 sind nun die beiden Berechnungsrichtungen zu erkennen. Der Down-Schritt beschreibt die Drehmomentberechnung, der Up-Schritt die Drehzahlberechnung. Der bisherige Gegenstand der Arbeit wurde einfach mit Getriebeprogramm bezeichnet. Dieser

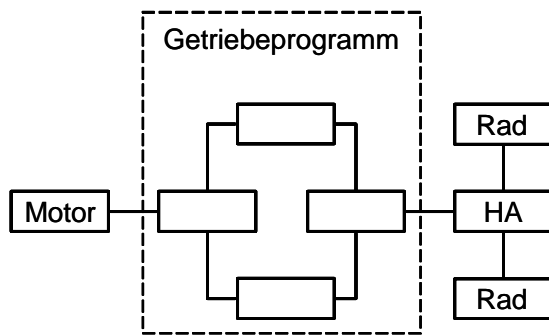
und die folgenden Abschnitte beschäftigen sich mit dem Aufbau und dem Lösungsprinzip des Getriebeprogramms.

Hierfür muss dessen Aufbau näher vorgestellt und somit strukturiert werden. Das Getriebeprogramm besteht im Wesentlichen aus einer Basisklasse mit dem Namen Steuerung. Die Steuerung übernimmt Initialisierungsfunktionen, Einlese- und Ausgabefunktionen, elementare Steuerungsfunktionen sowie die Kommunikation mit winEVA. Sie trägt alle Instanzen des Getriebes, des Wandlers, der Verbindungen sowie des Schaltprogramms. Dieser Aufbau wurde entsprechend gewählt, um Strukturen in Leistungsteilung erschließen zu können. Die einzelnen Elemente werden später behandelt. Sie sind in Bild 4.4 vereinfacht unter dem Begriff Getriebeberechnung zusammengefasst.

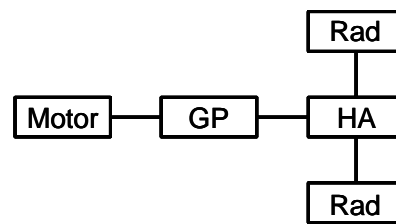
### **4.3.3 Vermaschte Strukturen in Baumstrukturen**

Auf die prinzipiellen Besonderheiten von vermaschten Strukturen und Baumstrukturen wurde bereits im Abschnitt 1.1 eingegangen. An dieser Stelle sollen nun die Auswirkungen hinsichtlich der strukturellen Gestaltung des Datenmodells diskutiert werden. Bild 4.5 zeigt schematisch, wie sich ein Getriebemodell mit vermaschter Struktur in der Basissimulation darstellen lässt.

a) Vermaschte-Struktur

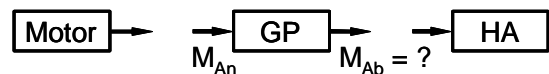


b) Baum-Struktur

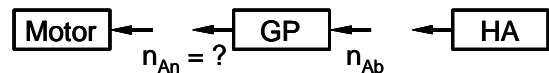


GP = Getriebeprogramm  
 HA = Hinterachse  
 Down-Schritt = Momentberechnung  
 Up-Schritt = Drehzahlberechnung

c) Down-Schritt



d) Up-Schritt



**Bild 4.5:** Darstellung von vermaschten Strukturen in Baumstrukturen, a) Antriebsstrang mit vermaschter Struktur, b) Transfer der vermaschten Struktur in eine Baumstruktur, c) Berechnung der Momente (Down-Schritt) innerhalb der Baumstruktur für einen Rechenschritt, d) Berechnung der Drehzahl (Up-Schritt) innerhalb der Baumstruktur für einen Rechenschritt

Obleich ein Block in der Basissimulation über einen Eingang und zwei Ausgänge verfügt, verwenden die meisten Elemente des Antriebsstrangs ausschließlich einen Eingang und einen Ausgang. Bei schaltbaren Getrieben ist dies ohnehin der Fall, obwohl auf die Verwechslung mit Verteiler- oder Hinterachsgetrieben hingewiesen werden soll. Verteiler- oder Hinterachsgetrieben verwenden üblicherweise beide Ausgänge, diese sind hier aber nicht Betrachtungsgegenstand. Somit verfügt die leistungsführende Verbindung innerhalb des Antriebstrangs der Basissimulation und dem Getriebeprogramm ebenfalls über einen Eingang und einen Ausgang. Die Leistung wird innerhalb des Getriebeprogramms geteilt und an der Abtriebswelle gesammelt. Die Verzweigungen im Getriebeprogramm können beliebig gewählt werden, solange statische Bestimmtheit für die geschalteten Gänge vorliegt. Für den Lösungsprozess bedeutet dies, dass zu jedem

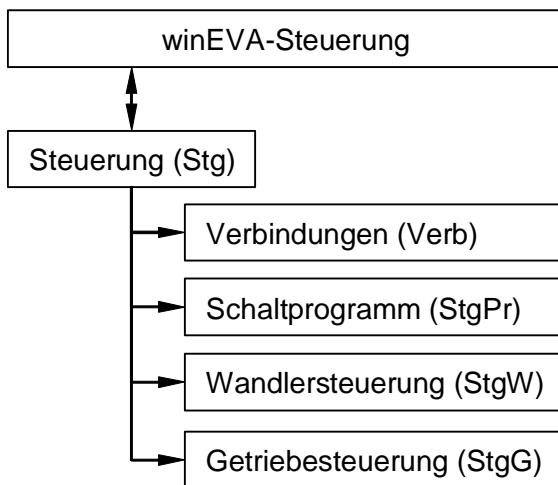
Rechenschritt die mechanischen Grundgrößen (Drehmoment und Drehzahl) eindeutig berechnet werden müssen.

Unter der eindeutigen Berechnung muss das Lösungsverfahren in winEVA näher betrachtet werden. Das Lösungsverfahren der Basissimulation berechnet unabhängig vom Getriebeprogramm seine mechanischen Grundgrößen abhängig vom Fahrzustand mehrfach für einen festen Zeitschritt, siehe Abschnitt 4.1. Somit muss das Getriebeprogramm bei derselben Integration im Zeitbereich zum selben Ergebnis kommen, obgleich es auf geringfügige Änderungen in der Antriebssimulation reagieren muss. Die Notwendigkeit der iterativen Rechnung in winEVA resultiert aus der Beschreibung der Antriebsstrangelemente mittels Kennfelder. Die spezifischen Eigenschaften der Antriebsstrangelemente werden mit Hilfe von diskreten Kennlinien bzw. Kennfeldern beschrieben. In besonderen Fahrsituationen, wie beispielsweise beim scharfen Bremsen, also dann, wenn sich aus der Fahrsituation große Änderungen im Momentenwert ergeben, muss derselbe Zeitschritt mehrfach berechnet werden. Die mehrfache Berechnung eines Zeitschrittes wird dann abgebrochen, wenn sich der Abtriebsmomentwert von zwei aufeinander folgenden Rechenschritten nicht mehr signifikant ändert. Das Getriebeprogramm, als Element des Antriebsstrangs, muss sich dieser iterativen Berechnung anpassen. Somit muss der Algorithmus des Getriebeprogramms zu jedem Rechenschritt einen eindeutigen, zur Situation passenden Wert liefern. Entsprechend dem in Abschnitt 4.1 beschriebenen Berechnungsprinzip muss hinsichtlich dem in Bild 4.5 c) beispielhaft aufgezeigten Antriebsstrang das Getriebeabtriebsmoment bei bekanntem Getriebeantriebsmoment (Down-Schritt) berechnet werden. In Bild 4.5 d) ist die Situation für die Drehzahlberechnung (Up-Schritt) abgebildet. Hier muss unter Verwendung der bekannten Getriebeabtriebsdrehzahl die neue und somit unbekannte Getriebeantriebsdrehzahl berechnet werden.

#### **4.3.4 Basisstruktur des Getriebeprogramms**

Bei der Basisstruktur der Klasse Steuerung handelt es sich um eine vererbte Kindklasse der winEVA-Klasse StorableT. Dies kennzeichnet jeden Block im Antriebsstrang. Hierdurch wird erreicht, dass der Datenaustausch mit der in Abschnitt 4.3.1 gezeigten Schnittstelle erfolgt. Das Bild 4.6 zeigt die Abhängigkei-

ten zwischen der Basisklasse und deren Instanzen. Die Klammerwerte kennzeichnen den Klassennamen im Quellcode.



**Bild 4.6:** Basisstruktur des Getriebeprogramms

### Steuerung

Die Klasse Steuerung Stg ist die Oberklasse des Getriebeprogramms. Sie enthält die Instanzen

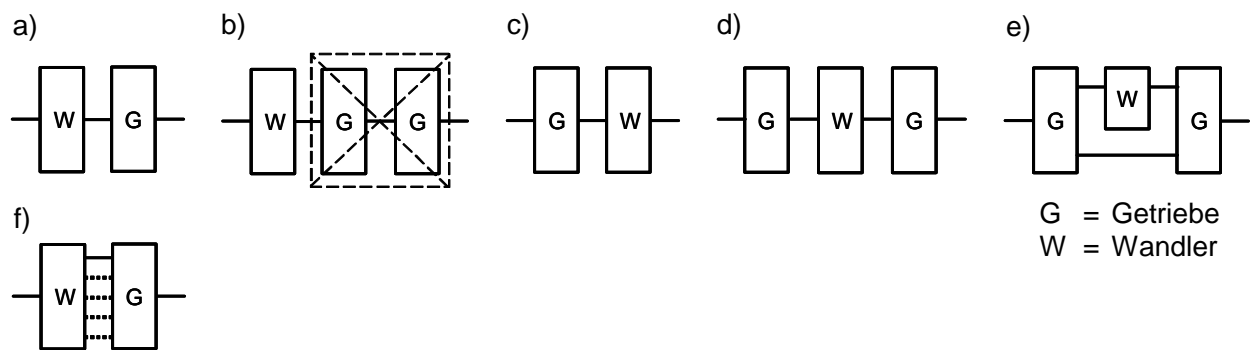
- der Struktur Verbindung Verb,
- der Klasse Schaltprogramm StgPr,
- der Klasse Wandlersteuerung StgW und
- der Klasse Getriebesteuerung StgG.

Die Aufgabe der übergeordneten Steuerung Stg ist es, den Datenaustausch zwischen den beschriebenen Unterklassen zum jeweiligen Rechenschritt zu steuern. Weiterhin übernimmt die Steuerung Stg das Einlesen der Getriebekonfiguration sowie die Ausgabe der Ergebnisdaten. Weiterhin steuert sie den Schaltwunsch und löst somit den Übersetzungswechsel im Wandler und Getriebe aus.

### Verbindungen

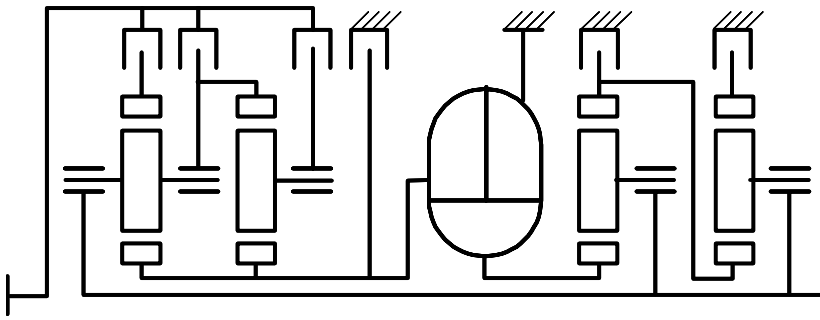
Die Struktur Verbindung Verb enthält die Verbindungstopologie zwischen artfremden Getriebeelementen. Die Modellierungsmöglichkeiten für artfremde Getriebeelementanordnungen ist in Bild 4.7 zu sehen. Bild 4.7 a) bis e) zeigt die

unterschiedlichen Wandler-Getriebe-Anordnungen. Bei Bild 4.7 b) handelt es sich um eine unzulässige Modellierung, da derartige Getriebestrukturen bereits das vorhandene Getriebeprogramm abdeckt. Bild 4.7 f) zeigt die beliebige Anzahl der Verbindungen zwischen den Elementen, die Antriebseinheit besitzt immer einen Eingang und einen Ausgang.



**Bild 4.7:** Möglichkeiten der Getriebe-Wandler-Anordnungen, a) bis e) unterschiedlichen Wandler-Getriebe-Anordnungen, b) unzulässige Modellierung, f) beliebige Anzahl der Verbindungen zwischen den Elementen

Zu diesem Elementtyp zählt der hydrodynamische Drehmomentwandler und das Getriebe. Wie bereits erwähnt, besteht beim Getriebeprogramm die Möglichkeit, Getriebekonstruktionen in Leistungsteilung zu berechnen. Die Leistungsteilung kann, wie im vorliegenden Fall des Voith NPU-Getriebes, zwischen dem Drehmomentwandler und dem Getriebe erfolgen. Das Getriebeprogramm berechnet universelle Koppelstrukturen und ist nicht an feste Gleichungssysteme gebunden. Aufgrund dessen muss eine klare Trennung zwischen hydrodynamischen Drehmomentwandler und Getriebe erfolgen. Um die Notwendigkeit dieser Trennung klar erkennen zu können, empfiehlt sich ein Vergleich von Bild 4.7 e) und Bild 4.8.



**Bild 4.8:** Prinzipbild des Voith DIWA-4Gang Getriebes

Durch die saubere Trennung der artfremden Getriebeelemente werden Strukturen wie in Bild 4.8 berechenbar. Ein weiterer Grund für die Trennung der Elemente liegt im unterschiedlichen Lösungsprinzip des Drehmomentwandlers hinsichtlich des Lösungsprinzips des Getriebes. Das Lösungsprinzip des hydrodynamischen Drehmomentwandlers entspricht weitgehend dem der Basissimulation, aufgrund dessen auf /WILLMERCING99\_1/ verwiesen wird.

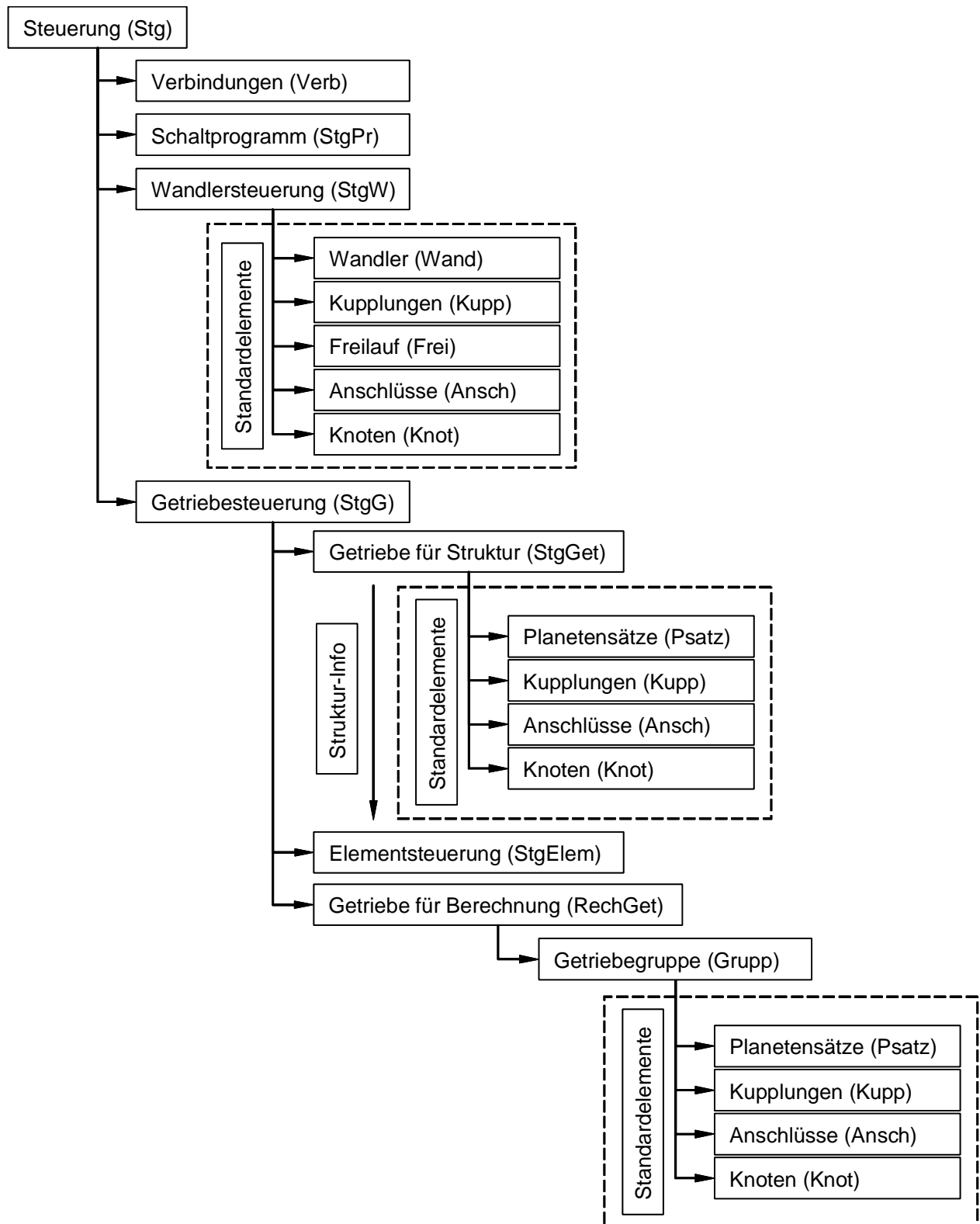
### Schaltprogramm

Das Schaltprogramm StgPr hat die Aufgabe, den genauen Schaltzeitpunkt festzulegen. Der Zeitpunkt des Übersetzungswechsels wird aufgrund des momentan vorherrschenden Fahrzustands und der programmierten Schaltstrategie ausgeführt. Das Schaltprogramm StgPr kennt den Getriebeaufbau nicht. Zusätzlich betätigt das Schaltprogramm StgPr die Wandlerüberbrückungskupplung, sofern diese vorhanden ist. Deshalb handelt es sich hierbei um eine eigene Klasse im Getriebeprogramm, die die Schaltzustände des Getriebes sowie des Wandlers vorgibt.

### Wandlersteuerung

Die Klasse Wandlersteuerung StgW enthält sämtliche Wandlerinformationen und verfügt über weitere Instanzen, die in Bild 4.9 zu sehen sind. Ein Ziel der Objektorientierten Programmierung ist die Beschreibung objektspezifischer Eigenschaften in der jeweiligen Objektklasse. Eine Objektklasse beinhaltet alle objektspezifischen Eigenschaften und Funktionen. Weiterhin, wie im Beispiel der Klasse Wandlersteuerung StgW, sind in ihr weitere Instanzen von Unterklassen enthalten.





**Bild 4.9:** Erweiterte Struktur des Getriebeprogramms

Aufgrund dessen besitzt die Wandlersteuerung als Oberklasse, die in ihr enthaltenen Instanzen der Standardelemente. Datentechnisch bringt dies folgende Vorteile. Ein Objekt (Instanz einer Klasse) kennt ausschließlich sich selber und

die im Objekt zusätzlich deklarierten Instanzen. Beispielsweise kennt eine Kupplung nicht den Zustand des mit ihr verbundenen Anschlusses, es sei denn, dieser Zustand wird an die Kupplung übergeben. Eine solche Vorgehensweise schafft klare Trennungen hinsichtlich Speicheroperationen und Elementfunktionalität. Da es notwendig ist, mit Hilfe eines Objekts auf alle Wandlerelemente zugreifen zu können, wurde ein entsprechender Aufbau über die Wandlersteuerung StgW gewählt. Zu den Standardelementen, auf die die Wandlersteuerung Zugriff besitzt, zählen

- die Knoten Knot,
- die Anschlüsse Ansch,
- die Kupplungen Kupp,
- die Freiläufe Frei und
- der Wandler Wand.

Weiterhin wurde bei der Wandlerdeklaration darauf geachtet, möglichst denselben Aufbau wie im Getriebe zu verwenden. Darüber hinaus enthält die Wandlersteuerung StgW die Struktur Elementsteuerung StgElem. Die Elementsteuerung StgElem speichert die zeitimmanenten Verbindungsinformationen der einzelnen Standardelemente.

### **Getriebesteuerung**

Die Getriebesteuerung StgG ist die Oberklasse des Getriebes. Sie enthält alle Instanzen des Getriebes. Hinsichtlich der Beschreibungstechnik und des Getriebeaufbaus gelten dieselben Prinzipien wie in der Wandlersteuerung beschrieben. An dieser Stelle sollen die in der Getriebesteuerung StgG enthaltenen Unterklassen vorgestellt werden. Zu den Instanzen der Getriebesteuerung zählen

- die Struktur Elementsteuerung StgElem, sie enthält die zeitimmanenten Verbindungsinformationen des Getriebes,
- die Klasse Getriebe für Strukturerkennung StgGet, sie übernimmt das Pre-Processing mit der Analyse des Getriebeaufbaus und
- die Klasse Getriebe für Berechnung RechGet, in ihr werden die Berechnungen durchgeführt.

Besonders zu erwähnen ist, dass von der Klasse Getriebe für Berechnung RechGet mehrere Instanzen vorhanden sind. Je nach Berechnungsaufgabe zählen hierzu die Instanzen

- RGetNUW (Instanz für die Berechnung im geschalteten Gang),
- RGetM (Instanz für die Berechnung der Momente),
- RGetN (Instanz für die Berechnung der Drehzahlen),
- RGetR (Instanz für die Resultate aus Drehmoment- und Drehzahlberechnung).

Die Aufgabe der Getriebesteuerung StgG ist, die von der Steuerung Stg erhaltenen Informationen umzusetzen. Somit benötigt sie beispielsweise beim Übersetzungswechsel die Informationen der Elementesteuerung StgElem. Sie speichert die Informationen, welche Getriebeelemente ihren Zustand ändern, wenn beispielsweise ein Übersetzungswechsel 2-3 stattfindet. Darüber hinaus versorgt sie entsprechend der Berechnungsaufgabe die richtigen Instanzen von den Getrieben für die Berechnung RechGet mit aktuellen Informationen und wählt bei Mehrfachberechnungen den richtigen Rechengang aus. Am Ende eines jeden Berechnungsschrittes wird die Instanz RGetR mit einem aktualisierten Datensatz versorgt, der für die Ergebnisausgabe verwendet wird. Bevor gerechnet werden kann, müssen zunächst die Getriebedaten eingelesen werden. Danach folgt die Strukturerkennung StgGet. Mit diesen Informationen werden dann die Instanzen von RGetR angelegt.

#### **4.3.5 Erweiterte Struktur des Getriebeprogramms**

In Abschnitt 4.3.4 wurden die Basisstrukturen des Getriebeprogramms vorgestellt. Diese Basisstrukturen und Basisklassen enthalten weitere Instanzen untergeordneter Elemente, auf die bereits an geeigneter Stelle verwiesen wurde. Hier sollen nun die speziellen Elemente und deren enthaltene Informationen vorgestellt werden.

### **Elementsteuerung**

Die Struktur Elementsteuerung StgElem enthält die zeitimmanenten Elementgrößen und Felder. Die Instanzen der Elementsteuerung werden entsprechend der Anzahl der Gänge oft angelegt. Unter der Verwendung der aktuellen Ganginformationen können über diese Struktur alle für den Schaltvorgang relevanten Daten abgerufen werden. Weiterhin wird Elementsteuerung StgElem für die Transferleistung der Strukturerkennung verwendet.

### **Getriebe für Strukturerkennung**

Das Getriebe für Strukturerkennung StgGet übernimmt das Pre-Processing mit der Analyse des Getriebeaufbaus. Der hier implementierte Rechenalgorithmus ermöglicht die Berechnung komplexer Getriebe. Hierfür müssen diese in berechenbare Teilgetriebe zerlegt werden. Genau diese Zerlegung in so genannte Planetensatzgruppen übernimmt die Strukturerkennung StgGet. Hierzu benötigt sie alle implementierten Getriebeelemente und deren Verbindungen. Zu diesen zählen,

- die Knoten Knot,
- die Anschlüsse Ansch,
- die Kupplungen Kupp und
- die Planetensatz Psatz.

Dieser Analyserechengang wird nach dem Einlesen der Getriebedaten einmalig ausgeführt. Jede Instanz der Getriebe für die Berechnung besitzt nach der Strukturerkennung denselben modifizierten Aufbau.

### **Getriebe für die Berechnung**

Die Getriebe für die Berechnung RechGet übernehmen die Berechnung der mechanischen Grundgrößen Drehmoment und Drehzahl nach dem Ursache-Wirkungs-Prinzip, siehe Abschnitt 4.1. Weiterhin halten sie den kontinuierlichen Datendurchsatz aufrecht. Diese Getriebe enthalten die Instanzen der Getriebegruppen Grupp.

## Getriebegruppen

Die Getriebegruppen Grupp stellen die für sich lösbaren Teilgetriebe innerhalb des Gesamtgetriebes dar. Durch diese Gruppierung wird die Möglichkeit der Berechnung des Übersetzungswechsels geschaffen. Die Getriebegruppen besitzen die Instanzen der Standardelemente. Zu diesen zählen,

- die Knoten Knot,
- die Anschlüsse Ansch,
- die Kupplungen Kupp und
- die Planetensätze Psatz.

Die Getriebegruppen Grupp führen die entsprechenden Berechnungsaufgaben autonom aus. Das Ziel der Strukturierung mündet in einer strengen Aufgabenteilung. Die Oberklasse der Getriebesteuerung StgG übergibt die aktuellen Informationen jedes Rechenschrittes in die Getriebe für die Berechnung RechGet. Diese Instanz leitet die zugehörigen Informationen an die Getriebegruppen Grupp weiter. Die Getriebegruppen führen dann selbstständig, je nach Komplexität, die notwendigen Rekursionen und Iterationen aus. Der Rechenlauf wird an späterer Stelle behandelt.

## Planetensätze

Die Planetensätze Psatz beinhalten die Instanz Zahnrad Zrad sowie drei Instanzen der Klasse Dynamikelemente DynE. Von den Zahnradern Zrad existieren jeweils zwei Instanzen entsprechend der hier verwendeten Definition der offenen Planetengetriebe. Das Objekt Planetensatz enthält das Verhalten von Planetengetrieben mathematisch hinterlegt.

## Kupplungen

Die Kupplungen Kupp führen die kupplungsspezifischen Berechnungen aus. Weiterhin besitzen die Kupplungen Kupp zwei Instanzen der Klasse Dynamikelemente DynE. Die Kupplungen sind die maßgebenden Elemente des Übersetzungswechsels. Sie sind in der Lage ihre Zustände zu wechseln. Die möglichen

Zustände sind "Offen" C\_OF, "Öffnet" C\_OEF, "Schließt" C\_SCH oder "Geschlossen" C\_GE.

### **Anschlüsse**

Die Anschlüsse Ansch ermöglichen die Verbindungen zu anderen Antriebsstrangelementen oder zum Getriebegehäuse. Ihr Zustand ändert sich nicht. Die möglichen Zustände der Anschlüsse Ansch sind "Fest" C\_FE, "Antrieb" C\_AN oder "Abtrieb" C\_AB.

### **Knoten**

Die Knoten Knot verbinden die unterschiedlichen Getriebeelemente, wie Planensätze Psatz, Kupplungen Kupp oder Anschlüsse Ansch untereinander. Die Knoten Knot zeigen ähnliches Verhalten wie in Finite-Element-Programmen.

### **Dynamikelemente**

Die Dynamikelemente DynE gehören zu den elementeigenen Klassen. Darunter ist zu verstehen, dass der Anwender auf diese Elemente nicht direkt zugreifen kann. Die Dynamikelementklasse berücksichtigt die dynamischen Einflüsse während der Berechnung. Sie tragen die Drehmassen der entsprechenden Getriebeelemente.

### **Hydrodynamischer Drehmomentwandler**

Die Klasse Wandler Wand enthält die wandlerspezifischen Elemente, wie die Pumpe, die Turbine und die Anzahl der Leiträder. Eine Besonderheit des hier verwendeten Wandlers im Gegensatz zur Basissimulation ist, dass er mehrere Ausgänge enthalten kann. Dieser Umstand schafft die Möglichkeit für den Betrieb in Leistungsteilung. Weiterhin wird im hydrodynamischen Drehmomentwandler das Übertragungsverhalten durch die stationären Kennlinien beschrieben.

### **4.3.6 Basisfunktionen des Getriebeprogramms**

Wie bereits in Abschnitt 4.3.2 und in Bild 4.4 angedeutet, besitzt das Getriebe-  
programm eine element- und funktionsübergreifende Steuerung, die den Dialog  
mit winEVA ausführt, den Aufbau des Getriebes und des Wandlers einliest, die  
Elementergebnisse ausgibt, den Berechnungslauf sowie das Schaltprogramm  
steuert. Hier sollen nun auf die Funktionen eingegangen werden.

#### **Einlesen, Initialisierung und Strukturerkennung**

Bevor die Simulation beginnen kann, müssen die Antriebsstrangkenngrößen  
eingelesen werden. Hierfür wird die in Abschnitt 4.3.1 definierte Schnittstelle  
verwendet. Die winEVA-Steuerung ruft die Einlesefunktion in der Steuerung auf.  
Sie liest aus der Fahrzeugdatei die Kenngrößen der Verbindungen Verb, des  
Schaltprogramms StgPr, der Wandlersteuerung StgW und der Getriebesteue-  
rung StgG ein. Die Fahrzeugdatei enthält alle Kenngrößen des Antriebsstrangs  
und somit auch des Getriebeprogramms. Das Einlesen erfolgt in der Reihenfol-  
ge, wie in der Fahrzeugdatei eingetragen. Während des Einlesens findet gleich-  
zeitig die Initialisierung der Instanzen statt. Da der Aufbau des Getriebes dem  
Anwender freigestellt ist, muss die entsprechende Speicherreservierung eben-  
falls dynamisch erfolgen. Dadurch werden genau so viele Elemente im Speicher  
angelegt, wie tatsächlich vorhanden sind. Dieses Vorgehen trägt zur Ressour-  
censchonung bei. Eine laufende Simulation beansprucht, je nach Modellgröße  
fünf bis zehn Megabyte Arbeitsspeicher. Die Modellanalyse teilt komplexe Ge-  
triebe in berechenbare Abschnitte auf. Diese berechenbaren Abschnitte werden  
als Planetensatzgruppen, Getriebegruppen oder einfach Gruppen bezeichnet.  
Das Getriebe, das der Anwender in der Fahrzeugdatei beschreibt, besitzt nicht  
automatisch den Aufbau, der für die Berechnung notwendig ist. Diese Gruppier-  
ung übernimmt die Klasse Getriebe für Strukturerkennung StgGet. Nachdem die  
Getriebe, wie in der Fahrzeugdatei beschrieben eingelesen wurden, müssen  
diese automatisch in die berechenbaren Planetensatzgruppen aufgespaltet wer-  
den. Die Instanzen der Getriebe für die Berechnung RechGet werden somit  
gleich mit dem gruppierten Aufbau initialisiert. Nähere Informationen hinsichtlich  
der Planetensatzgruppen sind Abschnitt 4.4.2 zu entnehmen.

## **Berechnen und Ergebnisausgabe**

Sind die Antriebsstrangkonfigurationen eingelesen, initialisiert sowie strukturiert, dann kann die Simulation durchgeführt werden. Da auf die Besonderheiten im Lösungsprozess im Folgenden der Arbeit detailliert eingegangen wird, soll hier der übergreifende Gedanke geschildert werden. Die Berechnung der mechanischen Grundgrößen (Drehmoment und Drehzahl) erfolgt nach der in den Verbindungen Verb definierten Reihenfolge. Abwechselnd werden die Drehmomente im Down-Schritt und die Drehzahlen im Up-Schritt berechnet. Das Getriebeprogramm muss wie in Abschnitt 4.3.3 beschrieben für jeden Rechenschritt eindeutige Werte liefern. Nach jedem vollständigen Rechengang werden die Ergebnisse ausgegeben. Ein Vorteil dieser detaillierten Beschreibung des Getriebes ist, dass an jeder Stelle die Werte zur Verfügung stehen. Es ist jedoch ratsam sich die Größen, die zur Auswertung herangezogen werden, auszuwählen. Angesichts der Vielzahl der Ergebnisgrößen und des daraus resultierenden Speicherplatzbedarfs sollte nur eine reduzierte Anzahl von Ergebnissen ausgegeben werden.

## **4.4 Modellanalyse**

Unter dem Begriff der Modellanalyse wird der Sachverhalt einer automatisiert durchgeführten Gruppeneinteilung verstanden. Die Modellanalyse erfolgt direkt nach dem Einlesen des Modells. Hier wird nach charakteristischen Strukturen gesucht, die eine Berechnung komplexer Getriebe erst ermöglicht. Aus diesem Grund sind die hier beschriebenen Begriffe strukturbezogen zu betrachten.

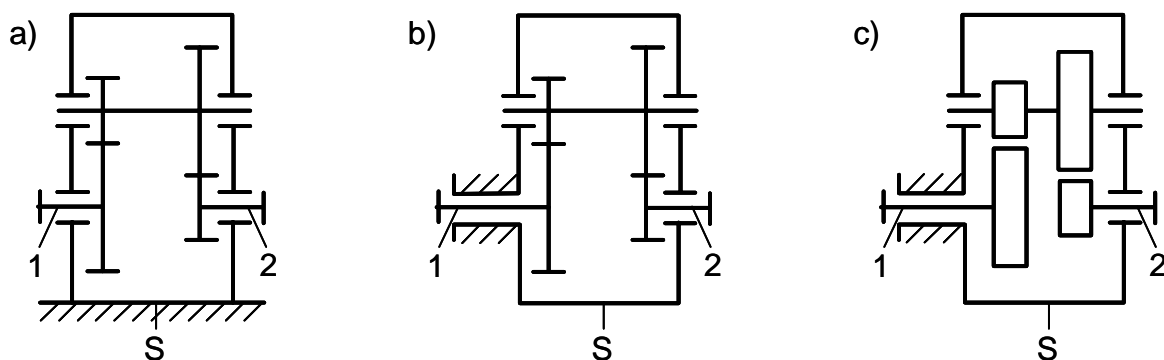
### **4.4.1 Standardelemente**

Zunächst sollen die Elemente und deren Verwendung im Getriebeprogramm kurz vorgestellt werden. Die Standardelemente können im Getriebeprogramm beliebig oft verwendet werden. Aus der mehrfachen Verknüpfung der Standardelemente, können dann komplexe Getriebestrukturen aufgebaut werden.



## Planetensätze

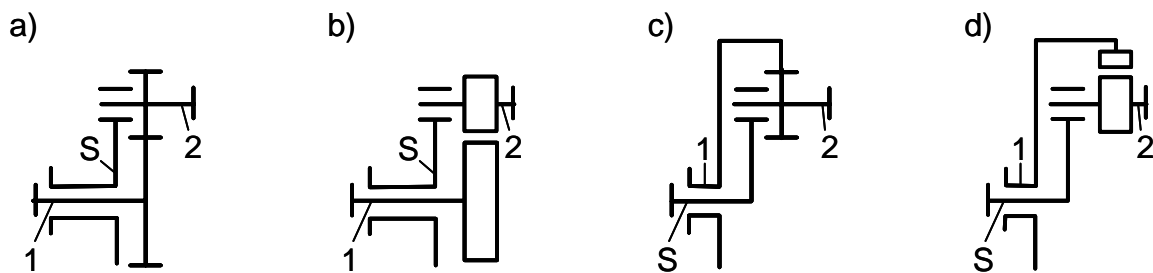
Planetensätze haben im Getriebeprogramm die Aufgabe, die Antriebsleistung zu leiten und Drehzahl und Drehmoment zu wandeln. Der Weg vom Stirnradgetriebe zum Planetengetriebe ist in Bild 4.10 dargestellt. Bild 4.10 a) zeigt ein einfaches zweistufiges Stirnradgetriebe, dessen Gehäuse fest steht. Bei Planetengetrieben wird ein weiterer Freiheitsgrad dadurch erreicht, dass konstruktiv dem Gehäuse eine Eigendrehung um sich selbst erlaubt wird. Das Gehäuse wird bei Planetengetrieben als Steg S bezeichnet, die anderen Wellen werden einfach durchgezählt. Häufig bekommt die antreibende Welle die 1 und die abtreibende Welle die 2. Bild 4.10 b) und c) zeigt dasselbe Getriebe in zwei unterschiedlichen Darstellungen. Aufgrund der Komplexität der Koppelstrukturen finden beide Darstellungen ihre Anwendung. Werden Planetengetriebe mit stehendem Steg betrieben bezeichnet man diese als Standgetriebe.



**Bild 4.10:** Vom Standgetriebe zum Planetengetriebe, a), b) und c) zeigt bezüglich dem Verhalten das identische Getriebe, bei b) und c) handelt es sich um dieselbe Planetengetriebebaukonstruktion, deren Steg S fest steht, in zwei unterschiedlichen Darstellungsvarianten

Die Besonderheit des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Getriebemodells ist die Abbildung und Berechnung beliebiger Planetengetriebebaukonstruktionen. Um die bei realen Getrieben auftretenden Koppelstrukturen in ihrer Vielzahl abbilden zu können, wurden im Getriebeprogramm so genannte offene Planetengetriebe für die Modellierung verwendet. Beispiele für offene Planetengetriebe zeigt Bild 4.11. Wenn Bild 4.10 b) und Bild 4.11 a) verglichen werden, dann ist der übereinstimmende Aufbau, zwischen dem vorderen Teil des Getriebes in

Bild 4.10 b) und dem des offenen Planetengetriebes in Bild 4.11 a) zu erkennen. Offene Planetengetriebe erhalten somit ihren Namen durch das Aufbrechen des Stegs zwischen den Koppelstrukturen. Durch mehrfache Verwendung des in Bild 4.11 a) dargestellten offenen Planetensatzes kann ein so genanntes kinematisch gleichwertiges Getriebe wie in Bild 4.10 b) aufgebaut werden. Dieser Sachverhalt ist in Bild 4.12 beispielhaft zu sehen. Wie in Bild 4.11 zu erkennen, tragen bei offenen Planetengetrieben die zentral umlaufenden Wellen den Index 1 und die Planetenradwellen den Index 2.

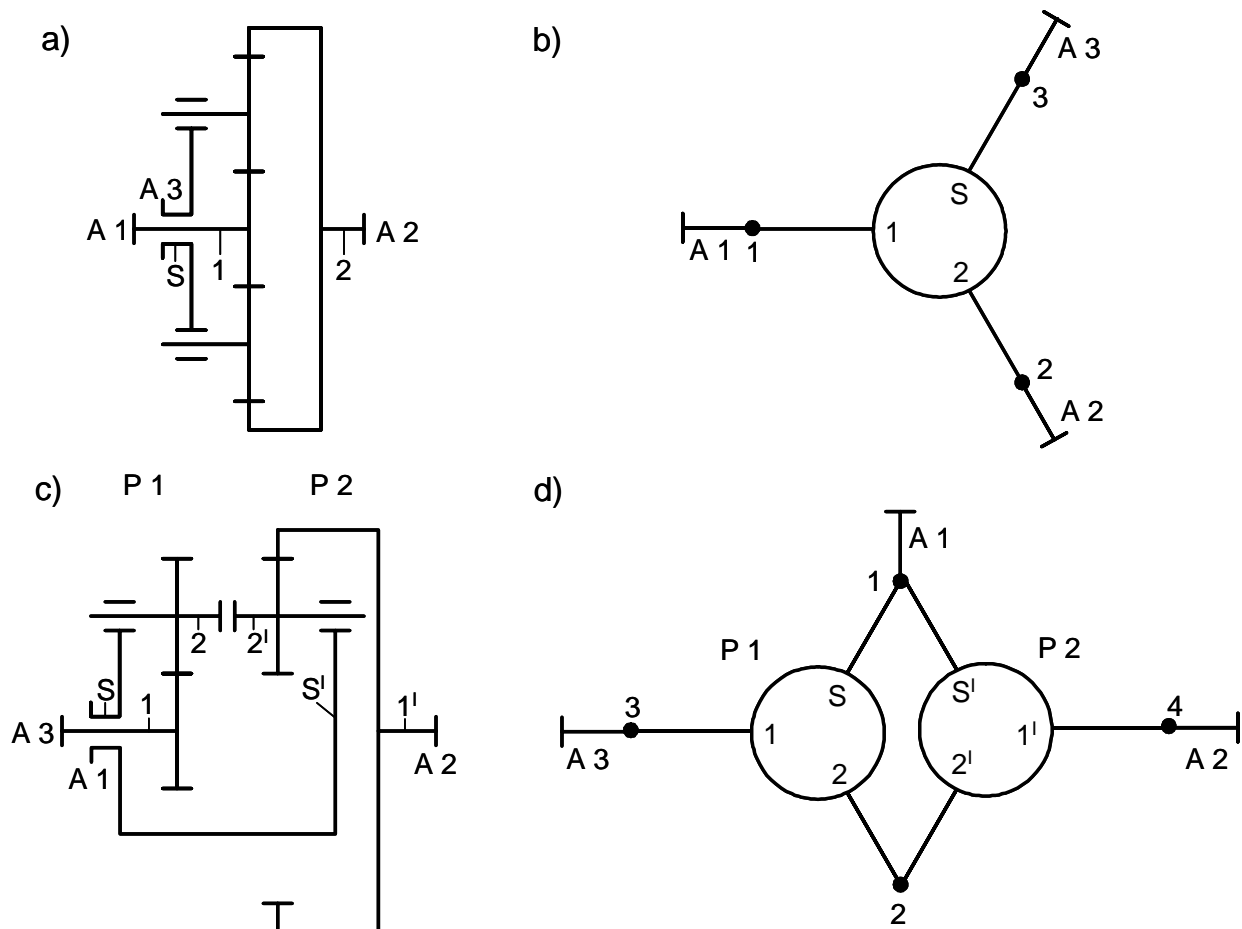


**Bild 4.11:** Offenen Planetengetriebe, a) und b) zeigen offene Stirnradstufen, c) und d) offene Hohlradstufen, bei a) und b) sowie bei c) und d) wurden für die Zahnradarstellung die beiden unterschiedlichen Varianten gewählt, vom Aufbau und der Aussage unterscheiden sich diese jedoch nicht

Die offenen Planetengetriebe werden beispielsweise für Verstelleinheiten bei Fahrzeugsitzen, Rührwerken oder Spinnmaschinen verwendet. Nähere Informationen über die offenen Planetengetriebe sind der Literatur wie beispielsweise /LOOMAN95, VOLMER90, PICKARD81, TALKE81, BÖGE80 und MÜLLER71/ zu entnehmen. Die offenen Planetengetriebe schaffen Freiheiten hinsichtlich ihrer Koppelungen, ohne die Lösbarkeit der einfachen Planetengetriebe zu beeinträchtigen. Bild 4.12 zeigt wie ein einfaches dreirädriges Planetengetriebe aus offenen Planetensätzen nachgebildet werden kann.

Die Planetensätze P1 und P2, siehe Bild 4.12 c) und d), bilden ein kinematisch gleichwertiges Koppelgetriebe, dessen Verhalten dem mit a) und b) gekennzeichneten dreirädrigen Planetensatz entspricht. Die Zähnezahlen müssen entsprechend übertragen werden. Dieses Prinzip lässt sich wie bereits besprochen auf komplexe Planetengetriebe, wie in Bild 4.14 zu sehen, übertragen. Die An-

schlüsse in Bild 4.14 werden mit A bezeichnet und mit einem Zähler, zum Beispiel A1, A2 usw., versehen. Die Knoten erhalten ausschließlich einen Zähler, zum Beispiel 1, 2, usw.. Auf die einzelnen Elemente, deren Berechnung und Besonderheiten wird im Folgenden eingegangen.

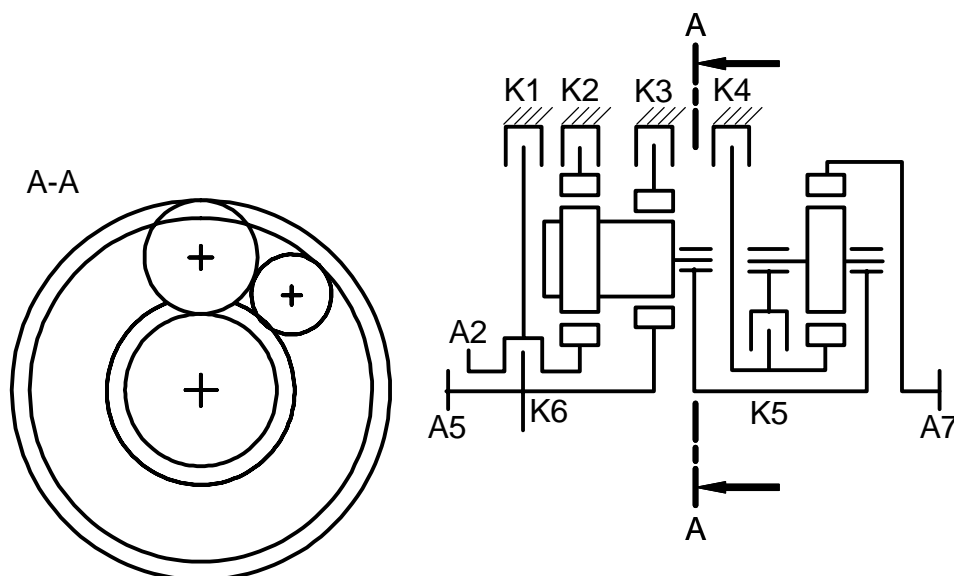


**Bild 4.12:** Ein dreirädriger Planetensatz a) wird aus zwei offenen Planetensätzen c) nachgebildet. Die Abbildungen b) und d) zeigen die Koppelstruktur in der Wolfschen Darstellung

Eine weitere Darstellungsmöglichkeit für Planetengetriebe ist unter dem Begriff der Wolfschen Symbole /WOLF58/ bekannt. /WOLF58/ begründete seine kompakte Darstellung mit, dem Vorhandensein aller wesentlichen Eigenschaften eines Planetengetriebes, ohne den meist komplexen, konstruktiven Aufbau berücksichtigen zu müssen. Die vereinfachte Form der Wolfschen Darstellung ist in Bild 4.12 b) und d) zu sehen. /WOLF58/ reduzierte das Planetengetriebe auf einen Kreis, aus dem die drei laufenden Wellen des Planetengetriebes herausra-

gen. Die Vereinfachung wird offensichtlich wenn man Bild 4.12 a) und b) vergleicht. /WOLF58/ kennzeichnete bei seiner Darstellung zusätzlich die Gesamtleistungswelle. Hierauf wird verzichtet, da sich dieser Sachverhalt automatisch aus dem Rechenprozess ergibt. Die Wolfsche Darstellung wird im Rahmen dieser Arbeit für die Darstellung der Planetengetriebeverbindungen verwendet. Für die rechnerische Analyse ist der Rechenalgorithmus zuständig, der zu einem späteren Zeitpunkt Gegenstand der Arbeit ist.

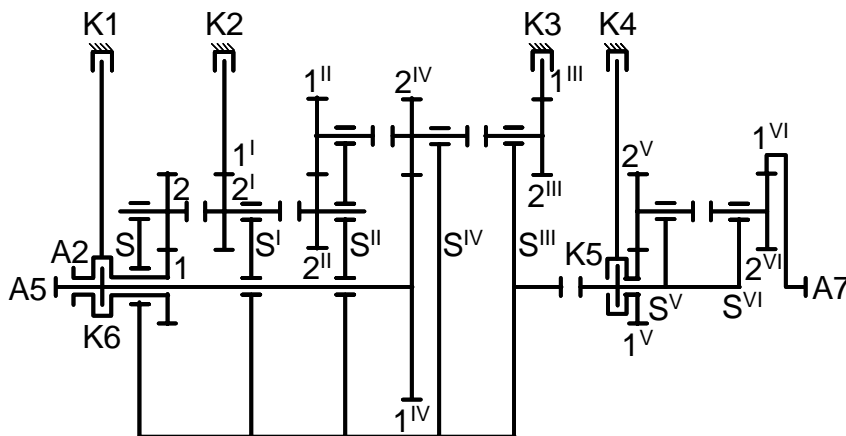
Bei Bild 4.13, Bild 4.14 und Bild 4.15 handelt es sich immer um das Voith NPU 6-Gang-Getriebe. Bei Bild 4.14 und Bild 4.15 wurde das NPU-Getriebe mit offenen Planetengetrieben modelliert. Bei genauer Betrachtung der Koppelstruktur von Bild 4.13 fällt auf, dass der Aufbau der Planetenräder im Steg vom Standard-Ravigneauxsatz abweicht. Diese spezielle Stufe lässt sich mit einem in Bild 4.12 abgebildeten dreirädrigen Planetensatz nicht realisieren. /MÜLLER71/ stellt in seinem Buch die gängigen Standardplanetensätze vor. Selbst aus einer Kombination der dort abgebildeten Planetensätze ist die Nachbildung nicht vollständig möglich.



**Bild 4.13:** Schematischer Planetengetriebeaufbau am Beispiel des Voith NPU-Getriebes als Modellierungsbeispiel für komplexe Koppelstrukturen

Durch die offenen Planetengetriebe können auch unkonventionelle Planetengetriebeverbindungen modelliert werden. Die in Bild 4.13 und Bild 4.14 einge-

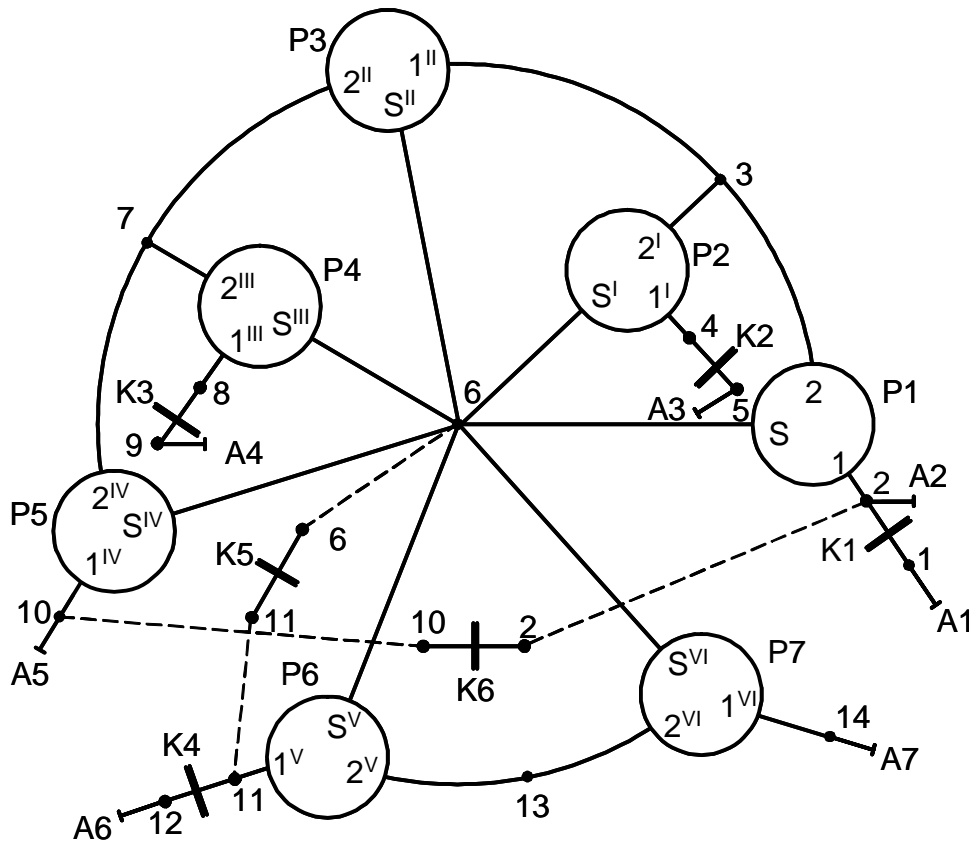
tragen Anschlüsse A2 und A5 sind der Antrieb, der Anschluss A7 der Abtrieb des Getriebes. Durch die Beschreibung von Koppelstrukturen mit Hilfe der offenen Planetensätze erhöht sich der Modellierungsaufwand geringfügig. Bild 4.14 zeigt dieselbe Situation wie in Bild 4.13, mit dem Unterschied, dass das NPU-Getriebe aus offenen Planetengetrieben aufgebaut wurde. Für den Aufbau eines kinematisch gleichwertigen Koppelgetriebes werden sieben offene Planetensätze benötigt.



**Bild 4.14:** Aufbau der in Bild 4.13 abgebildeten Koppelstruktur mit Hilfe offener Planetensätze

Aufgrund der einfachen Wolfschen Darstellung, siehe Bild 4.15, ist Raum für weitere Getriebeelemente, wie Kupplungen, Anschlüsse und Knoten vorhanden. Diese Elemente werden im Folgenden behandelt. Die Verbindung mit Strichlinie stellen Verlängerungen der Kupplungswellen dar. Die Knotennummern zeigen die Verbindung der jeweiligen Kupplungswelle.

Ein Planetensatz ist im Getriebemodell vollständig definiert, wenn seine Bezeichnungsnummer (P1, P2, ..., P7 für Bild 4.15) festliegt, die Zähnezahlen der offenen Planetensätze bekannt sind und die anteiligen Drehmassen für die Wellen des Planetensatzes (1, 2, S) vorliegen. Weiterhin müssen die Verbindungen der drei Wellenenden mit entsprechenden Knoten festgelegt werden. Beispielsweise ist die Welle 1 des Planetensatzes P1 mit Knoten 2 verbunden, die Welle 2 mit Knoten 3 und die Welle S mit Knoten 6.



**Bild 4.15:** Darstellung des in Bild 4.13 und Bild 4.14 Voith NPU-Getriebes in Wolfscher Darstellung unter Einbeziehung weiterer Elemente

### Kupplungen

Kupplungen ermöglichen eine Kopplung zweier Wellen. Bei den realen Automatikgetrieben handelt es sich hierbei um schaltbare nasse Reibkupplungen. Für die Strukturanalyse spielen die Kupplungen eine untergeordnete Rolle, da während der Strukturanalyse nicht die Übersetzung gewechselt wird, sondern ausschließlich die Anordnung der Planetensätze analysiert wird. Wenn die entsprechenden Planetensatzgruppen erkannt wurden, werden dann die übrigen Elemente, hierunter fallen auch die Kupplungen, den entsprechenden Gruppen zugeordnet.

Eine Kupplung ist im Getriebemodell unter dem Gesichtspunkt der Strukturerkennung vollständig definiert, wenn ihre Bezeichnungsnummer (K1, K2, ... K6 für Bild 4.15) festliegt und die anteiligen Drehmassen für die Wellen der Kupplung (1, 2) vorliegen. Weiterhin müssen die Verbindungen der zwei Wellenenden mit den entsprechenden Knoten definiert werden. Beispielsweise ist die Welle 1

der Kupplung K1 mit Knoten 1 verbunden und die Welle 2 mit Knoten 2. Die Nummerierung der Kupplungselemente ist hierbei beliebig, so dass die Wellennummern auch vertauscht eingebaut werden können, ohne dass eine Änderung der kinematischen Verhältnisse eintritt.

### **Anschlüsse**

Anschlüsse gestatten das Einleiten und Abführen von Leistung in und aus dem Getriebe. Bezüglich der Strukturanalyse gilt gleiches wie bei den Kupplungen. Ein Anschluss ist im Getriebemodell unter dem Gesichtspunkt der Strukturerkennung vollständig definiert, wenn die Bezeichnungsnummer (A1, A2, ... A7 für Bild 4.15) festliegt und der Zustand des Anschlusses bekannt ist. Die Zustände der Anschlüsse können "Antrieb", "Abtrieb" oder "Fest" sein. Mit dieser Angabe wird dem Getriebemodell mitgeteilt, an welchen Anschlüssen zum neuen Rechenschritt Eingabewerte zu erwarten sind, welche Anschlüsse typische Gehäuseverbindungen darstellen und welche nach der Berechnung die Daten den nachfolgenden Antriebsstrangkomponenten zur Verfügung stellen. Weiterhin muss die Verbindung des Wellenendes mit dem entsprechenden Knoten festgelegt werden. Beispielsweise ist die Welle des Anschlusses A1 mit Knoten 1 verbunden.

### **Knoten**

Knoten ermöglichen Verbindungen zwischen den verwendeten Getriebeelementen im Getriebemodell. Wie viele Elemente mit einem Knoten verbunden sind, hängt vom Getriebeaufbau ab. Der Getriebeaufbau ist dem Anwender freigestellt. Somit ist die Anzahl der Wellen, die mit einem Knoten verbunden sind, ebenfalls freigestellt. Es muss nun eindeutig definiert werden, welche Welle eines Getriebeelements, mit welchem Knoten verbunden ist. Diese Definition trägt das jeweilige Getriebeelement und nicht der Knoten. Somit ist es ausreichend, bei der Knotenbeschreibung ausschließlich die Anzahl der Knoten im Getriebemodell festzulegen. Im vorliegenden Beispiel von Bild 4.15 wären dies 14 Knoten.

Grundsätzlich existieren keine Einschränkungen hinsichtlich der Anzahl der verwendeten Elemente und deren Anordnung. Es ist nur darauf zu achten, dass bei der Beschreibung der geschalteten Zustände statische Bestimmtheit vorliegt. Weiterhin darf für die Hemmung eines Freiheitsgrades auch nur ein Element verwendet werden, das den Zustand des Freiheitsgrads vorgibt. Überbestimmte Systeme sind nicht oder nur in Ausnahmefällen berechenbar. Diese Einschränkung folgt der praktischen Vorgehensweise, da für das Abbremsen eines Getriebeelements niemals zwei Bremsen verwendet werden.

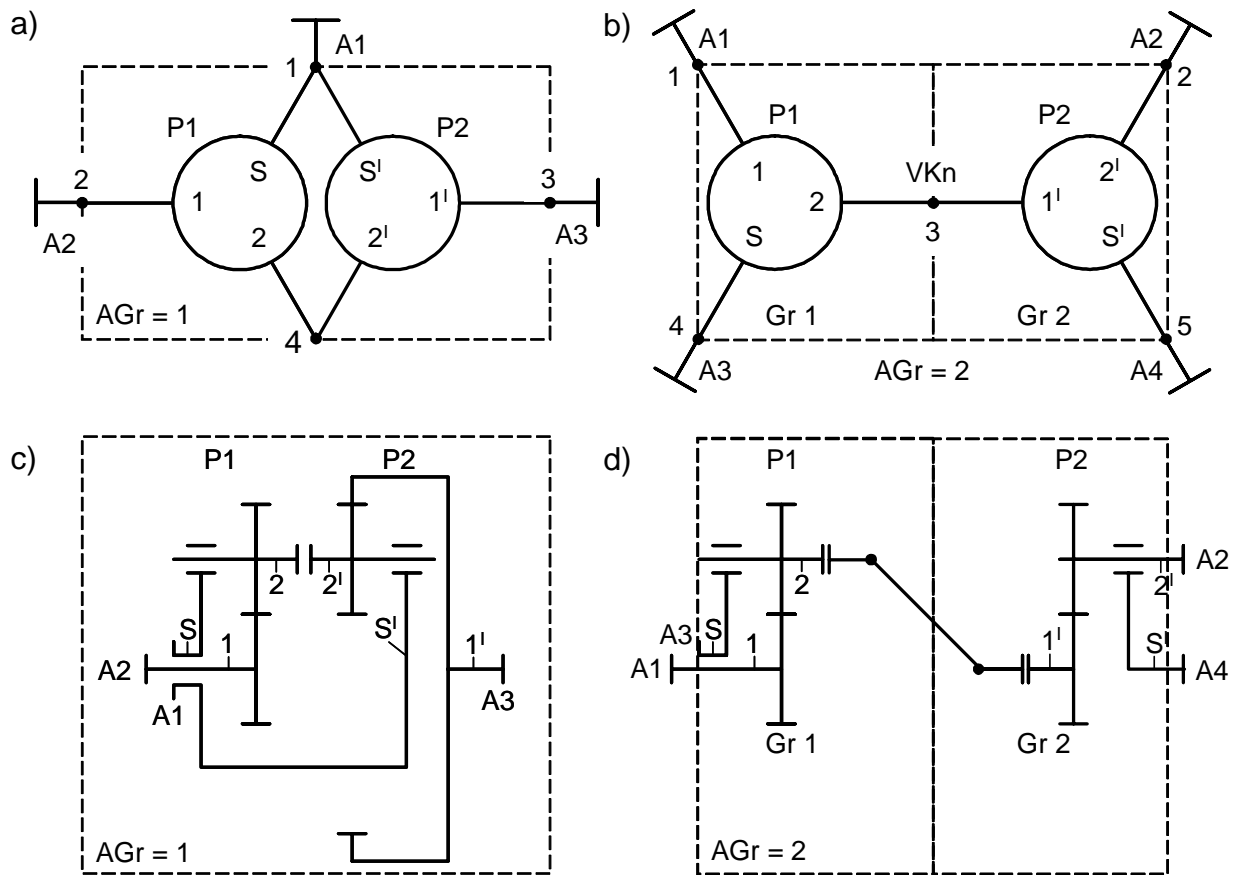
#### **4.4.2 Besondere Elemente**

Die hier beschriebenen Elemente werden in ihrer Anzahl und Anordnung von der Strukturerkennung selbsttätig erkannt. Für die Bedienung des Programms sind die oben beschriebenen Einschränkungen zu beachten. Die Einschränkungen beziehen sich im Wesentlichen auf die Bindungen der Freiheitsgrade. Auf den Lösungsprozess hat die Strukturerkennung maßgebenden Einfluss. Der softwaretechnische Getriebeaufbau im Speicher des Rechners orientiert sich an den in der Modellanalyse erzeugten Planetengetriebestrukturen. Wichtig für den Lösungsprozess ist die Gruppeneinteilung. Innerhalb einer Gruppe kann der Lösungsprozess automatisiert ablaufen. Die Verbindungsknoten übernehmen bei der automatisierten Berechnung ebenfalls eine wichtige Aufgabe. Sie begrenzen die Gruppen und übernehmen für die jeweiligen Gruppen Antriebs-, bzw. Abtriebsaufgaben, vergleichbar den Anschlüssen, nur innerhalb eines Planetengetriebes.

#### **Planetensatzgruppe**

Unter Planetensatzgruppen werden Planetensatzanordnungen im bestehenden Planetengetriebe verstanden, die eine Doppelverbindung mit den anderen Planetensätzen ausbilden. Doppelverbindungen werden in der Literatur häufig als Koppelgetriebe bzw. Koppelstrukturen bezeichnet. Darunter wird verstanden, wenn zwei laufende Wellen zweier Planetensätze miteinander verbunden sind. Hieran können weitere Planetensätze angeschlossen werden. In Bild 4.16 ist ein Vergleich zweier unterschiedlich verbundener Planetensätze dargestellt.





**Bild 4.16:** Vergleich von Planetensatzanordnungen, a) Koppelgetriebe in Wolfscher Darstellung, b) einzelne Planetensätze gekoppelt über Verbindungsknoten VKn in Wolfscher Darstellung, c) Koppelgetriebe in symbolhafter Darstellung, d) einzelne Planetensätze gekoppelt über Zentralwelle in symbolhafter Darstellung

Abweichend zu den bereits beschriebenen Abkürzungen treten hier AGr, Gr und VKn auf. Hierbei entspricht AGr der Anzahl der Gruppen, Gr entspricht der Gruppe mit Zähler und VKn entspricht den im Folgenden beschriebenen Verbindungsknoten. Das mit a) gekennzeichnete Bild zeigt eine typische Koppelgetriebebestruktur mit Mehrfachverbindungen. Durch die hier gewählte Anordnung verfügt das Planetengetriebe über eine Planetensatzgruppe (AGr = 1). Die symbolhafte in Bild 4.16 c) zeigt ein mögliches Beispiel für ein ausgeführtes Planetengetriebe mit einer Planetensatzgruppe. Die mit b) gekennzeichnete Abbildung zweier Planetengetriebe bildet zwischen Planetensatz P1 und P2 eine Einzelverbindung aus. Somit besteht das gesamte Planetengetriebe aus zwei Planetensatzgruppen (AGr = 2). Das mit d) bezeichnete Bild 4.16 symbolisiert wieder-

um eine mögliche Ausführung für ein Planetengetriebe mit zwei Gruppen, entsprechend zu b).

### **Verbindungsknoten**

Verbindungsknoten sind Knoten, die eine oder mehrere Planetensatzgruppen untereinander verbinden. Die Verbindungsknoten verhalten sich ähnlich wie Anschlüsse. Die Besonderheit der Verbindungsknoten liegt in der speziellen Drehmomentberechnung. Bei der Drehzahlberechnung verhält sich der Verbindungsknoten wie jeder andere Knoten. Da für die Berechnung komplexer Planetengetriebe Mehrfachiterationen notwendig werden können, ist eine Aufspaltung der komplexen Getriebe in berechenbare Teilgetriebe notwendig. Eine geeignete Aufteilung erfolgt durch die Aufspaltung in Planetensatzgruppen wie oben beschrieben. Somit muss sichergestellt werden, dass die iterative Berechnung innerhalb der jeweiligen Planetensatzgruppe erfolgt und dort auch abgeschlossen werden kann. Dies wird dann erreicht, wenn die Verbindungsknoten wie antreibende bzw. abtreibende Anschlüsse behandelt werden. Hier werden dann alle mit dem Verbindungsknoten verbundene Wellenmomente aufsummiert. Dieses Summenmoment wird dann als Ganzes auf die zweite Gruppe übertragen. Somit besteht die Möglichkeit einer weiteren Iteration in der Folgegruppe. In Bild 4.16 b) ist der Knoten 3 und in Bild 4.15 Knoten 6 ein Verbindungsknoten VKn.

## **4.5 Lösungsverfahren**

Im Abschnitt Lösungsverfahren werden die Algorithmen vorgestellt, nach denen das Getriebeprogramm die mechanischen Grundgrößen berechnet. Diese Verfahren werden sowohl bei der Drehmoment- als auch bei der Drehzahlberechnung verwendet. Bevor im Einzelnen auf die Verfahren eingegangen wird, muss der Algorithmus für das Konvergenzverfahren vorgestellt werden. Das Konvergenzverfahren wird bei der iterativen Berechnung der Grundgrößen verwendet.

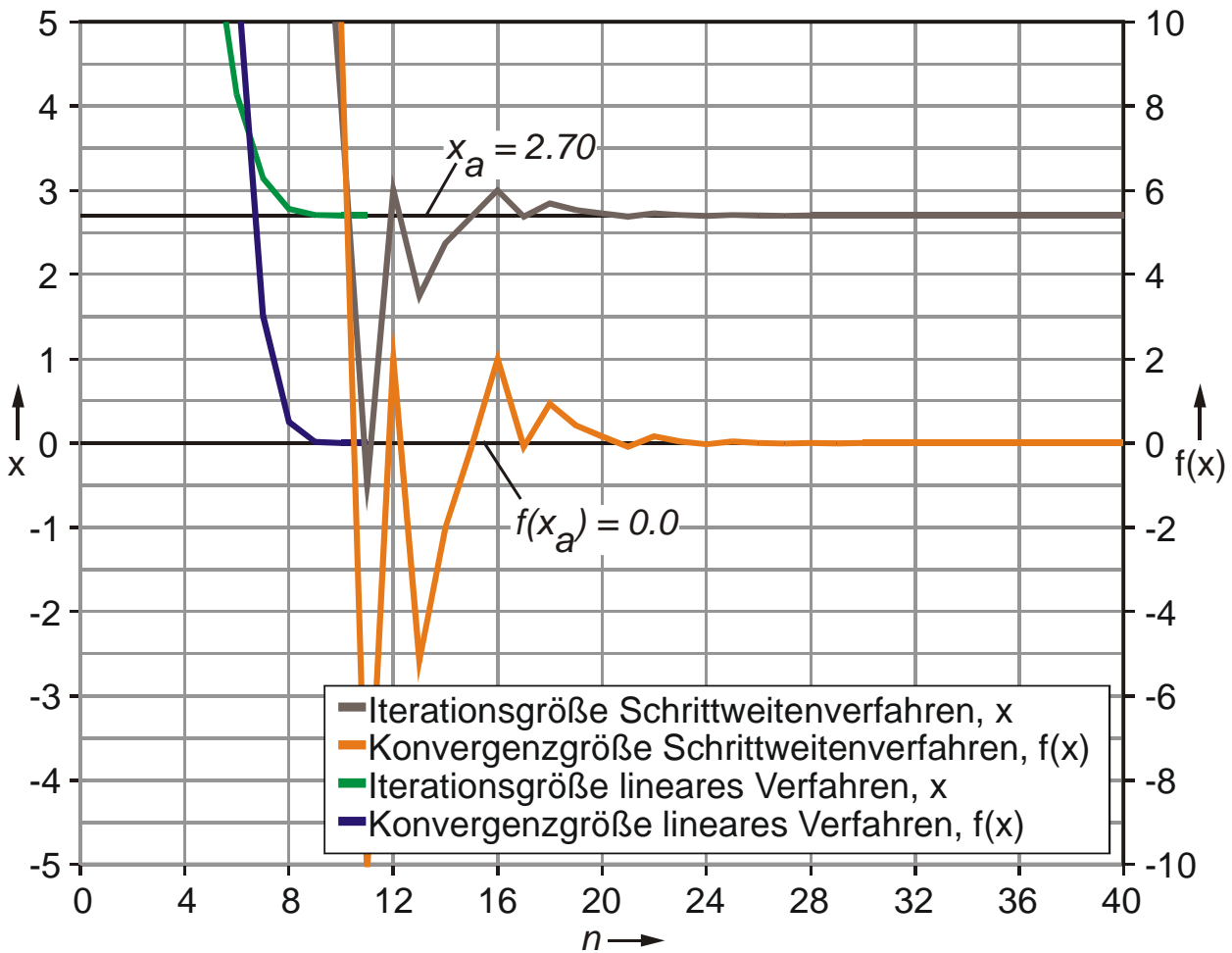
### **4.5.1 Konvergenzverfahren**

In Bild 4.17 ist ein Vergleich von zwei Konvergenzverfahren abgebildet. Verglichen werden ein Schrittweisenverfahren mit sich selbst anpassender Schrittwei-

tensteuerung und beidseitiger Eingrenzung des Zielwerts und das im Folgenden näher beschriebene linear arbeitende Iterationsverfahren. Bild 4.17 zeigt ein Iterationsbeispiel für das Auffinden einer Nullstelle für eine quadratische Funktion  $f(x)$  und der zugehörige Iterationsgröße  $x$  über der Anzahl der notwendigen Berechnungen bis Konvergenz eintritt.

Im Getriebeprogramm werden die Zustände durch Iteration bestimmt. Dies gilt für die Berechnung der Drehzahlen und Drehmomente gleichermaßen. Anhand des quadratischen Polynoms lässt sich die Verfahrensweise der Iteration anschaulich erklären. Im Getriebeprogramm wird der funktionale Zusammenhang durch das Getriebemodell ersetzt. Der Iterationsablauf ist im Beispiel und Getriebeprogramm derselbe. Da Iterationen im Lösungsprozess häufig zum Einsatz kommen, muss ein effizientes Verfahren angewendet werden. Das bedeutet, dass möglichst wenige Rechenschritte notwendig sind, um Konvergenz zu erlangen. Der Vergleich zwischen den in Bild 4.17 dargestellten Verfahren zeigt, dass beim linearen Verfahren die Nullstelle nach 11 Rechenschritten gefunden wird. Das Schrittweisenverfahren benötigt für dieselbe Konvergenzgüte 40 Iterationen.

Darüber hinaus muss im vorliegenden Fall beachtet werden, dass das Getriebemodell modular vorliegt. Das bedeutet, dass der funktionale Zusammenhang des Systemzustands in einzelnen, modulimmanenten Gleichungen existiert und somit nicht auf analytische Art und Weise differenziert werden kann. In der Literatur werden eine Vielzahl von Nullstellenverfahren beschrieben, die sich zur numerischen Lösung eignen.

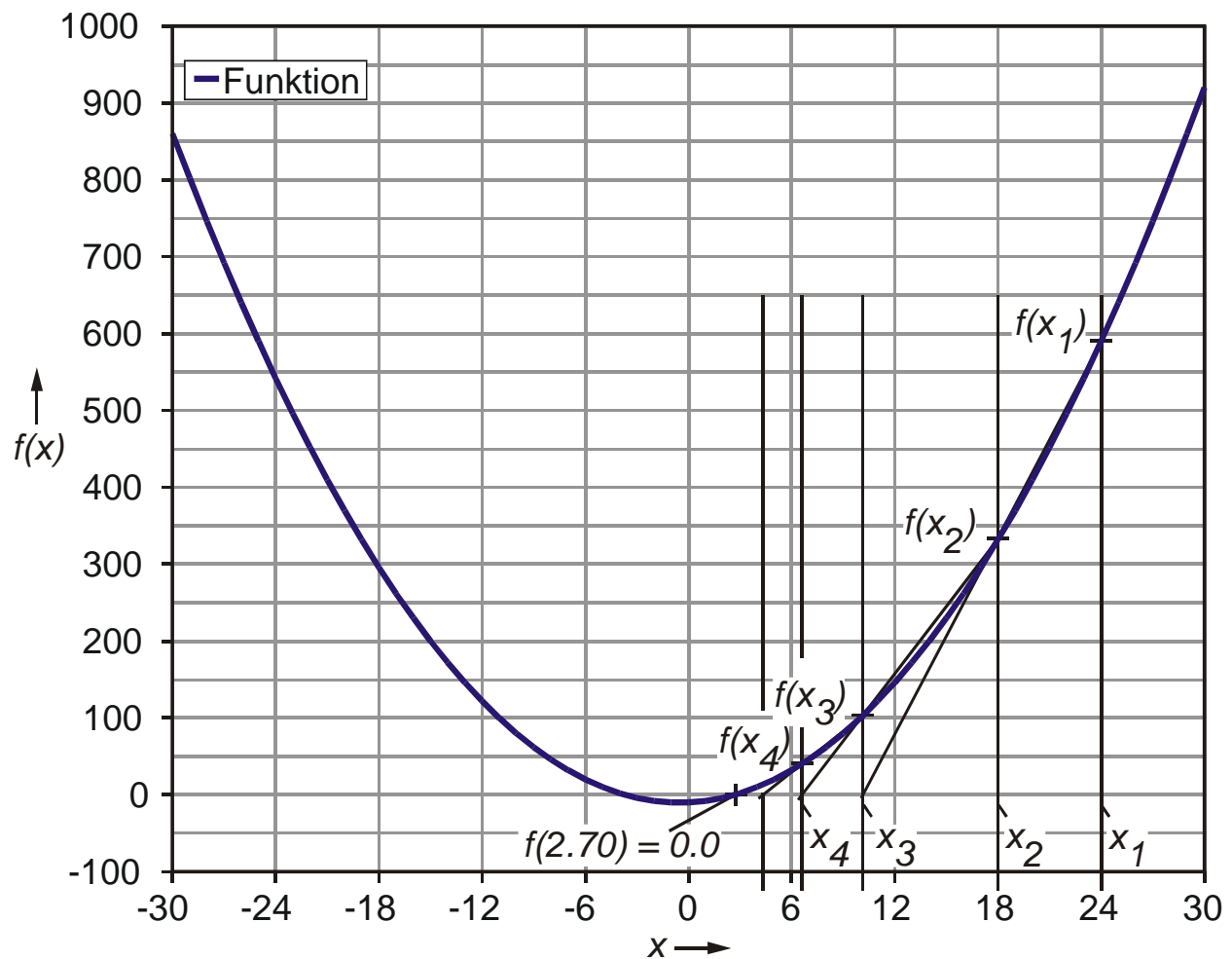


**Bild 4.17:** Vergleich zweier Konvergenzverfahren, Verglichen werden ein Schrittweisenverfahren und ein linear arbeitendes Verfahren

Bei der überwiegenden Zahl der Verfahren wird eine bekannte Funktion  $f(x)$  vorausgesetzt, die mindestens zweimal stetig im betrachteten Intervall differenzierbar sein muss. Diese Grundvoraussetzung ist hier nicht gegeben. Somit besteht auch nicht die Möglichkeit der oben beschriebenen Differenzierbarkeit. Es muss also ein geeignetes Verfahren gefunden werden, das sich gegebenenfalls an bekannten Verfahren orientiert. Hierfür eignet sich vor allem das linear arbeitende Newton-Verfahren. Das Newton-Verfahren legt eine Tangente an eine Funktion  $f(x)$  und berechnet die Nullstelle der Tangente. Dafür ist die Ableitung der Funktion  $f(x) \rightarrow f'(x)$  erforderlich, siehe /BRONSTEIN01/ oder /STÖCKER93/.

Der Getriebeaufbau liegt beim vorliegenden Getriebeprogramm, wie bereits erwähnt, nicht in geschlossener Form vor, sondern wird schrittweise aus den einzelnen Getriebeelementen berechnet. Somit existiert keine Funktion, die nach analytischer Vorgehensweise differenziert werden könnte. Um den Differenzen-

quotienten berechnen zu können, müssen zwei Stützstellen zur Verfügung stehen. Dies geschieht in der Regel durch die Einbeziehung des zuvor bestimmten Systemzustands. Das Getriebe wird aufgrund dessen für zwei geringfügig unterschiedliche Ausgangszustände  $x_{n-1} \rightarrow f(x_{n-1})$  und  $x_{n-2} \rightarrow f(x_{n-2})$  berechnet. Durch diese beiden Punkte kann dann eine Gerade gelegt und eine Zielwertabschätzung nach Gleichung (4.1) durchgeführt werden. Die Wahl des Zielwerts ist von der Fragestellung abhängig. Im Beispiel Bild 4.18 ist dies die positive Nullstelle.



**Bild 4.18:** Lineares Konvergenzverfahren mit exemplarisch eingetragenen Iterationsstellen

Solange ein Anfangswert in der Nähe des Zielwerts gewählt wird, liegt der Durchgang der Gerade (äquivalent zur Tangente) näher am Zielwert bzw. an der Konvergenzstelle als der Startwert. Die Mehrfachanwendung dieser Vorgehensweise führt zur schnellen Konvergenz gegen den Zielwert (Nullstelle).

$$x_n = \frac{x_{n-1} - x_{n-2}}{f(x_{n-1}) - f(x_{n-2})} \cdot f(x_a) + x_{n-1} - \frac{x_{n-1} - x_{n-2}}{f(x_{n-1}) - f(x_{n-2})} \cdot f(x_{n-1}) \quad (4.1)$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$f(x_a)$	-	Abbruchfunktionswert (Zielwert)
$f(x_{n-1})$	-	Funktionswert zum Variablenwert $x_{n-1}$
$f(x_{n-2})$	-	Funktionswert zum Variablenwert $x_{n-2}$
$x_n$	-	Neuer Iterationswert zum aktuellen Iterationsschritt n
$x_{n-1}$	-	Variablenwert ein Iterationsschritt n-1 zuvor
$x_{n-2}$	-	Variablenwert zwei Iterationsschritte n-2 zuvor

### 4.5.2 Rekursiver Lösungsalgorithmus

Rekursive Algorithmen werden in der Informatik häufig bei der Berechnung von verzweigten und vermaschten Strukturen verwendet. Kennzeichnend ist hierbei, dass rekursive Funktionen sich selbst aufrufen. Somit sind sie besonders gut für Suchfunktionen in bestehenden Strukturen geeignet. Im vorliegenden Fall wird ein rekursiver Algorithmus mehrfach angewandt. Ein Beispiel für das praktische Arbeiten des rekursiven Algorithmus ist in Abschnitt 4.5.4 beschrieben. Bei Getrieben hängen die einzelnen Elemente über Einfach- bzw. Mehrfachverbindungen aneinander. Für die Berechnung der Elemente ist eine Einhaltung der Reihenfolge nicht zwingend erforderlich. Vor allem auch deshalb, weil der Modellierer größtmögliche Freiheit bei der Anordnung der Elemente besitzen soll. Weiterhin stößt der Lösungsprozess häufig am Getriebeeingang auf Mehrfachverbindungen, die in dieser Phase nicht lösbar sind. Aufgrund dessen müssen zunächst andere Getriebeelemente gelöst werden, bevor am Getriebeeingang weitergerechnet werden kann. Ein einfaches Beispiel für die Drehmomentberechnung ist die offene Kupplung. Die offenen Kupplungen werden vor dem Einstieg in die Getriebeberechnung in einem so genannten Vorberechnungsschritt berechnet, siehe Abschnitt 4.6.1. Danach werden die Drehmomente an die Knoten weitergegeben, die mit den eben berechneten Kupplungen verbundenen sind. Besitzt dieser Knoten eine weitere Verbindung mit einem Getriebeelement, dann kann dieses Element als nächstes berechnet werden. Die Suche des Folgeelements in der Berechnung übernimmt eine rekursive Funktion, die die einzelnen

Elemente wiederum rekursiv aufruft. Obgleich der Lösungsprozess autonom arbeitet, ist es nicht auszuschließen, dass er an Stellen im Getriebe stößt, welche nicht auf diese Art und Weise berechnet werden können. Aus diesem Grund wurde die rekursive Elementsuche mit einer iterativen Berechnung gekoppelt. Die Kombination beider Verfahren ist in der Lage alle untersuchten Getriebekonfigurationen zu berechnen.

### 4.5.3 Iterativer Lösungsalgorithmus

Die iterative Berechnung wird sowohl bei der Drehmoment- wie auch bei der Drehzahlberechnung eingesetzt und gründet auf dem Integrationsverfahren der Basissimulation /FRIEDEMANN89/. Die Basissimulation erwartet nach dem in Abschnitt 4.1 beschriebenen Berechnungsprinzip für jeden Iterationsschritt einen aktuellen Wert. Somit scheiden häufig verwendete Schätzwertverfahren mit integrierter Schrittweitensteuerung für die vorliegende Zustandsänderung zum aktuellen Zeitschritt aus. Um die Beschreibung der Arbeitsweise des Algorithmus zu vereinfachen, wird die Situation aus Sicht der Momentberechnung geschildert, vergleiche Abschnitt 4.5.4. Der iterative Lösungsvorgang wird dann verwendet, wenn der rekursive Algorithmus kein berechenbares Element mehr findet, aber noch nicht berechnete Elemente in der vorliegenden Gruppe vorhanden sind. Somit hängt die Notwendigkeit der iterativen Berechnung vom Getriebeaufbau ab.

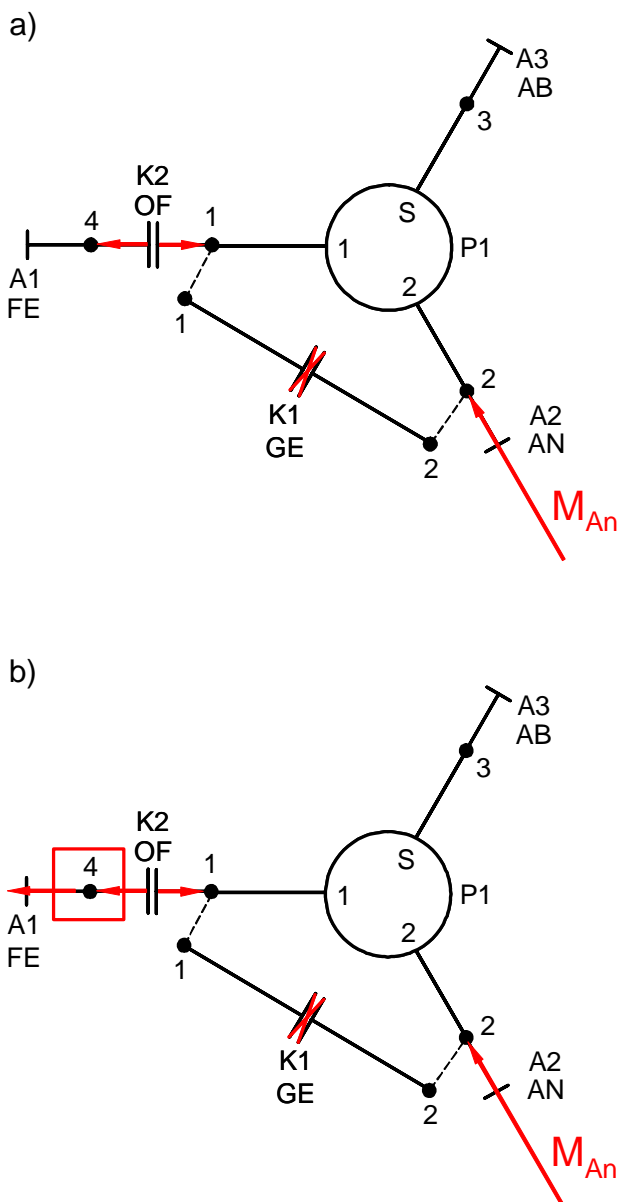
Findet der rekursive Algorithmus keine direkt berechenbaren Elemente mehr, dann wird in der Regel der nächste nicht berechenbare Planetensatz mit einem beliebigen Moment (Drehzahl) an einer der drei Wellen gesetzt und mit der iterativen Vorgabe berechnet. Mit dieser Zusatzinformation an Drehmoment (Drehzahl) läuft die Suche nach den berechenbaren Elementen weiter, bis der Algorithmus auf ein Element stößt, an dem widersprüchliche Informationen (Kollisionsbedingung) vorliegen. Elemente bei denen Kollisionsbedingungen auftreten können, sind Planetensätze oder geschlossene Kupplungen. Aufgrund dieser Überinformation an Drehmoment (Drehzahl) kann nun an dem jeweiligen Element eine Abweichung ausgewertet werden. Da bei der ersten Iteration davon ausgegangen werden kann, dass das Abbruchkriterium überschritten wird, erfolgt eine neue Berechnung mit verbessertem Anfangswert. Dieser iterative Be-

rechnungsablauf wird sooft durchlaufen, bis schließlich die Abweichung hinreichend klein ist. Um den iterativen Rechenlauf programmtechnisch steuern zu können, reicht es nicht aus, für die Wellen der Getriebeelemente ausschließlich Variablen vorzusehen, welche die Drehmomentinformationen (Drehzahlinformationen) tragen, sondern darüber hinaus muss das jeweilige Element über Gültigkeitsindikatoren verfügen, die bei jedem Rechenschritt und jeder Iteration zurückzusetzen sind.



#### 4.5.4 Rekursive und iterative Getrieberechnung an einem Beispiel

Um die in Abschnitt 4.5.2 und 4.5.3 beschriebenen Lösungsverfahren besser verstehen zu können, wurde als Beispiel ein einfach schaltbares Planetengetriebe gewählt. Das Beispiel zeigt, dass bereits einfache Strukturen rekursive sowie iterative Berechnungen erfordern. Obgleich das Beispiel einen Momentrechengang beschreibt, erfolgt die Drehzahlberechnung hinsichtlich des Lösungsprozesses auf analoge Weise. Die Berechnungsvorschriften der einzelnen Getriebeelemente sind Abschnitt 4.6 und 4.7 zu entnehmen.



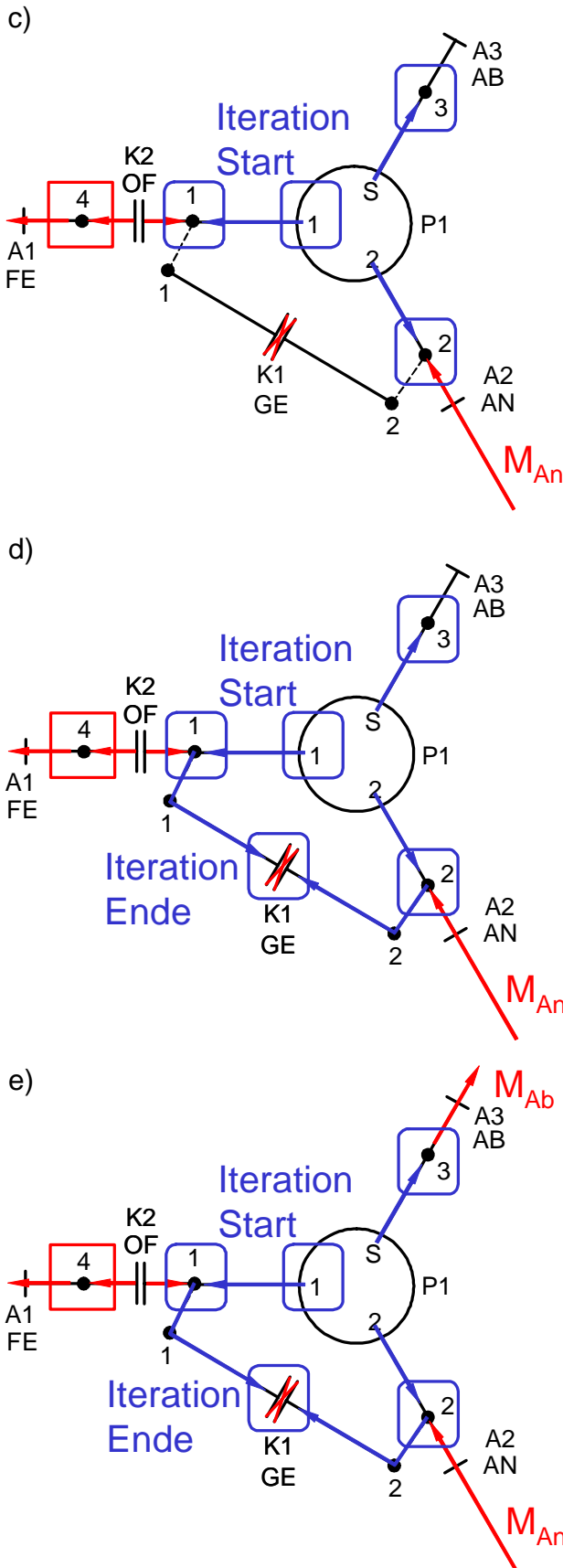
##### Vorbereitung

In der Vorbereitung werden alle Getriebeelemente gelöst, die über gesicherte Drehmomentinformationen verfügen. Dies sind beim vorliegenden Beispiel der Antriebsanschluss A2 sowie die offene Kupplung K2. Dem Antriebsanschluss wird ein Antriebsmoment zugewiesen. Die Kupplung kann per Definition kein Moment abstützen und gilt somit für die Drehmomentberechnung als Vorgebeelement. Zum besseren Verständnis sei erwähnt, dass die Aufteilung des Antriebsmoments über die Kupplung K1 und den Planetensatz P1 zunächst nicht näher bekannt ist.

##### Rekursive Elementsuche

Nach der Vorbereitung sucht der rekursive Lösungsalgorithmus die berechenbaren Elemente. Im vorliegenden Beispiel kann der Knoten 4 berechnet werden. Mit dem Knoten 4 sind zwei Elemente, die Kupplung K2 und der Anschluss A1 verbunden. Das Drehmoment der Kupplung K2 wurde in der Vorbereitung bestimmt und ist somit bekannt. Da außer dem Anschluss A1 alle Drehmomente am Knoten 4 bekannt sind, muss dieser das Moment der Kupplung K2 abstützen. Im Falle der offenen Kupplung ist dies 0 Nm. Danach ist der Anschluss A1 berechnet.

**Bild 4.19:** Teil 1, schrittweise Berechnung eines einfachen Getriebes, a) Vorbereitung, b) rekursive Elementsuche



Start der Iteration

Wenn, wie hier der Fall, der rekursive Algorithmus kein berechenbares Element mehr findet, aber noch nicht alle Elemente berechnet sind, dann startet die Iteration. In der Regel wird ein Planetensatz (hier P1) verwendet, an dem an einer Welle ein Moment iterativ vorgegeben wird. Damit ist der Planetensatz P1 berechenbar und den Knoten 1, 2 und 3 kann das berechnete Moment zugewiesen werden. Danach fährt die rekursive Lösungssuche fort und berechnet die freien Momente an den Knoten 1, 2 und 3.

Ende der Iteration

Wie oben erwähnt sind hier die Knoten 1, 2 und 3 berechnet. Diese weisen wiederum den Wellen der Kupplung K1 die Momente zu. Bei geschlossener Kupplung und iterativ vorgegebenen Moment am Planetensatz P1, wird die Momentenbedingung der geschlossenen Kupplung K1 beim ersten Rechengang nicht erfüllt. Somit muss mit einem verbesserten Vorgabewert am Planetensatz P1 die Berechnung erneut durchgeführt werden. Dies geschieht solange bis das Abbruchkriterium unterschritten wird.

Restelementberechnung

Zu diesem Zeitpunkt ist die Zwangsbedingung Planetensatz P1 und Kupplung K1 gelöst. Häufig werden solche Verschaltungen auch als Block bezeichnet. Es sind aber immer noch nicht alle Elemente des Getriebes berechnet. Bei den noch zu berechnenden Getriebeelementen handelt es sich um den Anschluss A3. Nachdem der Abtriebsanschluss A3 berechnet wurde sind alle Momente im Getriebe bestimmt und ein Rechenschritt ist abgeschlossen.

**Bild 4.20:** Teil 2, schrittweise Berechnung eines einfachen Getriebes, c) Start der Iteration, d) Ende der Iteration, e) Restelementberechnung

## 4.6 Momentberechnung

Das Getriebeprogramm berechnet die mechanischen Grundgrößen Drehmoment und Drehzahl (Winkelgeschwindigkeit) in zwei Schritten. Zunächst werden die Drehmomente an den einzelnen Elementen im Getriebe bestimmt. Hierfür ist bei komplexeren Getrieben eine iterative Berechnung notwendig.

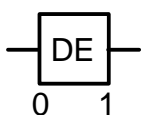
### 4.6.1 Momentberechnung der Getriebeelemente

Das Getriebeprogramm besitzt vier unterschiedliche Elemente, aus denen sich beliebige Planetengetriebe aufbauen lassen. Die vier Standardelemente sind die

- Planetensätze,
- Kupplungen,
- Anschlüsse und
- Knoten.

Für die Berücksichtigung des Dynamikeinflusses existieren so genannte Dynamikelemente. Die Dynamikelemente sind fest in die Kupplungen und Planetensätze eingebettet, so dass der Anwender keinen direkten Zugriff auf diese besitzt. Bei den Dynamikelementen handelt es sich somit um massebehaftete Wellenstücke, eingebettet in Standardelemente Planetensätze und Kupplungen. Durch den objektorientierten Aufbau des Programms lassen sich beliebig viele dieser Standardelemente verwenden, um das gewünschte Getriebe abzubilden. In diesem Abschnitt werden die Elemente und deren grundlegende Momentberechnung beschrieben.

### Dynamikelemente



**Bild 4.21:** Symbol Dynamikelement

Die Dynamikelemente sind in den Standardelementen Planetensatz und Kupplung fest eingebunden. Das bedeutet, dass bei der Verwendung eines Planetensatzes, automatisch die Dynamikelemente

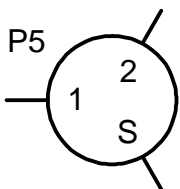
mitgeführt werden und keine Möglichkeit besteht diese Dynamikelemente beliebig im Getriebe anzuordnen. Das Symbol der Dynamikelemente zeigt Bild 4.21.

Da die Dynamik Elemente für die Getriebestruktur von untergeordnetem Interesse sind, werden diese häufig weggelassen. Für das bessere Verständnis werden die Eingänge mit Zahlen bezeichnet. Hierbei ist die Verbindung mit dem Index 0 die Verbindung zum Knoten nach extern und die Verbindung mit dem Index 1 die interne Verbindung zum Basiselement. Mit der Angabe der Drehmasse am jeweiligen Basiselement wird das Dynamik Element entsprechend definiert. Der Vorteil dieser Beschreibungstechnik liegt in der einheitlichen Anwendung dieses Elementtyps. Die Dynamik Elemente beeinflussen das anliegende Moment der Welle, indem der dynamische Zustand über die Massenträgheit Einfluss auf das übertragene Moment nimmt. Hierfür wird die Bewegungszustandsänderung des aktuellen Rechenschrittes verwendet. Sobald ein bekanntes Moment von einer Wellenstrangseite anliegt, kann das Element berechnet werden. Kollisionen treten hier nicht auf, da berechenbare Dynamik Elemente vor dem Basiselement berechnet werden. Die mathematische Beziehung zeigt die Gleichung ( 4.2 ).

$$J \cdot \frac{\omega(t) - \omega(t - 1)}{\Delta t} = M_0 + M_1 \quad ( 4.2 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\omega(t)$	1/s	Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t
$\omega(t-1)$	1/s	Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t-1
$\Delta t$	s	Rechenschrittweite
J	kgm <sup>2</sup>	polares Massenträgheitsmoment
$M_0$	Nm	Drehmoment am Eingang 0
$M_1$	Nm	Drehmoment am Ausgang 1

**Planetensätze**



Für die Planetensätze sind unterschiedliche Darstellungsmöglichkeiten bekannt. Diese wurden bereits in Abschnitt 4.4.1 vorgestellt. An dieser Stelle wird die wolfsche Darstellung wie in Bild 4.22 verwendet. Planetensätze können dann eindeutig berechnet werden,

**Bild 4.22:** Symbol Planetensatz

wenn genau eine gesicherte Drehmomentinformation an einer der drei Wellen vorhanden ist. Im Folgenden werden die Beziehungen für die Drehmomentbe-

rechnung angegeben. Die Gleichung ( 4.5 ) gilt nur für die hier verwendeten offenen Planetensätze. Der Formalismus entspricht der Methode nach /MÜLLER71/. Die Zentralwelle trägt den Index 1. Handelt es sich um eine Stirnradstufe, dann ist  $z_1$  positiv anzugeben, handelt es sich um eine Hohlradstufe, dann ist  $z_1$  negativ anzugeben.

$$0 = M_1 + M_2 + M_S \quad ( 4.3 )$$

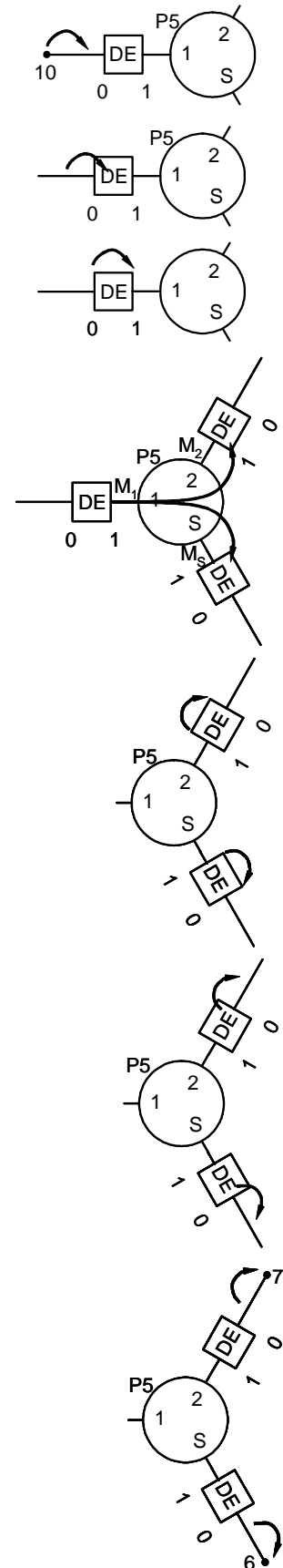
$$M_2 = -i_0 \cdot M_1 \quad ( 4.4 )$$

$$i_0 = -\frac{z_2}{z_1} \quad ( 4.5 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$i_0$	-	Standübersetzung
$M_1$	Nm	Drehmoment an Welle 1
$M_2$	Nm	Drehmoment an Welle 2
$M_S$	Nm	Drehmoment an Welle S
$z_1$	-	Zähnezahl der Zentralwelle
$z_2$	-	Zähnezahl des Planetenrades

Der Rechengang durch den eindeutig berechenbaren Planetensatz ist in Bild 4.23 exemplarisch für eine Welle dargestellt. Das Bild 4.23 soll die im Getriebeprogramm umgesetzte Prozedurabfolge für die Berechnung eines Planetensatzes aufzeigen. Die Berechnung eines Planetensatzelements erfolgt in sieben Schritten. Die Pfeile zeigen die Abschnitte an, nach denen die einzelnen Elemente des Planetensatzes berechnet werden. Die Dynamikelemente DE berücksichtigen den Masseeinfluss der Drehbewegungsänderung eines Rechenschritts.

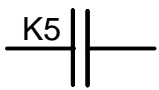
- 1) Zuweisen der externen Wellenmomente ausgehend von den Knoten.
- 2) Setzen der Dynamikelementmomente ausgehend von den externen Wellenmomenten.
- 3) Berechnen der Dynamikelementmomente, aufgrund der Drehbewegungsänderung eines Rechenschritts, nach Gleichung ( 4.2 ).
- 4) Berechnen der internen Planetensatzmomente, nach den Gleichungen ( 4.3 ) bis ( 4.5 ).
- 5) Berechnen der Dynamikelementmomente. Dieser Schritt unterscheidet sich ausschließlich in der Berechnungsrichtung von Schritt 3).
- 6) Zuweisen der Dynamikelementmomente auf die externen Wellenmomente. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 2).
- 7) Setzen der Knotenmomente ausgehend von den externen Momenten der entsprechenden Planetensatzwellen. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 1).



**Bild 4.23:** Momentrechengang am Planetensatz in Schritten

Liegt beispielsweise an zwei Wellen ein bekanntes Drehmoment an, dann gilt dieser Planetensatz als überbestimmt. Ein solcher Fall tritt bei iterativ berechneten Getrieben auf. Dann stellt dieser Planetensatz ein so genanntes Kollisionselement dar, an dem eine Abweichung bestimmt wird. Wie bereits in Abschnitt 4.5.4 am Beispiel der Kupplung beschrieben können auch Planetensätze als Kollisionselemente auftreten.

## Kupplungen



Kupplungen sind die aktiven Elemente des Getriebeprogramms. Sie führen den Übersetzungswechsel aus, welcher in Abschnitt 4.6.3

**Bild 4.24:** Symbol Kupplung und 4.7.3 beschrieben wird. Ihre möglichen Zustände sind "offen", "geschlossen", "öffnend" oder "schließend". Welcher der Zustände für den aktuellen Zeitschritt gilt, legt die Getriebesteuerung fest. An dieser Stelle wird der Rechenlauf der Zustände "offen" und "geschlossen" behandelt. Für die folgenden Darstellungen werden Kupplungen nach Bild 4.24 verwendet.

## Geschlossene Kupplungen

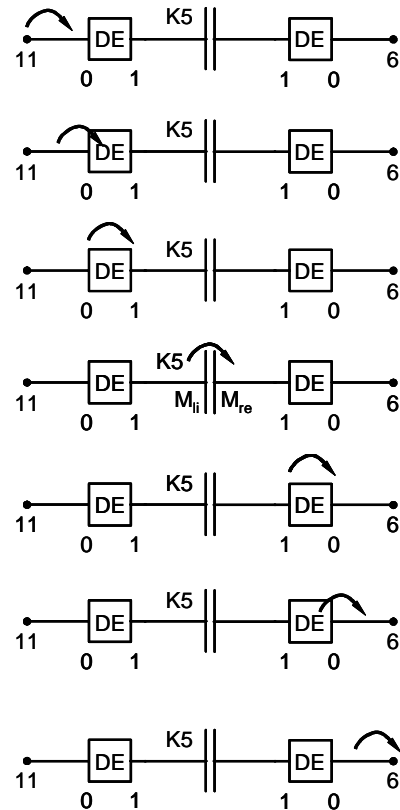
Kupplungen können im geschlossenen Zustand immer dann eindeutig berechnet werden, wenn an einer Welle eine gesicherte Drehmomentinformation vorhanden ist.

$$0 = M_{li} + M_{re} \quad (4.6)$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$M_{li}$	Nm	Drehmoment an linker Kupplungswelle
$M_{re}$	Nm	Drehmoment an rechter Kupplungswelle

Der Rechengang für die Momente der geschlossenen Kupplung ist in Bild 4.25 dargestellt.

- 1) Setzen der externen Wellenmomente ausgehend von den Knoten.
- 2) Zuweisen der Dynamikelementmomente ausgehend von den externen Wellenmomenten.
- 3) Berechnen der Dynamikelementmomente, nach Gleichung ( 4.2 ).
- 4) Berechnen der internen Kupplungsmomente
- 5) Berechnen der Dynamikelementmomente. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 3)
- 6) Setzen der Dynamikelementmomente auf die externen Wellenmomente Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 2)
- 7) Setzen der Knotenmomente von den externen Wellenmomenten der entsprechenden Kupplung. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 1)



**Bild 4.25:** Momentrechengang an der geschlossenen Kupplung in Schritten

Es ist zu erkennen, dass der Rechenlauf zwischen der Kupplung und der des Planetensatzes große Gemeinsamkeiten aufweist. Dies ist im Rahmen der Implementierung hilfreich, da entsprechende Abläufe nur einmal verifiziert werden müssen. Sind beide Wellen gesetzt, dann liegt auch hier eine Kollision vor. Diese Situation entspricht dem Beispiel in Abschnitt 4.5.4.

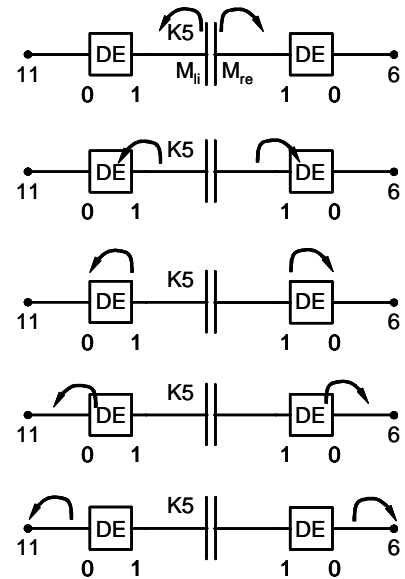
### Offene Kupplungen

Im offenen Zustand gehören die Kupplungen zu den Elementen die bereits in der Vorberechnung gelöst werden. Bei offenen Kupplungen ist das innere Moment per Definition null und somit bekannt.

$$0 = M_{li} = M_{re} \tag{ 4.7 }$$



- 1) Berechnen der internen Kupplungsmomente,  
 $M_{ji} = M_{re} = 0 \text{ Nm}$
- 2) Den internen Verbindungen der Dynamikelemente werden die internen Kupplungsmomente zugewiesen.
- 3) Berechnen der Dynamikelementmomente, nach Gleichung ( 4.2 )
- 4) Zuweisen der Dynamikelementmomente auf die externen Wellenmomente
- 5) Setzen der Knotenmomente von den externen Wellenmomenten der offenen Kupplung.



**Bild 4.26:** Momentenrechengang an der offenen Kupplung in Schritten

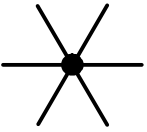
## Anschlüsse

A2

**Bild 4.27:** Symbol Anschluss

Die Anschlüsse ermöglichen im Getriebeprogramm den Zugang nach außen. Sie stellen die Verbindung zum Motor oder zu anderen Elementen im Antriebsstrang her. Deshalb werden die antreibenden Anschlüsse im Momentenrechengang für die Bestimmung der Verhältnisse im Getriebe verwendet. Das Symbol der Anschlüsse ist in Bild 4.27 abgebildet. Da die Anschlüsse als masselose Elemente betrachtet werden, besitzen sie auch keine Dynamikelemente. Deren Zustand kann entweder als "Antrieb", "Abtrieb" oder als "Fest" definiert werden. Der Zustand ändert sich während der Berechnung nicht. Antreibende Anschlüsse werden wie offene Kupplungen vor der eigentlichen Momentenberechnung des Getriebes gesetzt, da sie die für den Rechenschritt neuen Drehmomente des Motors besitzen. Abtreibende Anschlüsse geben nach der Berechnung im Getriebeprogramm das Drehmoment an das nachfolgende Antriebsstrangelement weiter. Dies kann beispielsweise ein Retarder, eine Kardanwelle oder das Hinterachsgetriebe sein. Die Anschlüsse mit dem Zustand "Fest" stellen typische Gehäuseverbindungen dar. Für die Anschlüsse eine Gleichung anzugeben ist nicht zielführend, da diese Elemente im Getriebeprogramm ausschließlich Speicherstellen repräsentieren, die je nach Zustand abgefragt bzw. gesetzt werden.

## Knoten



**Bild 4.28:** Symbol Knoten

Die Knoten ermöglichen die Verbindungen zwischen den einzelnen Standardelementen. Sie werden ebenfalls wie die Anschlüsse als masselos betrachtet und besitzen somit keine Dynamik-elemente. Das Symbol für die Knoten ist Bild 4.28

zu entnehmen. An den Knoten wird das in der Mechanik übliche Schnittprinzip angewendet. Für die Momentenberechnung gilt Summe aller an einen Knoten heranragender Wellenmomente gleich null. Ein Knoten ist immer dann berechenbar, wenn alle Wellenmomente des jeweiligen Knotens bis auf eines bekannt sind, siehe Gleichung ( 4.8 ).

$$0 = \sum_{i=1}^n M_i \quad ( 4.8 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$M_i$	Nm	Drehmoment der Verbindung $i$ des Knotens
$n$	-	Anzahl der Verbindungen, die an einen Knoten heranragen

### 4.6.2 Momentberechnung im geschalteten Gang

Die Momentberechnung im geschalteten Gang untergliedert sich im Wesentlichen nach der Anwendung der Lösungsalgorithmen. Die einfachen Getriebe können vollständig aufgrund des rekursiven Berechnungsalgorithmus gelöst werden. Iterationen sind hier nicht notwendig. Komplexe Getriebe benötigen die Kombination aus rekursiver und iterativer Lösungssuche.

#### Einfache Getriebe

Handelt es sich beim vorliegenden Getriebe um ein einfaches Getriebe, dann kann es in einem Rechenschritt gelöst werden. Bezogen auf den Lösungsalgorithmus bedeutet dies, dass alle Getriebeelemente ohne Iteration gelöst werden können. Bei einfachen Getrieben sind üblicherweise die Planetensätze in einer Kette angeordnet. Es existieren keine Doppelverbindungen und somit auch kei-

ne Leistungsteilungen. Die Lösung des gesamten Getriebes in einem Rechenschritt kann dann erfolgen, wenn bei der schrittweisen Berechnung der Einzelplaneten immer genau eine Welle mit bekanntem Moment vorhanden ist und dabei die Knoten immer über genau eine unbekannte Drehmomentinformation verfügen. Da aber der Getriebeaufbau durch das Getriebeprogramm nicht beeinflusst werden kann, muss die Berechnung bei komplexeren Getrieben auf eine andere Art und Weise erfolgen.

### **Komplexe Getriebe**

Im vorliegenden Fall berechnet man komplexere Koppelstrukturen durch eine Gleichschaltung von rekursiver Elementsuche und iterativer Berechnung. Die Notwendigkeit für diese Vorgehensweise liegt unter anderem im Rechenprozess der Simulationsumgebung. winEVA berechnet, wie beschrieben, nach dem Ursache-Wirkungs-Prinzip die Kräfte und Momente ausgehend von Antrieb über den Antriebsstrang zum Rad. Ein Eingriff in die Schrittweitensteuerung von Seiten der Antriebsstrangelemente ist nicht vorgesehen. Somit muss jedes Element des Antriebsstrangs die Drehmomente zu jedem Zeitschritt vom Elementeingang zum Elementausgang berechnen. Das wiederum zwingt den GetriebeLösungsprozess zur vollständigen Berechnung der Getriebeelemente während jedes Zeitschritts. Die Momente des Getriebes werden dann berechnet, sobald das im Antriebsstrang zuvor liegende Element seine Berechnung abgeschlossen hat. Somit verfügt der Getriebeeingang über die aktuellen Drehmomentinformationen. Darauf übergibt die Getriebesteuerung den Kupplungen die neuen Zustände. Da hier ausschließlich der geschaltete Gang betrachtet wird, ändert sich an den Kupplungen nichts. Danach werden die aktuellen Momente an die Getriebeelemente übergeben. Hierzu zählen antreibende Anschlüsse und offene Kupplungen. Nachdem das Getriebe über die aktuellen Werte verfügt, startet der Lösungsprozess. Prinzipiell folgt der Lösungsprozess den Hauptfunktionen

- Suche eines berechenbaren Elements,
- Berechnung des Elements und
- Weitergabe der Ergebnisse an die Folgeelemente,

worauf der Prozess erneut beginnt, bis alle Elemente berechnet wurden bzw. bis bei der Iteration das Abbruchkriterium unterschritten wurde, siehe Abschnitt 4.5.2 und 4.5.3.

### **4.6.3 Momentberechnung im Übersetzungswechsel**

Befindet sich das Getriebe im Übersetzungswechsel, wird der Berechnungslauf komplizierter. Da im Übersetzungswechsel üblicherweise zwei Kupplungen aktiv sind, kann keine eindeutige Aussage innerhalb eines Rechengangs über deren Auslastung getroffen werden. Mathematisch betrachtet ändert sich während des Übersetzungswechsels der Freiheitsgrad des Getriebes, da eine ursprünglich offene Kupplung zu schließen beginnt. Mit der Einleitung dieses Vorgangs kann keine eindeutige Aussage über das innere Moment der schließenden Kupplung getroffen werden. Zunächst muss das Verhalten von Kupplungen und deren Berechenbarkeit näher beschrieben werden. Einige Beispiele sollen die Verhaltensweise von Kupplungen während der Momentübertragung aufzeigen.

#### **Offene Kupplungen**

Der einfachste Fall ist die offene Kupplung. Sie überträgt per Definition kein Drehmoment, wenn entsprechende Mitnahmeeffekte der Reibbeläge vernachlässigt werden. Somit kann diese Information bei der Drehmomentberechnung verwendet werden.

#### **Geschlossene Kupplungen**

Geschlossene Kupplungen tragen nicht zum Lösungsprozess für die Bestimmung der Drehmomente bei, da sie unterhalb ihrer Rutschgrenze belastet werden und somit ihr übertragenes Moment zunächst als unbekannt gilt.

#### **Aktive Kupplungen**

Das gleiche gilt für öffnende und schließende Kupplungen. Ihr übertragenes Drehmoment ist zunächst ebenfalls unbekannt. Hieraus ergibt sich ein Problem für den Rechenprozess, dem bei sonst gleichen Ausgangsbedingungen eine

Drehmomentinformation wegbricht. Durch die fehlende Drehmomentinformation der ursprünglich offenen Kupplung muss eine neue, zusätzliche Momentbedingung eingebracht werden. Die zusätzliche Bedingung kann unter Betrachtung der Grenzen erfolgen. Eine Kupplung kann nie mehr Drehmoment übertragen als jenes, welches aus den Reibbedingungen und der Anpresskraft resultiert. Somit muss das vorliegende Getriebe mehrfach berechnet werden. Diese Mehrfachberechnung wird im Folgenden als variierende Grenzwertbetrachtung bezeichnet. Bei der variierenden Grenzwertbetrachtung werden abwechselnd die übertragenen Momente der aktiven Kupplung mit den jeweiligen kapazitiven Momenten angenommen. Danach wird mit dieser Annahme das gesamte Getriebe in der vorliegenden Situation berechnet. Nach diesen Berechnungen kann in der Regel der richtige Rechengang ausgewählt werden. Der richtige Rechengang zeichnet sich durch das Einhalten der kapazitiven Grenzen an beiden Kupplungen aus. Sind die anliegenden Momente an einer aktiven Kupplung größer als die kapazitiven, dann handelt es sich hierbei um einen ungültigen Rechengang.

Ein Sonderfall, der einer getrennten Überprüfung unterzogen wird, tritt dann ein, wenn bei der variierenden Grenzwertbetrachtung kein gültiger Rechengang gefunden wird. Im vorliegenden Fall müssten die aktiven Kupplungen höhere Momente abstützen, als sie physikalisch in der Lage sind. In dieser Situation kann das antreibende Moment des Motors nicht mehr vollständig abgestützt werden. Der Antrieb neigt zum Durchgehen. Aufgrund dessen kann das Antriebsmoment nicht mehr als Vorgabewert verwendet werden. Der Anteil des Antriebsmoments, welcher über die Kupplungen übertragen werden kann, ist somit zu bestimmen. Hier werden die kapazitiven Momente der aktiven Kupplungen als Drehmomentvorgabe verwendet, da sie die physikalischen Grenzen definieren. Danach wird das Getriebe mit den beschriebenen Vorgaben berechnet. Diese Vorgaben führen gezwungenermaßen zu einem reduzierten Moment am Antrieb. Die Differenz zwischen dem tatsächlich anliegenden Moment des Motors und dem übertragbaren Moment über die Kupplungen wird bei der Drehzahlberechnung berücksichtigt. Dieser Sachverhalt wird in Abschnitt 4.7.3 beschrieben

## 4.7 Drehzahlberechnung

Die Drehzahlberechnung ist an das im Abschnitt 4.1 vorgestellte Berechnungsprinzip gebunden. Deshalb ist die Drehzahlberechnung am Lösungsprozess der Basissimulation ausgerichtet. Die mechanischen Grundgrößen Drehmoment und Drehzahl müssen somit getrennt berechnet werden. Die Drehmomentberechnung wurde bereits in Abschnitt 4.6 behandelt. Die Basisgröße im Getriebeprogramm sind die Winkelgeschwindigkeiten. Der besseren Verständlichkeit wegen, wird durch den linearen Zusammenhang zwischen Drehzahl und Winkelgeschwindigkeit im Folgenden von Drehzahlen gesprochen.

### 4.7.1 Drehzahlberechnung der Getriebeelemente

Die zur Verfügung stehenden Standardelemente sowie deren Verwendung und Symbolik wurde bereits im Abschnitt 4.6 vorgestellt. Die Drehzahlberechnung unterscheidet sich hinsichtlich des Lösungsablaufs nur unwesentlich von der Drehmomentberechnung, weswegen gelegentlich auf den Lösungsprozess des Drehmoments verwiesen wird.

#### Dynamikelemente

Auf die Dynamikelemente als Modellierungselemente hat der Anwender, wie im Abschnitt 4.6.1 beschrieben, keinen direkten Zugriff. Bei der Drehzahlberechnung werden hier ausschließlich die neuen Drehzahlen aktualisiert. Der Drehzahländerungseinfluss wird in der Momentberechnung wirksam, siehe Gleichung ( 4.2 ).

$$\omega_0 = \omega_1 \tag{ 4.9 }$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\omega_0$	1/s	Winkelgeschwindigkeit am Eingang 0
$\omega_1$	1/s	Winkelgeschwindigkeit am Ausgang 1

Beim Dynamikelement handelt es sich somit um ein drehsteifes Wellenstück, eingebettet in Standardelemente Planetensatz und Kupplung.

### Planetensätze

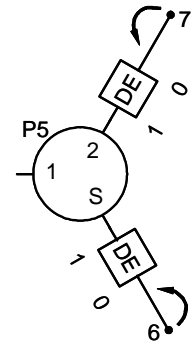
Planetensätze können nach der Willis-Beziehung /MÜLLER71/ dann eindeutig berechnet werden, wenn genau zwei gesicherte Drehzahlinformationen an zwei der drei Wellen vorhanden sind. Im Folgenden werden die Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeitsverhältnisse angegeben.

$$0 = \omega_1 - i_0 \cdot \omega_2 - (1 - i_0) \cdot \omega_S \quad (4.10)$$

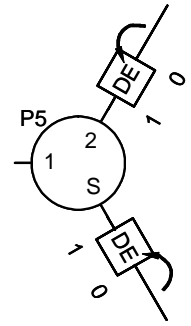
Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\omega_1$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Welle 1
$\omega_2$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Welle 2
$\omega_S$	1/s	Winkelgeschwindigkeit Stegwelle
$i_0$	-	Standübersetzung

Die Berechnung der Drehzahlen im Getriebeprogramm erfolgt wie bei der Drehmomentberechnung in sieben Schritten, obgleich hier die Winkelgeschwindigkeiten aktualisiert und im Fall des Planetensatzes berechnet werden. Die sieben Schritte für die Drehzahlberechnung der Planetensätze sind in Bild 4.29 dargestellt.

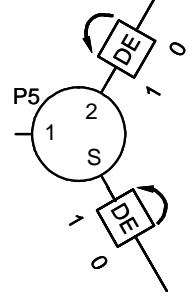
- 1) Zuweisen der externen Wellendrehzahlen ausgehend von den Knoten.



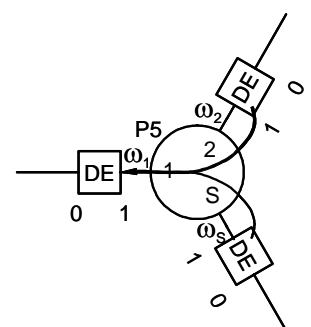
- 2) Setzen der Dynamikelementdrehzahlen ausgehend von den externen Wellendrehzahlen.



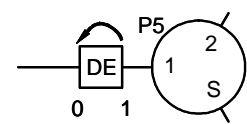
- 3) Berechnen der Dynamikelementdrehzahlen nach Gleichung ( 4.9 ).



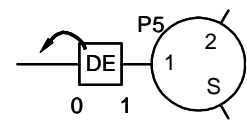
- 4) Berechnen der internen Planetensatzdrehzahlen, nach Gleichung ( 4.10 ).



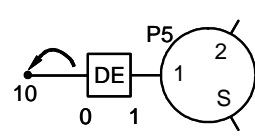
- 5) Berechnen der Dynamikelementdrehzahlen. Dieser Schritt unterscheidet sich ausschließlich in der Berechnungsrichtung von Schritt 3).



- 6) Zuweisen der Dynamikelementdrehzahlen auf die externen Wellenmomente. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 2).



- 7) Setzen der Knotendrehzahlen ausgehend von den externen Drehzahlen der entsprechenden Planetensatzwellen. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 1).



**Bild 4.29:** Drehzahlrechengang am Planetensatz in Schritten



Liegt beispielsweise an drei Wellen eine bekannte Drehzahl an, dann gilt dieser Planetensatz als überbestimmt. Ein solcher Fall tritt bei iterativ berechneten Getrieben auf. Dann handelt es sich um ein so genanntes Kollisionselement, an dem eine Abweichung bestimmt wird. Die Iterative Berechnung wurde in Abschnitt 4.5.4 am Beispiel der Drehmomentberechnung geschildert. Dieser Ablauf ist auf die Drehzahliteration übertragbar.

## Kupplungen

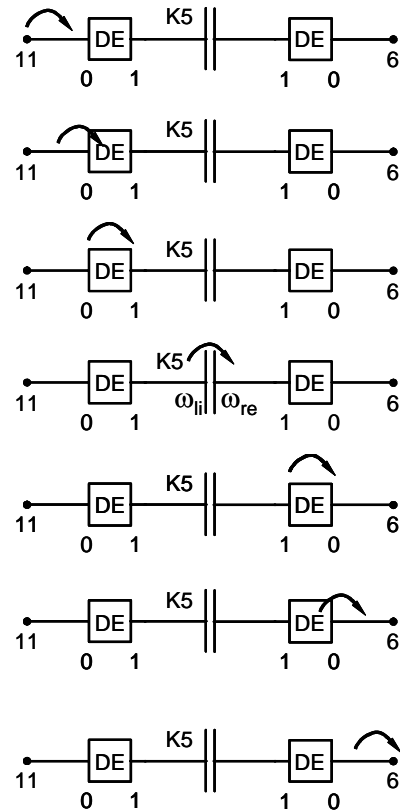
Im geschlossenen Zustand können die Drehzahlen an Kupplungen, wie bei der Drehmomentberechnung, dann eindeutig berechnet werden, wenn an einer der Wellen eine gesicherte Drehzahlinformation vorhanden ist.

$$\omega_{li} = \omega_{re} \quad ( 4.11 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\omega_{li}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der linken Kupplungswelle
$\omega_{re}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der rechten Kupplungswelle

Der Rechengang für die Drehzahlen der geschlossenen Kupplung ist in Bild 4.30 dargestellt.

- 1) Setzen der externen Wellendrehzahlen ausgehend von den Knoten.
- 2) Zuweisen der Dynamikelementdrehzahlen ausgehend von den externen Wellendrehzahlen.
- 3) Berechnen der Dynamikelementdrehzahlen, nach Gleichung ( 4.9 ).
- 4) Berechnen der internen Kupplungsdrehzahlen
- 5) Berechnen der Dynamikelementdrehzahlen. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 3)
- 6) Setzen der Dynamikelementdrehzahlen auf die externen Wellendrehzahlen Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 2)
- 7) Setzen der Knotendrehzahlen von den externen Wellendrehzahlen der entsprechenden Kupplung. Hierbei handelt es sich um die Umkehrfunktion von Schritt 1)



**Bild 4.30:** Drehzahlrechengang an der geschlossenen Kupplung in Schritten

Sind beide Wellen gesetzt, dann liegt auch hier eine Kollision vor, siehe Abschnitt 4.5.4. Im offenen Zustand können die Kupplungen nicht zur Übersetzungsbildung beitragen. Die Drehzahlen der Kupplungshälften werden dann durch die anderen Getriebeelemente vorgegeben.

### Anschlüsse

Die Besonderheiten des Standardelements Anschluss wurde bereits in Abschnitt 4.6.1 beschrieben. Im Gegensatz zur Momentberechnung sind bei der Drehzahlberechnung die abtreibenden und festen Anschlüsse bestimmend. Zum einen tragen die abtreibenden Anschlüsse die neuen Zustände und zum anderen besitzen die festen Anschlüsse per Definition die Drehzahl null. Anschlüsse mit dem Zustand "Fest" stellen typische Gehäuseverbindungen im Getriebe dar.

## Knoten

Die Eigenschaften der Knoten wurde bereits in Abschnitt 4.6.1 behandelt. Die Drehzahlberechnung der Knoten ist im Vergleich zur Momentberechnung sehr einfach. Sobald eine Drehzahl am Knoten bekannt ist, sind ebenfalls alle anderen Verbindungsdrehzahlen festgelegt, siehe Gleichung ( 4.12 ).

$$\omega_0 = \omega_1 = \dots = \omega_{n-1} = \omega_n \quad ( 4.12 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\omega_i$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Verbindung i des Knotens
n	-	Anzahl der Verbindungen, die an einen Knoten heranragen

### 4.7.2 Drehzahlberechnung im geschalteten Gang

Der Lösungsprozess für die Drehzahlberechnung im geschalteten Gang ähnelt sehr der Momentberechnung und lässt sich im Wesentlichen nach der Anwendung der Lösungsalgorithmen untergliedern. Die einfachen Getriebe können vollständig aufgrund des rekursiven Berechnungsalgorithmus gelöst werden. Iterationen sind hier nicht notwendig. Komplexe Getriebe benötigen die Kombination aus rekursiver und iterativer Lösungssuche. Die Unterschiede zwischen einfachen und komplexen Getrieben wurde bereits in Abschnitt 4.6.2 vorgestellt. Diese Einteilung ist auch auf die Drehzahlberechnung im geschalteten Gang übertragbar.

### 4.7.3 Drehzahlberechnung im Übersetzungswechsel

In der Realität beginnt der Übersetzungswechsel mit der Aktivierung der Druckventile durch die Getriebesteuerung. Hierbei handelt es sich um Abschnitt 1 des Übersetzungswechsels. Solange sich die Steuerelemente mit Hydrauliköl füllen sowie in der Anfangsphase des Druckaufbaus gilt der Zustand des geschalteten Ganges. Während dieser Zeit ist das übertragbare Moment der öffnenden Kuppelung aufgrund der Reibbedingungen größer als das anliegende. Das bedeutet,

dass die öffnende Kupplung noch keinen Schlupf aufweist. Wie bereits erwähnt ist der alte Gang in diesem Zustand noch geschaltet.

Der Abschnitt 2 des Übersetzungswechsels tritt dann ein, wenn die schließende Kupplung die Synchronisationsphase einleitet. Hierfür kann der genaue Zeitpunkt nicht vorhergesagt werden. Er ist von unterschiedlichen Faktoren abhängig. Der Synchronisationszeitpunkt wird durch primäre sowie sekundäre Faktoren beeinflusst.

Zu den primären Faktoren zählen die Schaltauslösung durch das Schaltprogramm, wie die Ausprägung der Druck- bzw. kapazitiven Momentverläufe an den Kupplungen. Das anliegende Moment am Getriebeeingang kann bei heutigen Getriebesteuergeräten ebenfalls über das Motormoment beeinflusst werden. Unter den sekundären Faktoren sind äußere Einflüsse zu verstehen, welche nicht durch einen gezielten Eingriff der Getriebesteuerung verändert werden können. Hierzu gehören die Fahrzeugmasse, unterschiedliche Fahrzustände (Steigungsfahrt) sowie der Fahrereinfluss.

### **Erkennen des Synchronisationszeitpunktes**

Für das Erkennen des Synchronisationszeitpunktes sind im Wesentlichen zwei unterschiedliche Zustände näher zu beschreiben. Der eine Zustand ist dann eingetreten, wenn die öffnende Kupplung im Momentrechengang bis an ihre kapazitive Grenze belastet wird. Dies wird üblicherweise begleitet von einem entsprechend gewachsenem Moment an der schließenden Kupplung. Die schließende Kupplung, welche bis zu diesem Zeitpunkt noch keine relevanten Momente abstützen konnte, zwingt nun in Kombination mit dem Antriebsmoment der öffnenden Kupplung ein Moment auf, welches diese bis an ihre kapazitive Grenze belastet. Mit diesem Kriterium erreicht die öffnende Kupplung eine elementare physikalische Grenze. Sie wird gezwungen eine Relativedrehzahl an ihren Kupplungshälften zuzulassen.

Der andere Zustand wird dann erreicht, wenn beide aktiven Kupplungen nicht in der Lage sind das anliegende Moment vom Motor abzustützen. Dies kann beispielsweise bei unzureichender Überdeckung der beiden Kupplungsverläufe der Fall sein. In der Realität können unterschiedliche Ursachen hierfür beobachtet

werden. Zu ihnen zählen Verschleiß an den Kupplungsbelägen oder zu geringer Ölstand im Automatikgetriebe. Die Auswirkungen zeigen sich durch das Aufheulen des Motors während der Schaltung. Mit diesen beiden Zuständen sind die wesentlichen Indikatoren für die Einleitung des zweiten Abschnitts des Übersetzungswechsels festgelegt.

### **Berechnung der Drehzahl in der Synchronisationsphase**

Der Beginn der Synchronisationsphase wurde soeben behandelt. Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Berechnung der Drehzahlenanpassung. Hierbei steht der Berechnungsablauf des Getriebeprogramms im Vordergrund. Es wurde bereits erwähnt, dass die Drehzahlberechnung immer in Kombination mit der Momentenberechnung durchgeführt wird. Dies gilt besonders während der Synchronisationsphase. Die Drehzahländerung wird gruppenbezogen berechnet, indem während der Rutschphase die aktiven Kupplungen hinsichtlich ihrer maximalen Auslastung iteriert werden.

### **Prinzipieller Rechenablauf**

Der prinzipielle Rechenablauf soll nun anhand des ersten Zustandes für die Erkennung des Synchronisationszeitpunktes erläutert werden. Es wird mit der Drehmomentberechnung begonnen, bei der für die öffnende Kupplung kein gültiger Rechengang mehr gefunden wird. Somit besitzt die schließende Kupplung zum ersten Mal ein größeres kapazitives Moment als deren anliegendes. Obgleich, bei ausschließlicher Betrachtung der Momentensituation das Kriterium für den geschalteten Gang erfüllt wäre, besitzt diese eine Drehzahldifferenz an ihren beiden Kupplungshälften. Durch die eben beschriebene besondere Situation erkennt die Drehzahlberechnung den Zustand der Synchronisationsrechnung. Die Synchronisationsrechnung unterscheidet sich von der Berechnung der Drehzahlen im geschalteten Gang. Die Synchronisationsrechnung erfolgt auf iterative Weise, indem die Drehzahlen für das Getriebe unter Berücksichtigung der neuen Abtriebsdrehzahl und einer neuen, nicht näher bekannten Kupplungsdifferenzdrehzahl bestimmt werden. Diese neue Kupplungsdifferenzdrehzahl wird in Ermangelung genauerer Kenntnisse beliebig vorgegeben. Nach der ers-

ten Drehzahlberechnung folgt die erste Drehmomentberechnung, in der eine der beiden aktiven Kupplungen mit deren kapazitiven Moment gesetzt wird. Darauf folgt unter Berücksichtigung des beschriebenen Zustandes und der Antriebssituation die Lösung des Getriebes hinsichtlich der Momente. Nach der Berechnung eines geschlossenen Rechenlaufs, die kombinierte Berechnung von Drehzahl und Drehmoment, kann an der Kupplung, die nicht mit dem kapazitiven Moment gesetzt wurde, ein Drehmoment abgelesen werden, welches der Auslastung der Kupplung entspricht. Es ist leicht einzusehen, dass bei beliebiger Vorgabe einer Differenzdrehzahl die Auslastung der Kupplungen nicht die gewünschten 100 Prozent trifft, sondern davon abweichen wird. Dieser Wert ist dennoch hilfreich, weil er die Zielgröße definiert, gegen die im Folgenden iteriert wird. Somit wird sukzessive durch verbesserte Vorgaben der Kupplungsdifferenzdrehzahlen die Auslastung der Kupplungen optimiert und bei Erreichen einer Abbruchgrenze die Synchronisationsrechnung beendet.

Der vereinfacht beschriebene Synchronisationsvorgang führt die Drehzahlanpassung für die schließende Kupplung und somit für das gesamte Getriebe auf gewünschte Art und Weise aus. Hierbei folgen die erzielbaren Ergebnisse den Erwartungen in beiderlei Richtung. Zum einen zeigt das Fahrzeug bei zu groß gewählter Überdeckung typisches Verklemmverhalten, welches bis zur Verzögerung des Fahrzeugs führen kann, zum anderen können bei zu geringer Überdeckung die anliegenden Momente vom Motor nicht mehr abgestützt werden, was zum Durchgehen des Antriebs führt. Bei beiden Extrema wird das Abtriebsmoment stark reduziert. Ob für diese Extremzustände der Begriff der Zugkraftschaltung noch zutrifft, muss die Einzelfallbetrachtung zeigen.

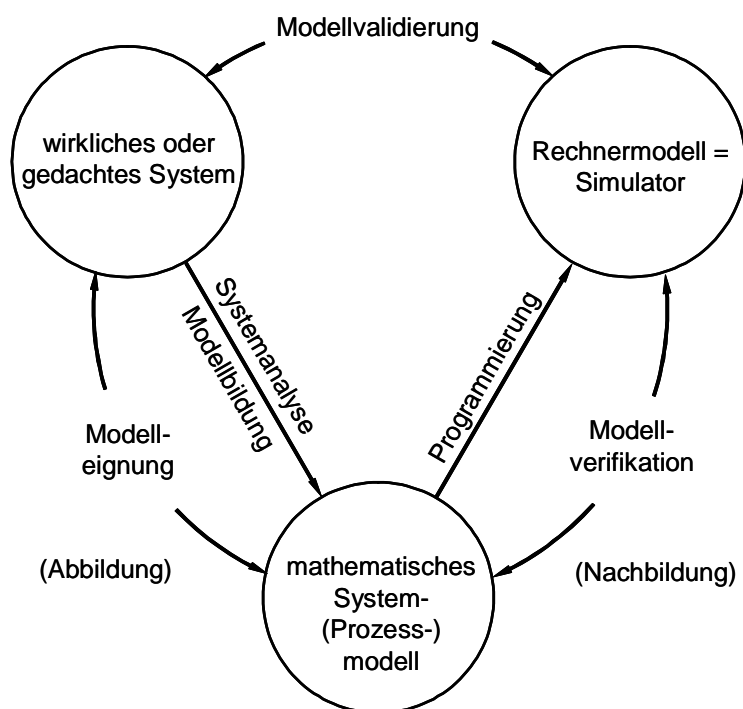
## **4.8 Gültigkeit des Getriebeprogramms**

Die Berechnung der Drehzahlen und Drehmomente im Getriebeprogramm wurden in Abschnitt 4.6 und 4.7 behandelt. Der Lösungsalgorithmus für den Übersetzungswechsel wurde ebenfalls vorgestellt. Somit sind die wesentlichen Verfahren des Lösungsablaufs des Getriebeprogramms bekannt. Der Gegenstand dieses Abschnitts ist der Nachweis der Gültigkeit des Verfahrens und Modells. Hierfür müssen unterschiedliche Bereiche berücksichtigt werden, siehe

/OTTER97/, die im Folgenden definiert werden. Darauf folgen Beispiele für diverse Vergleiche für die Gültigkeit des hier erstellten Getriebeprogramms.

#### 4.8.1 Vom wirklichen System zum Rechnermodell

Für die folgende Arbeit ist es notwendig, die Begriffe der Modelleignung, der Verifikation sowie der Modellvalidierung klar zu trennen, siehe hierzu Bild 4.31. Bei der Modelleignung, der Verifikation sowie der Modellvalidierung handelt es sich um einen Gültigkeitsnachweis des zum jeweiligen Zeitpunkt vorliegenden Modelltyps. Hierauf wird im Folgenden näher eingegangen. Der Weg vom wirklichen System zum Rechnermodell wird in unterschiedliche Abschnitte untergliedert. Bevor das Rechnermodell aufgebaut werden kann, muss ein mathematisches Systemmodell erstellt werden. Der Vorgang vom realen System zum mathematischen Systemmodell wird als Systemanalyse bzw. Modellbildung bezeichnet. Der Vorgang vom mathematischen Systemmodell zum Rechnermodell wird als Programmierung bezeichnet.



**Bild 4.31:** Modelleignung, Modellverifikation und Modellvalidierung

/JOHANNSEN97/

### **4.8.2 Modelleignung des Getriebeprogramms**

Das kennzeichnende Merkmal der Modelleignung ist der Nachweis der Gültigkeit zwischen dem wirklichen System und dem mathematischen Systemmodell. Unter dem mathematischen Systemmodell wird ein abstrahiertes, verallgemeinertes Modell verstanden. Verallgemeinerte Modelle besitzen Vereinfachungen um den Modellierungs- und später den Rechenaufwand effizient und an die Fragestellung angepasst zu gestalten. Diese Vereinfachungen sollen die Ergebnisgrößen idealerweise nicht beeinflussen. Gegenstand der Modelleignung ist somit der Gültigkeitsnachweis des mathematischen Modells hinsichtlich der Ergebnisgrößen und des wirklichen Systemverhaltens. Ein Grund für die Entstehung dieser Arbeit ist die fehlende Modelleignung des einfachen Getriebemodells der Basissimulation. Die Abbildung des Übersetzungswechsels bis auf die Maschinenelemente ist hierin nicht möglich. Durch die detaillierte Abbildung von Automatikgetrieben in der hier vorliegenden Form kann nicht nur der Übersetzungswechsel berechnet, sondern auch die Belastungen in den Maschinenelementen des Getriebes bestimmt werden. Dennoch können beide Varianten der Getriebemodellierung für unterschiedliche Fragestellungen zu gültigen Ergebnissen führen.

### **4.8.3 Modellverifikation des Getriebeprogramms**

Die Umsetzung des mathematischen Modells in die Rechnersimulation ist der nächste Schritt. Die Ergebnisse der Rechnersimulation müssen anhand der Modellgleichungen kontrolliert werden. Diese Überprüfung wird als Modellverifikation bezeichnet. Beispielsweise zählen Vergleiche zwischen unterschiedlichen Rechnermodellen ebenfalls zum Bereich der Verifikation. Im vorliegenden Fall wurden solche Vergleiche durchgeführt. Die Firma Voith Turbo Antriebstechnik und das Steinbeis Transfer Zentrum verwenden die Simulationssoftware winEVA für die Antriebsstrangauslegung. Dies führte zu Vergleichen zwischen dem einfachen Getriebemodell in winEVA und dem hier erstellten erweiterten Modell, welches alternativ verwendet werden kann. Diese unter anderem am Steinbeis Transfer Zentrum durchgeführten Vergleiche zeigten sehr gute Gemeinsamkeiten bezüglich des Modellverhaltens beider Modellierungsmethoden. Auf einen Nachweis wird an dieser Stelle verzichtet, da die Gültigkeit des Modells in Be-

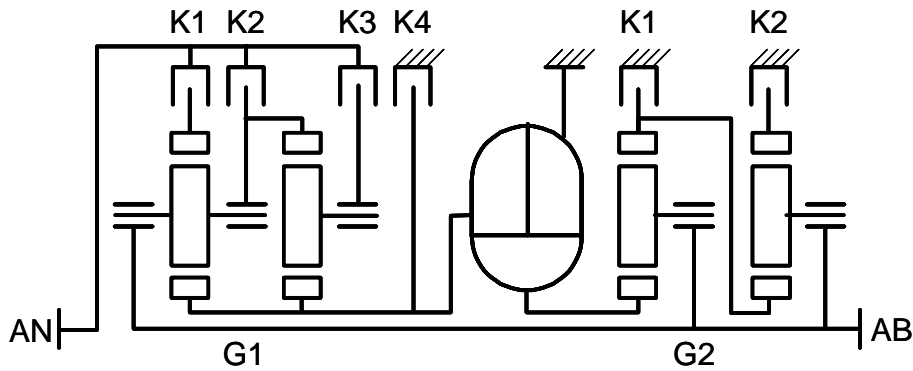


zug zur Messung am realen Fahrzeug ausführlich in Abschnitt 4.8.4 diskutiert wird.

#### **4.8.4 Modellvalidierung des Getriebeprogramms**

Bei der Modelleignung sowie bei der Modellverifikation handelt es sich um wichtige Kontrollen für die Modellbildung und Programmierung. Letztendlich muss das Systemverhalten der Simulation mit vertretbaren Abweichungen dem des wirklichen Systems folgen. Der Vergleich zwischen Realität und Simulation wird Modellvalidierung genannt. Die Modellvalidierung wird im Folgenden am Beispiel des DIWA.3E-Getriebes D 854.3E beschrieben. Das Getriebe besitzt vier Gänge und wird von einem MAN NL223 Dieselmotor mit 206 kW bei 2400 1/min angetrieben. Diese Aggregate sind in dem Messomnibus der Firma Voith Turbo Antriebstechnik eingebaut ist. Es handelt sich hierbei um einen Mercedes Benz Citaro O405 der unter Mess- und Simulationsbedingungen eine Fahrzeugmasse von 11,3 t besitzt.

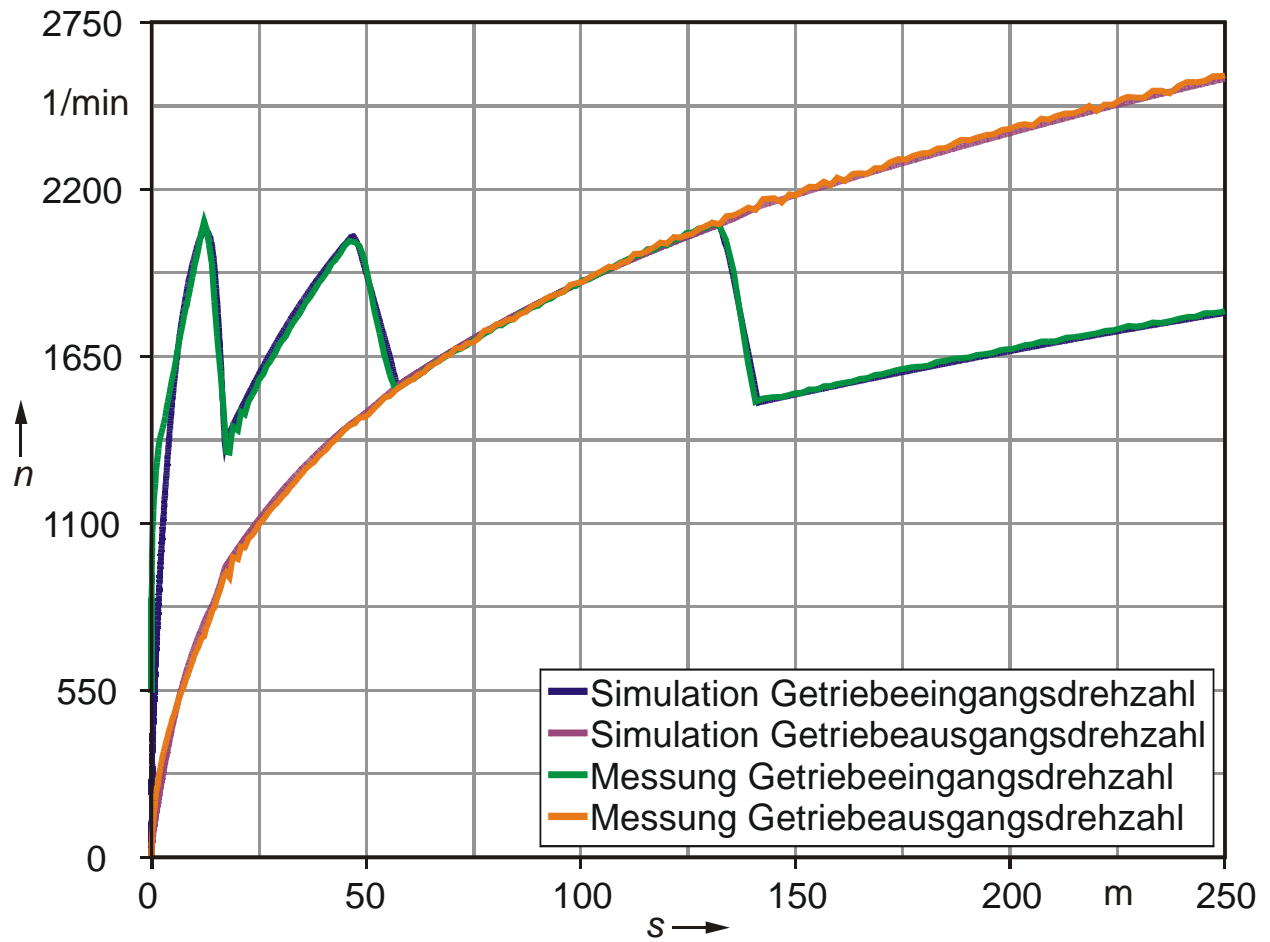
In Bild 4.32 ist die Koppelstruktur und das Schaltschema des hier als Validierungsgegenstand verwendeten Getriebes abgebildet. Besonders zu beachten ist der erste Gang des DIWA.3E-Getriebes. Im ersten Gang wird die Antriebsleistung über das erste Getriebe G1 aufgeteilt, so dass ein Teil der Leistung über den Wandler und ein anderer Teil direkt über die Abtriebswelle fließt. Die Leistung wird über die Kupplung K1 des zweiten Getriebes G2 wieder zusammengeführt. Nähere Informationen zur Produktbeschreibung ist /VOITH02/ zu entnehmen.



Gang	Kupplung					
	G1				G2	
	K1	K2	K3	K4	K1	K2
1	x				x	
2	x			x		
3		x		x		
4			x	x		
R	x					x

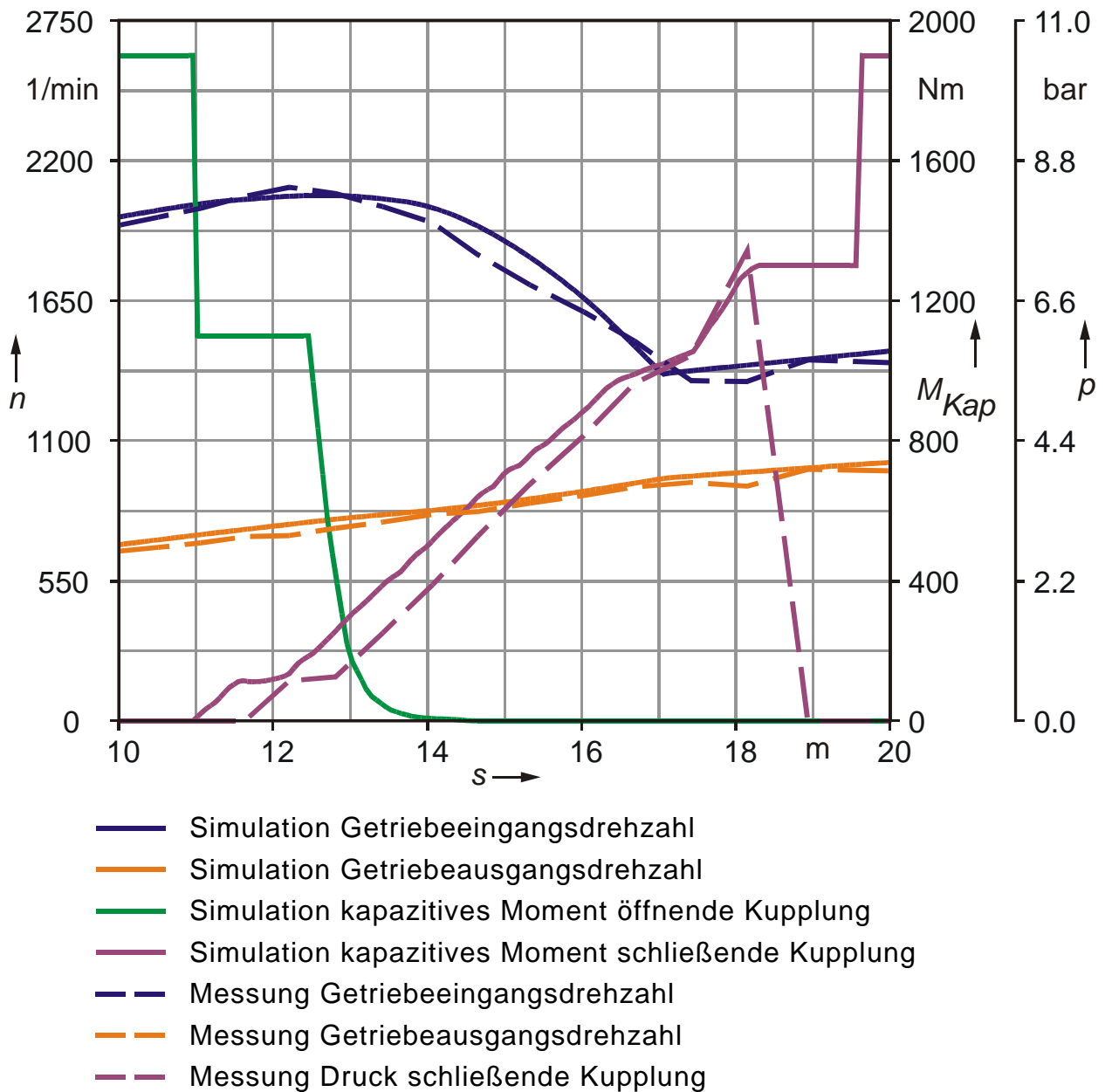
**Bild 4.32:** Koppelstruktur und Schaltschema am DIWA.3E-Getriebes D 854.3E

Bild 4.33 zeigt eine Beschleunigungsfahrt, in der die Gänge eins bis vier des DIWA-Getriebes unter Volllast geschaltet werden. Die Ergebnisse der Getriebeingangs- und Ausgangsdrehzahlen zwischen Messung und Simulation sind übereinander gelegt zu erkennen. Die kleinere Abweichung im vorderen Bereich zwischen Messung und Rechnung resultiert aus der offenen Eingangskupplung (Getriebe 1 G1, Kupplung 1 K1), siehe Bild 4.32, bei der Messfahrt gegenüber der Simulation. In der Realität wird nach längerer Standphase die Eingangskupplung des DIWA-Getriebes geöffnet. Während des Anfahrvorgangs schließt diese Kupplung. In der Simulation ist ein Betreiben des Motors ohne Last problematisch. Aufgrund dessen wird immer mit Wandler angefahren. Hieraus erklärt sich das voneinander abweichende Drehzahlverhalten zwischen Rechnung und Messung.



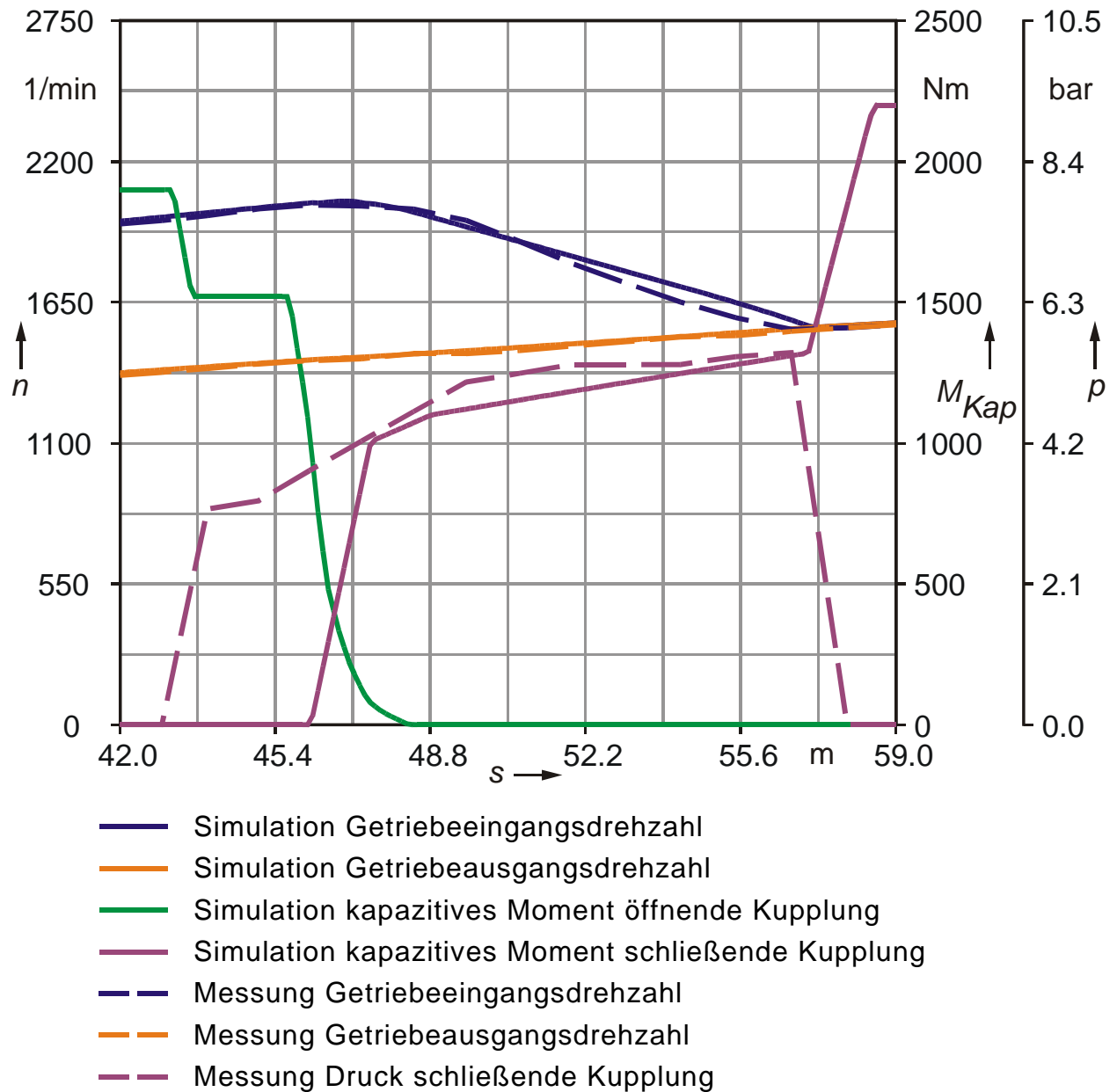
**Bild 4.33:** Messfahrt- / Simulationsvergleich, Getriebeeingangs- und Ausgangsdrehzahlen

Bild 4.34 zeigt die in Bild 4.33 beschriebene Situation unter Einbeziehung weiterer maßgebender Größen für den Übersetzungswechsel im Zeitbereich des Übersetzungswechsels von Gang 1 nach Gang 2. Zusätzlich zu den Drehzahlen  $n$  sind die kapazitiven Momentenverläufe  $M_{\text{Kap}}$  der aktiven Kupplungen sowie der Druckverlauf  $p$  der schließenden Kupplung der Messung eingeblendet. Der kapazitive Momentenverlauf der schließenden Kupplung wurde aus dem Druckverlauf der Messung entsprechend nachempfunden. Es wurde darauf geachtet, dass der Haltedruck am Ende des Druckverlaufs dem kapazitiven Moment entspricht. Da mehrere Drücke auf einem Kanal aufgezeichnet werden, bricht die Aufzeichnung nach Erreichen des Endwertes ab. Dieses Verfahren wird üblicherweise als Multiplexer bezeichnet. Der reale Druckverlauf hält natürlich wie der kapazitive Momentenverlauf der schließenden Kupplung sein Niveau, bis in einen anderen Gang geschaltet wird.

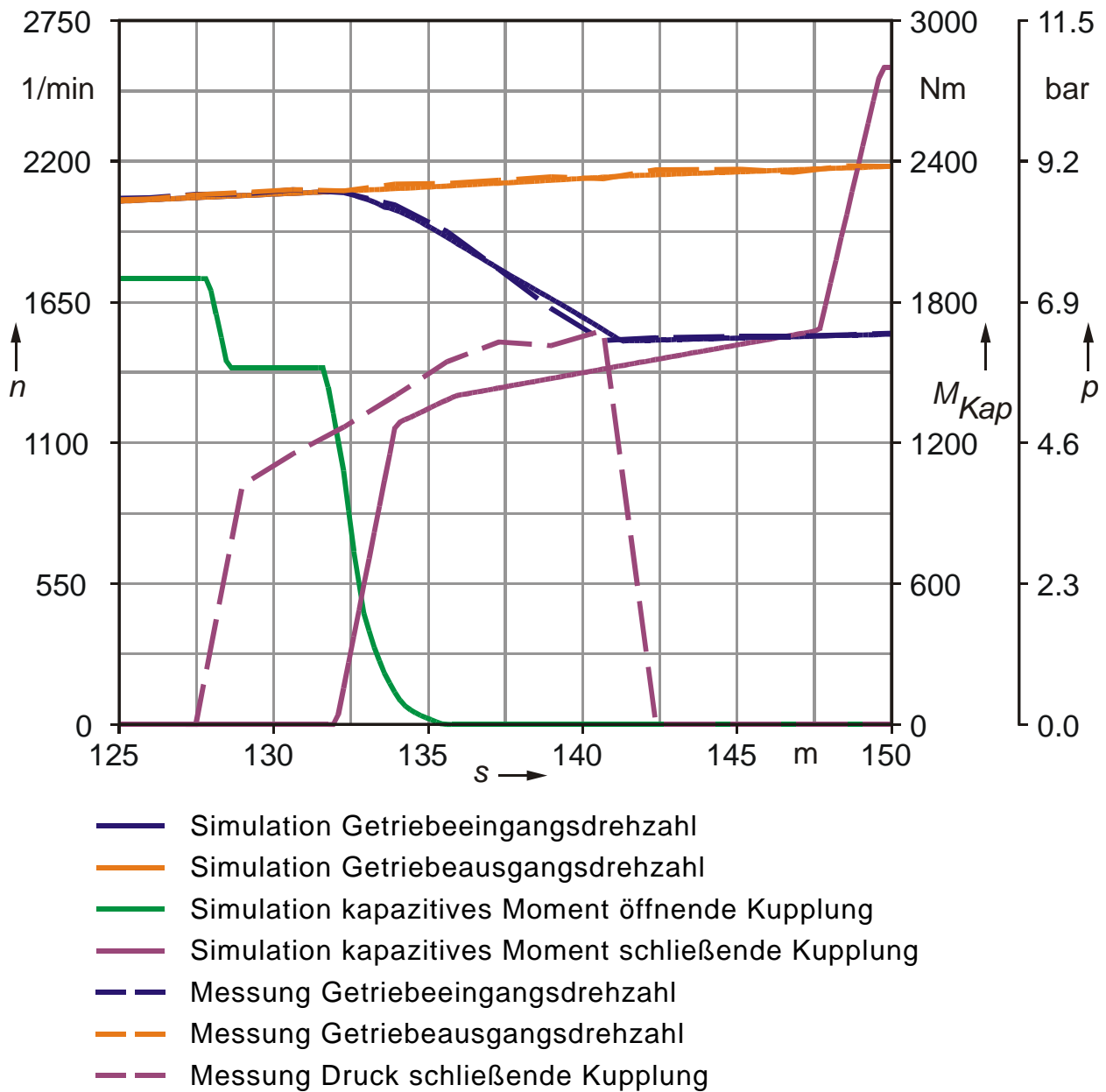


**Bild 4.34:** Messfahrt- / Simulationsvergleich, Übersetzungswechsel 1-2

Der kapazitive Momentverlauf der öffnenden Kupplung wurde aus am Prüfstand gemessenen Druckabbaukurven abgeleitet. Als besonders erwähnenswert wird die sehr gute Übereinstimmung der Drehzahländerung während des Übersetzungswechsels unter Einbeziehung der aktiven Elemente erachtet. In Bild 4.35 und Bild 4.36 sind die Übersetzungswechsel 2-3 und 3-4 unter den vorher beschriebenen Bedingungen zu sehen.

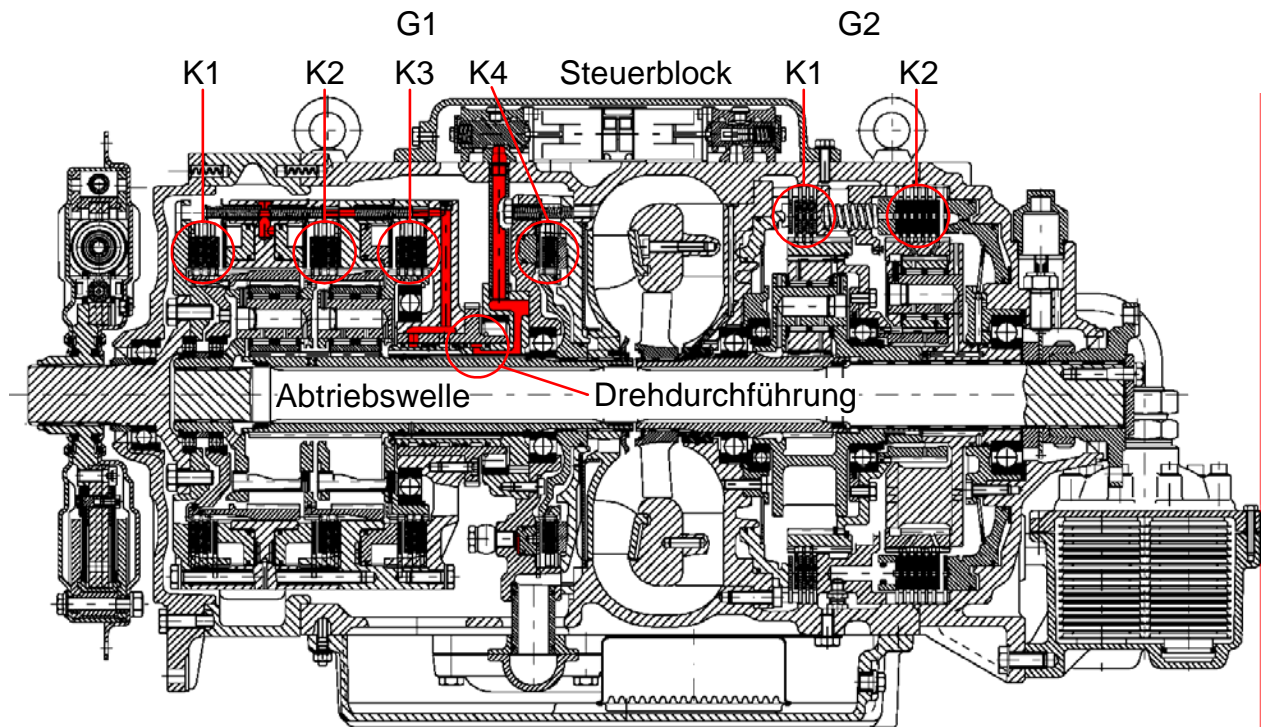


**Bild 4.35:** Messfahrt- / Simulationsvergleich, Übersetzungswechsel 2-3



**Bild 4.36:** Messfahrt- / Simulationsvergleich, Übersetzungswechsel 3-4

Besonders erwähnt werden muss der erkennbare Zeitverzug zwischen der Aktivierung der Schaltung von Messung und Simulation. Obgleich nach derselben Verfahrensweise wie bei der Schaltung 1-2 vorgegangen wurde, ist ein entsprechender Zeitverzug zu beobachten. Für dessen Erklärung muss die Konstruktion des Getriebes und die Aktivierung der Kupplungen im Getriebemodell näher erläutert werden. In Bild 4.37 ist ein Mittelschnitt durch das DIWA.3E-Getriebes D 854.3E zu sehen.



**Bild 4.37:** Mittelschnitt durch das DIWA.3E-Getriebes D 854.3E, s. /VOITH02/

Die Darstellung des Getriebes im Mittelschnitt zeigt die hydraulischen Leitungslängen für die Kupplungen K1, K2, K3 und K4, siehe Bild 4.37, rot eingefärbt. Wichtig für die Betrachtung des Zeitverzugs beim Druckaufbau sind die unterschiedlichen Leitungslängen zwischen den Kupplungen K1, K2 und K3 sowie der Kupplung K4. Weiterhin wirkt die Drehdurchführung in der Nähe der Abtriebswelle drosselnd für den Druckaufbau der Kupplungen K1, K2 und K3. Aufgrund dieser konstruktiven Situation benötigt das Hydrauliköl für denselben Druck an den Kupplungen K1, K2 und K3 länger als bei der Kupplung K4. Wirksam wird dieser Effekt, wenn die Gänge 2-3 oder 3-4 geschaltet werden, siehe Bild 4.32. Zunächst könnte der Eindruck entstehen, dass durch den verspäteten Druckaufbau auch der Druckverlauf in Bild 4.35 verspätet erfolgen müsste. Dem ist nicht so, wenn die Hydraulikdruckmessstellen berücksichtigt werden. Die Druckaufnehmer sind im Steuerblock angebracht. Wenn in Bild 4.35 und Bild 4.36 darauf geachtet wird, dass die Synchronisation zwischen Messung und Simulation zur selben Zeit statt findet, dann muss der Druck bei der Messung früher aufgebaut werden, um die selbe Reaktion an den Kupplungen auszulösen. Die Zeitverzögerungen zwischen Simulation und Messung entsprechen den Erfahrungswerten der Messabteilung.





## 5 Optimierung des Übersetzungswechsels

Im Kapitel 4 wurden die Lösungs- und Modellierungsprinzipien des Getriebeprogramms vorgestellt. Abschließend wurde die Gültigkeit des Getriebeprogramms nachgewiesen. Nachdem ein funktionsfähiges Werkzeug vorhanden ist, kann die eigentliche Problemstellung beantwortet werden. Die folgenden Kapitel 5 und 6 befassen sich im weitesten Sinne mit der Art und Weise wie Übersetzungswechsel auszuführen sind. Hierbei sind Anforderungen zu definieren, um gute Übersetzungswechsel von weniger guten unterscheiden zu können. Zunächst müssen Zeitbereiche gefunden werden, in denen günstige Übersetzungswechsel zu erwarten sind. Hierfür wurde ein Optimierungsprogramm geschrieben, das systematisch mehrere Kupplungskennlinienkombinationen berechnet und anschließend auswertet.

### 5.1 Gründe für die Optimierung

Eine Aufgabe von schaltbaren Reibkupplungen ist das definierte Verbinden und Freigeben von Wellenenden. Diese Vorgänge werden in der Maschinendynamik als Anfahrvorgänge bezeichnet, siehe /BINZ01/. Die klassischen Anfahrvorgänge betrachten Beschleunigungsvorgänge, in denen bewegte Maschinenteile auf meist stationäre Betriebsdrehzahlen hochgefahren bzw. abgebremst werden. Hierbei ist meist eine schaltbare Reibkupplung beteiligt. Diese prinzipielle Situation der Anfahrvorgänge stellt sich bei den Automatikgetrieben in einem komplexeren Kontext. Durch das Öffnen und Schließen der Kupplungen im Automatikgetriebe werden die Planetensätze mit sich selber oder dem Getriebegehäuse verbunden. Dies kann bei ungeschickter Ausführung des Übersetzungswechsels zum Verklemmen des Getriebes führen. Beim klassischen Fall der Zugkraftschaltung werden zwei Kupplungen aktiviert. Der Begriff der Zugkraftschaltung wurde bereits im Abschnitt 2.4 definiert. Bereits hier kann eine rechnerische Betrachtung der Vorgänge während der Schaltung so komplex werden, dass eine einfache Nachrechnung der Zustände mit dem Taschenrechner scheitert oder vergleichsweise aufwändig wird, siehe /WINKELMANN85/. In der Regel werden für die analytische Lösung Annahmen notwendig, die die tatsächliche Situation nur

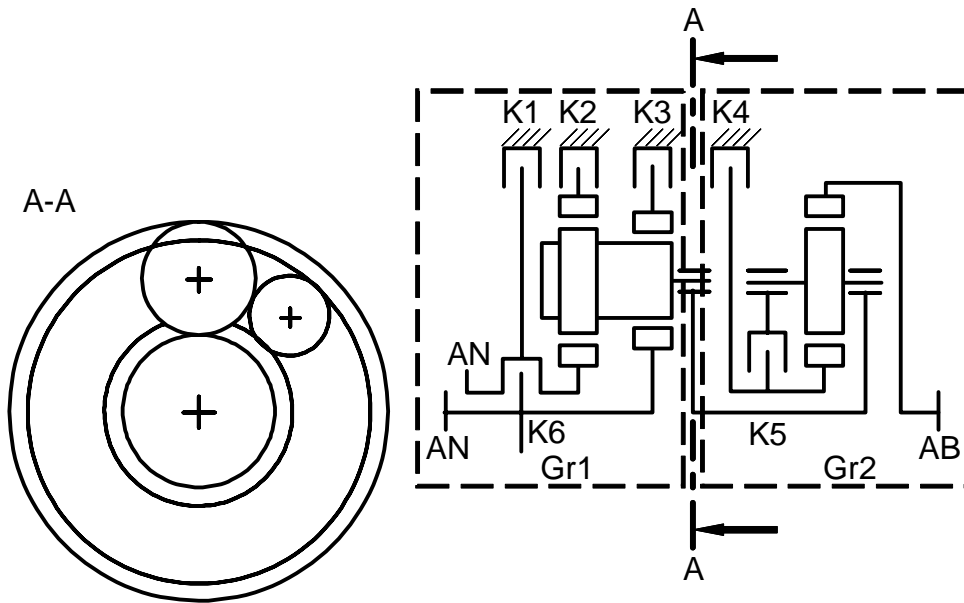
idealisiert wiedergibt. Somit ist eine Betrachtung der dynamischen Abläufe im Rechner unumgänglich. Erschwerend kommt hinzu, dass für die zeitliche und funktionale Auslegung der Druckverläufe keine bekannten geschlossenen Verfahren existieren, siehe /KRAFT72/. Weiterhin sind für die Bewertung von Übersetzungswechseln keine genormten Auslegungskriterien bekannt. Beispiele für Bewertungsansätze von Übersetzungswechseln wurden in Abschnitt 2.6 vorgestellt. Für die Auswertung der Schaltqualität im Rechner müssen somit Verfahren erarbeitet werden, die eine numerische Quantifizierung der Schaltqualität ermöglichen. Das bedeutet, dass die Schaltqualität ein Zahlenwert sein muss, der gute Übersetzungswechsel von weniger guten unterscheidet. Wird das vorliegende Getriebe in die Betrachtung einbezogen, dann ist leicht verständlich, dass bei Zunahme der aktiven Elemente die Auslegung nicht einfacher wird. Im vorliegenden Fall der Gruppenschaltung sind vier Kupplungen am Übersetzungswechsel beteiligt. Durch die Gruppenschaltung wirkt das dynamische Verhalten der ersten Gruppe auf die zweite und umgekehrt. Wenn unter dem Aspekt der optimierten Schaltung eine Auslegung der Druckverläufe erfolgen soll, ist eine automatisierte Variantenrechnung mit nachfolgender Auswahl der Ergebnisse unumgänglich. Die Gründe für die Optimierung können wie folgt zusammengefasst werden.

- Für das Auffinden brauchbarer Übersetzungswechsel existieren keine bekannten geschlossenen Verfahren /KRAFT72/.
- Der Umstand der Gruppenschaltung erschwert die Suche nach optimierten Übersetzungswechseln.
- Prinzipiell ist das Verhalten während des Übersetzungswechsels berechenbar.
- Eine Beurteilung des Übersetzungswechsels ist erst nach der Simulation möglich.
- Die Bewertung muss über einen objektiven Wert erfolgen, die den Parameter Schaltqualität quantifiziert.

## **5.2 Das NPU-Getriebe als Betrachtungsgegenstand**

Das Getriebeprogramm kann für beliebige Planetensatzkoppelstrukturen verwendet werden. Die Optimierung hingegen ist an das Betrachtungsobjekt ge-

bunden, wenn die Anschaulichkeit nicht vollständig verloren gehen soll. Die Firma Voith Turbo Antriebstechnik entwickelt ein neues 6-Gang-Automatikgetriebe für den Nutzfahrzeugbereich. Die Nutzfahrzeugautomatikgetriebe werden typischerweise im Omibusbereich eingesetzt. In Kapitel 3.2 wurden die Anforderungen für die Automatikgetriebe behandelt. Das Ziel neuer Getriebeentwicklungen ist es, mit möglichst wenigen Getriebeelementen möglichst viele Gänge zu erhalten, die in Abstufung und Spreizung fahrzeugtechnischen Gesichtspunkten gerecht werden. Üblicherweise gehen Funktionserweiterungen an technischen Produkten mit Gewichtszunahmen einher. Dieser Kreislauf kann nur dann durchbrochen werden, wenn entweder neue Werkstoffe mit entsprechend günstigen Materialeigenschaften zur Verfügung stehen oder wenn neue konstruktive Konzepte verfolgt werden. Der letztere Punkt trifft auf das hier betrachtete Getriebe zu, indem ein bisher unüblicher Weg hinsichtlich des Übersetzungswechsels für Automatikgetriebe beschritten wird. Das Automatikgetriebe führt während des Übersetzungswechsels, wie bei Nfz-Schaltgetrieben üblich, Gruppenwechsel aus, siehe Abschnitt 2.5. Dieses für Automatikgetriebe ungewöhnliche Konstruktionsprinzip unterstützt die allgegenwärtige Forderung nach geringem Gewicht und kleiner Baulänge. Nachteil der hier verwendeten Anordnung sind die unumgänglichen Gruppenschaltungen, über die unter dem Gesichtspunkt der Zugkraftschaltung keine Erfahrungen vorliegen. Das Ziel dieses Abschnitts ist es, die Koppelstruktur des NPU-Getriebes anhand der Schaltzustände der einzelnen Gänge aufzuzeigen. Bild 5.1 zeigt die aktiven Kupplungen des NPU-Getriebes in den einzelnen Gängen. Die Darstellungsmöglichkeiten von Planetensatzkoppelstrukturen wurde bereits in Abschnitt 4.4 erwähnt. Die dort gezeigten Koppelstrukturbeispiele entsprechen dem hier betrachteten Getriebe. Wie in Bild 5.1 zu sehen, werden die Gangwechsel 2-3 und 4-5 beim Hochschalten und die Gangwechsel 5-4 und 3-2 beim Rückschalten von Gruppenwechseln begleitet. Die Übersetzungswechsel 1-2, 3-4 und 5-6, wie auch 6-5, 4-3 und 2-1 erfolgen auf herkömmlichen Wege, vergleiche hierzu Kapitel 2 und Abschnitt 2.5.



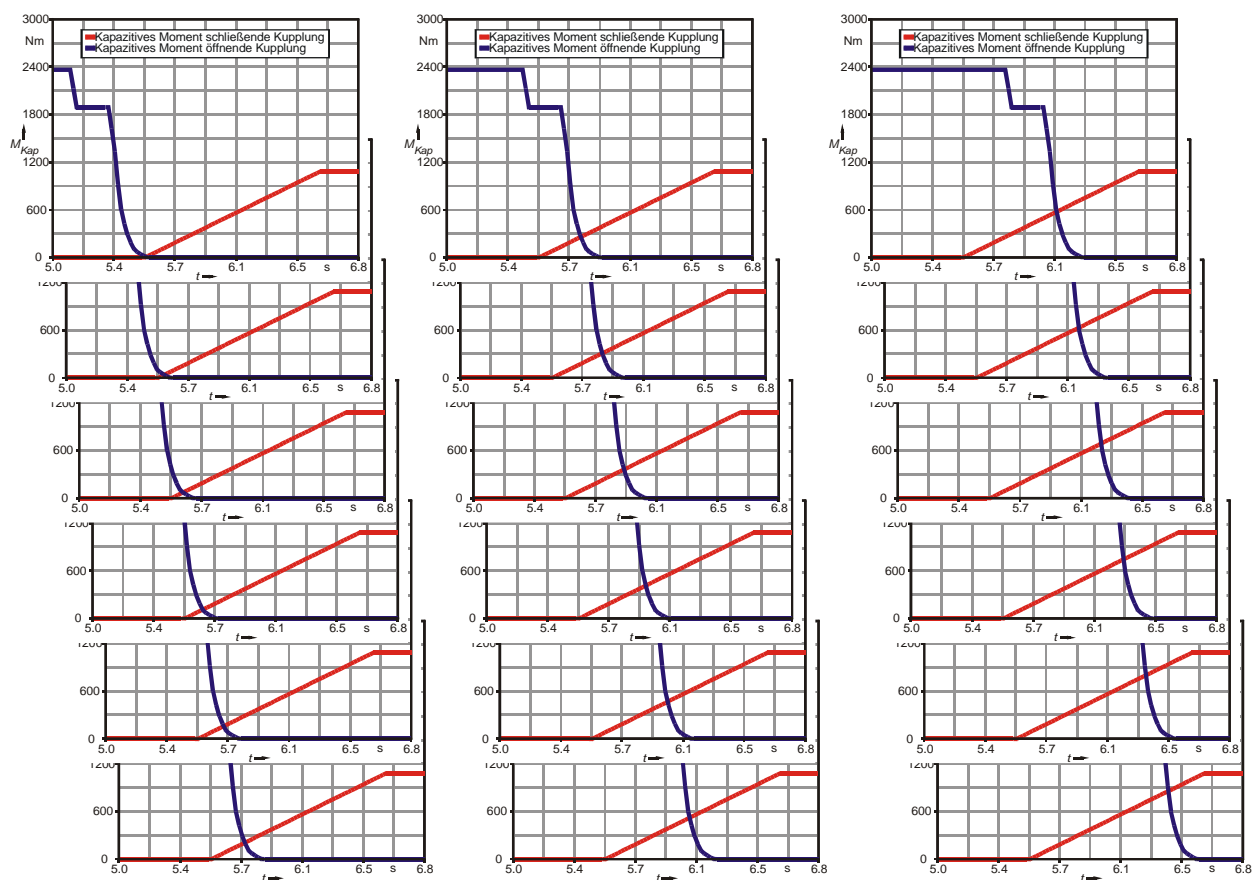
Gang	Kupplung					
	K1	K2	K3	K4	K5	K6
1			x		x	
2			x	x		
3	x				x	
4	x			x		
5					x	x
6				x		x
R		x			x	

**Bild 5.1:** Kupplungsansteuerung beim Voith NPU-Getriebe

### 5.3 Optimierungsspezifikationen

Bevor in die Optimierungsrechnung eingestiegen werden kann, müssen die Optimierungsgrößen näher definiert werden. Der Schaltvorgang allgemein betrachtet, ist von sehr vielen Einflussgrößen abhängig. Um die Variantenrechnung technisch beherrschbar zu machen, wurde zunächst der Parameter der Überdeckung variiert, siehe Abschnitt 2.7. Die Ergebnisse dieser Variationen wurden ausgewertet und damit erste Erfahrung bezüglich des Verhaltes von Gruppenschaltungen gesammelt. Die Variation wurde hinsichtlich der Überschneidung der aktiven Kupplungen ausgeführt. Das bedeutet, dass die Öffnungs- und

Schließzeiten automatisiert verändert wurden, wie in Bild 5.2 symbolisch zu sehen.

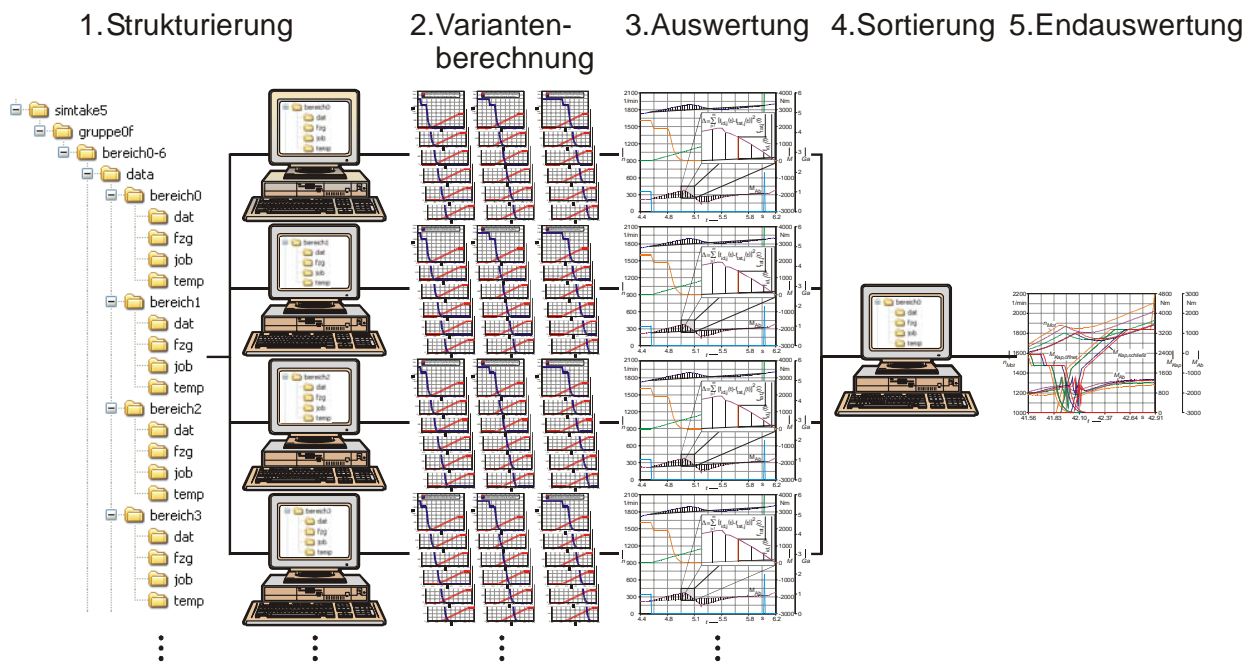


**Bild 5.2:** Schematische Darstellung der Überdeckungsvariation während des Übersetzungswechsels

Aus zuvor durchgeführten Simulationen waren die Grenzen, bei denen noch brauchbare Übersetzungswechsel zu erwarten sind, festzustellen. Bei der Variantenberechnung spielen nicht nur die Anzahl der vorgegebenen Verläufe eine Rolle, sondern auch die Anzahl der aktiven Kupplungen, auf die die vorgegebenen Verläufe angewendet werden müssen /XINGYUAN93/.

### Vorgehensweise zur Durchführung von Optimierungsrechnungen

Die Variantenrechnungen sind sehr zeitintensiv und können auf einem heutigen PC nicht in einer vertretbaren Zeit gelöst werden. Somit wurden Strukturen geschaffen, die ein Splitten der Rechenaktivität zulassen, siehe Bild 5.3.



**Bild 5.3:** Vorgehensweise zur Durchführung von Optimierungsrechnungen

1. Strukturierung der Variantenberechnungen; hierunter ist das Anlegen von geeigneten Verzeichnisstrukturen zu verstehen, die die Vielzahl der Parameter und den daraus resultierenden Ergebnisverläufe geordnet ablegt. Das Optimierungsprogramm erstellt selbstständig eine geeignete Datenstruktur.
2. Durchführung der Variantenberechnungen; hierbei können die Informationen bereits durchgeführter Simulationen genutzt werden. Es gilt generell, je größer die Anzahl der Varianten, desto größer der Aufwand.
3. Auswertung der Variantenberechnungen; hier wird entsprechend den Angaben in der Ergebnissteuerungsdatei die Auswertung vorgenommen. In dieser Datei wird eingetragen, welche der in der Variantenberechnung berechneten Ergebnisgrößen für die Auswertung verwendet werden sollen.
4. Sortierung der Einzelauswertung; in Punkt 3 werden üblicherweise die auf unterschiedlichen Rechnern durchgeführten Optimierungsrechnungen für sich bewertet. Später müssen dann auf einem Rechner die Einzelergebnisse übergreifend sortiert werden.
5. Transfer der Auswertung für grafische Darstellung; abschließend müssen noch die numerischen Ergebnisse entsprechend grafisch aufgearbeitet werden.

## 5.4 Numerisches Bewertungsverfahren

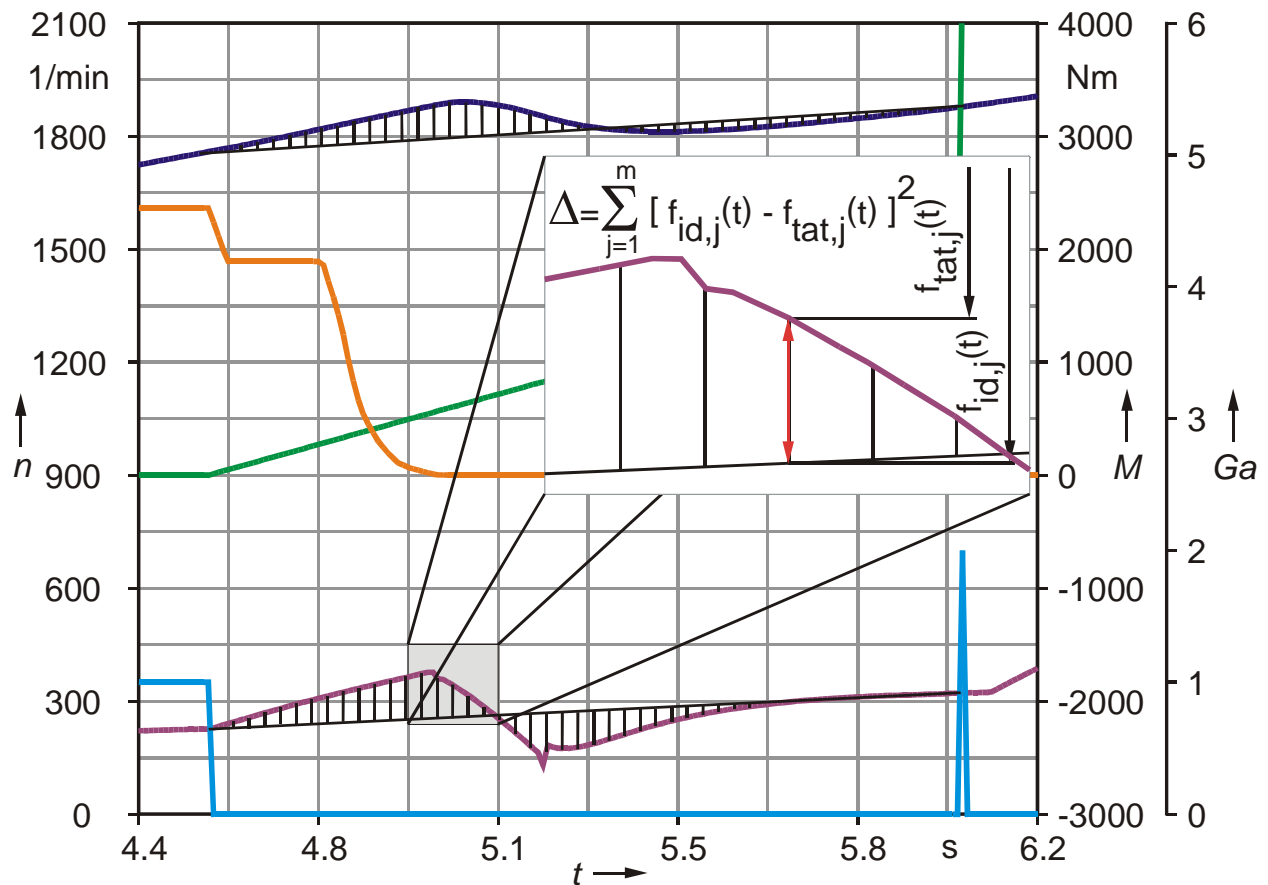
Das numerische Bewertungsverfahren wertet die zuvor berechneten Varianten automatisiert aus. Hierfür muss sich der Auswahlalgorithmus für die Bewertung unterschiedlicher simulierter Ergebnisgrößen gleichermaßen eignen. Als problematisch beurteilt werden stets große Änderungen im Verlauf der Analysegröße während des betrachteten Zeitbereichs. Zunächst kann für dieses Problem mit der Suche nach den Extremstellen eine erste Einteilung des Ergebnisverlaufs getroffen werden. Die Zeitbereiche können nach genauerer Analyse der Ergebnisgrößen den einzelnen Schaltungen zugeordnet werden, vergleiche hierzu Kapitel 2 und Abschnitt 2.6. Der Grund für die Änderung der Begrifflichkeit liegt darin, dass beispielsweise die Schaltung 1-2 auf der Referenzstrecke mehrfach auftritt und somit im Kontext der dort vorherrschenden Einflüsse verglichen werden muss. Für eine erste Einteilung der Ergebnisse ist die im Folgenden als Differenz-Methode bezeichnete Auswahl sehr hilfreich, vor allem auch deshalb, weil sie anschaulich und einfach zu überprüfen ist. Für die Verifikation des Auswahlprozesses war sie die maßgebende Methode. Problematisch bei der Differenz-Methoden ist, dass sie die Qualität des Ergebnisverlaufs ausschließlich aufgrund der Analyse zweier Stellen während des gesamten Zeitbereichs vornimmt. Im Folgenden wurden in der Summe sieben unterschiedliche Analysefunktionen umgesetzt und in ihrer Wirksamkeit verglichen. Bei den sieben Verfahren handelt es sich größten Teils um statistische Analysefunktionen, welche bis auf das Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate nicht näher beschrieben werden. Bei dem Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate handelt es sich um das beste Bewertungsverfahren. In der Literatur wird das Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate auch häufig als Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate nach Gauß bezeichnet.

### 5.4.1 Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate

Das Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate wird häufig im Bereich der Regressionsrechnung eingesetzt, siehe auch /BRONSTEIN01, SEDGEWICK99, DUBBEL97, STÖCKER93 oder DUSCHKE63/. Hierbei wird eine Ausgleichfunktion generiert, welche sich dem Verlauf der vorhandenen Messpunkte möglichst gut

annähert. Im vorliegenden Fall wird diese Methode in einer geringfügig abgewandelten Form angewendet. Ausgangspunkt ist ein simulierter Ergebnisverlauf, dessen diskrete Werte über den betrachteten Zeitbereich vorliegen. Weiterhin wird angenommen, dass die ideale Änderung von Ausgangszustand (entspricht dem Anfang des Zeitbereichs) zum Zielzustand (entspricht dem Ende des Zeitbereichs) linear verläuft. Aus der Erfahrung ist bekannt, dass bei einem derartigen Verlauf von Drehzahl und Drehmoment der Beschleunigungsruck ebenfalls gering ist. Somit kann über den Zeitbereich die Abweichung des tatsächlichen Verlaufs zum idealen Verlauf bestimmt werden. Die Größe der einzelnen Abweichungen werden quadriert aufsummiert und durch den Wert der Summe der Abweichungsquadrate, wie in Bild 5.4 zu sehen, ausgedrückt. Häufig wird die Summe der Abweichungsquadrate auch als Fehlerquadratsumme bezeichnet.





**Bild 5.4:** Schaltqualitätsermittlung mit Hilfe des Verfahrens der kleinsten Abweichungsquadrate <sup>1</sup>

Um das Verfahren der kleinsten Abweichungsquadrate bei unterschiedlichen Ergebnisverläufen anwenden zu können, ist es zwingend erforderlich, eine konstante Iterationsschrittweite einzustellen. Diese Methode birgt zwei wichtige Vorteile, zum einen schafft sie größenübergreifende Vergleichbarkeit, indem beispielsweise die Fehlerquadratsummen der Drehzahlen mit den Fehlerquadratsummen der Drehmomente verglichen werden können, und zum anderen betrachtet sie den gesamten Zeitbereich der Schaltung mit allen Ergebnisgrößen und deren Abweichungen.

<sup>1</sup> Die Vorzeichenkonvention folgt nach der Betrachtung der äußeren Momente. Aufgrund dessen wird das Getriebeantriebsmoment mit positiven und das Getriebeabtriebsmoment mit negativen Vorzeichen ausgegeben.

### 5.4.2 Addition der Summe der Abstandsquadrate

Die Auswertung des Zeitbereichs der Schaltung für die einzelnen Verläufe ist somit bekannt. Prinzipiell gilt, je kleiner der Wert der Abweichungsquadrate  $\Delta$ , desto näher befindet sich der Ergebnisverlauf am idealen Verlauf, siehe Gleichung ( 5.1 ). Die Bewertung über alle betrachteten Verläufe erfolgt nach demselben Muster, indem die für jeden Verlauf berechneten Abweichungsquadratwerte  $\Delta_i$  im betrachteten Zeitbereich wiederum aufaddiert werden, siehe Gleichung ( 5.2 ) und ( 5.3 ). Die Verlaufpaarung mit dem kleinsten Summenwert  $\Delta_s$  über alle Abweichungsquadratwerte  $\Delta_i$  entspricht dem besten Übersetzungswechsel. Für eine dimensionslose Betrachtung ist es erforderlich die unterschiedlichen Verlauffunktionswerte relativ, bezogen auf das auftretende Maximum aufzuaddieren.

Anhand eines Beispiels wird die Notwendigkeit dieser Vorgehensweise klar. Beim Übersetzungswechsel müssen unterschiedliche Zielgrößen miteinander ins Verhältnis gesetzt werden. Das Optimum für diese Zielgrößen findet sich in den seltensten Fällen an den gleichen Stellen. Beispielsweise ist bei ausschließlicher Betrachtung der Motordrehzahl der ideale Übersetzungswechsel bei großen Überdeckungen zu finden, weil hier die Rutschzeiten klein sind und die Drehzahlanpassung nahezu linear verläuft. Betrachtet man bei gleicher Ausgangslage das Abtriebsmoment, dann kann in der Regel von einer ruckfreien Schaltung nicht mehr gesprochen werden. Wie im Beispiel zu sehen, ergibt sich die optimierte Schaltung aus einem Kompromiss aus allen für die Bewertung herangezogenen Größen.

Bei der Summe über alle Abweichungsquadratwerte  $\Delta_s$  handelt es sich somit, um die relativ aufaddierten Abweichungsquadratwerte  $\Delta_i$  über einem Zeitbereich. Deren Optimum ist dann gefunden ist, wenn diese Summe minimal wird.

$$\Delta = \sum_{j=1}^m [f_{id,j}(t) - f_{tat,j}(t)]^2 \quad (5.1)$$

$$\Delta_s = \sum_{i=1}^n \Delta_i \quad (5.2)$$

$$\Delta_s = \sum_{i=1}^n \left[ \sum_{j=1}^m [f_{id,i,j}(t) - f_{tat,i,j}(t)]^2 \right] \quad (5.3)$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\Delta, \Delta_i$	-	Abweichungsquadratwert eines Verlaufs
$\Delta_s$	-	Summe über die Abweichungsquadratwerte aller betrachteten Verläufe
$f_{id,j}(t)$	-	idealer Funktionswert
$f_{tat,j}(t)$	-	tatsächlicher Funktionswert
$i$	-	Zählvariable für Kanäle
$j$	-	Zählvariable für Auswertestelle
$m$	-	Anzahl der Stützstellen innerhalb des Zeitintervalls
$n$	-	Anzahl der ausgewerteten Kanäle

## 5.5 Bewertungsparameter

Das Auswahlverfahren bietet die Möglichkeit, eine beliebige Anzahl von Ergebnisverläufen für die Beurteilung der Schaltung heranzuziehen. In einer Konfigurationsdatei sind die Ergebnisverläufe, an denen die Auswertung vollzogen werden soll, einzutragen. Selbstverständlich können ausschließlich Ergebnisverläufe verwendet werden, welche zuvor in der Variantenrechnung ausgegeben wurden. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass bei den Variantenberechnungen das Fahrzeug den gleichen Fahrzuständen auszusetzen ist. Darüber hinaus muss auf konstante Iterationsschrittweite geachtet werden. Das Ergebnis des Auswahlverfahrens hinsichtlich seines Zahlenwerts spielt hierbei eine untergeordnete Rolle. Zu Beachten gilt das Minimum-Prinzip, welches diesem Verfahren zu Grunde liegt, siehe Abschnitt 5.4.2. Somit besitzt der beste Übersetzungswechsel den kleinsten Zahlenwert  $\Delta_s$ . Für die vorliegende Variantenrechnung wurden zur Bewertung folgende Ergebnisgrößen herangezogen:

- Motormoment
- Motordrehzahl
- Getriebeeingangs- und Ausgangsmomente
- Getriebeeingangs- und Ausgangsdrehzahlen
- Schaltarbeit an den Kupplungen, siehe ( 5.4 )

In Gleichung ( 5.4 ) ist die Reibarbeit an einer aktiven Kupplung während der Drehzahlanpassung dargestellt, siehe /BINZ01/.

$$W_R = \int (\omega_{li} - \omega_{re}) \cdot T_{An} dt \quad ( 5.4 )$$

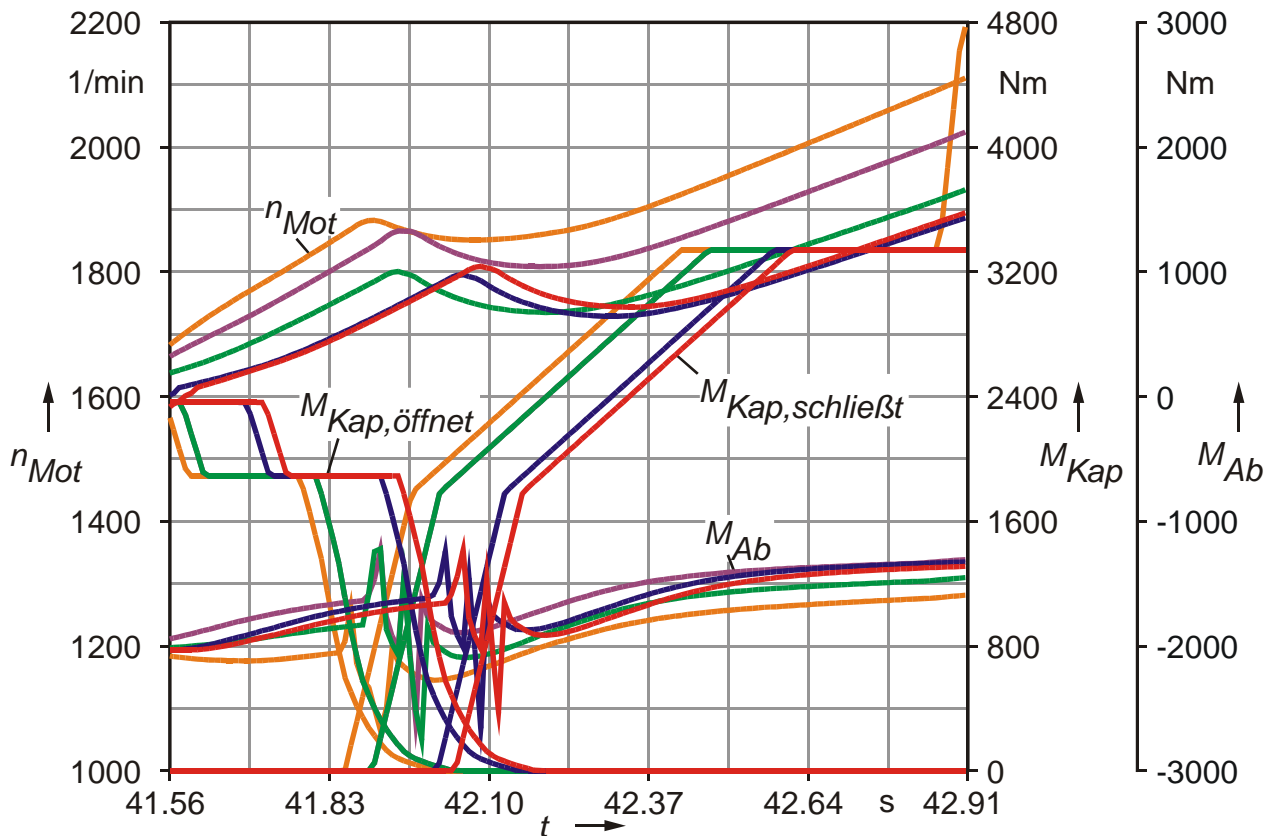
Zeichen	Einheit	Bedeutung
$W_R$	J	Reibarbeit an einer Kupplung
$\omega_{li}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der linken Kupplungswelle
$\omega_{re}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der rechten Kupplungswelle
$T_{An}$	Nm	übertragbares Reibmoment an einer Kupplung

Die Erfahrung mit dem Umgang des Auswahlprozesses hat gezeigt, dass es ausreicht, sich für die Vorauswahl auf die mechanischen Grundgrößen Drehmoment und Drehzahl zu beschränken, da bei gleichmäßigen Übergängen alle davon abgeleiteten Größen ebenfalls kleine Änderungen zeigen. Weiterhin muss erwähnt werden, dass sich bei solchen Variantenberechnungen jede ausgegebene Ergebnisgröße in einer merklichen Vergrößerung des Speicherbedarfs niederschlägt. Eine solche Variantenrechnung, gefolgt von einer automatisierten Auswahl und Bewertung, kann schnell heutige Rechnerkapazitäten übersteigen. Weiterhin sollte beachtet werden, dass für die Auswertung alle Ergebnisdaten in einem entpackten Zustand vorliegen müssen. Für die Auswertungen war ein Plattenplatz von 80 GB notwendig.

## 5.6 Auswertung

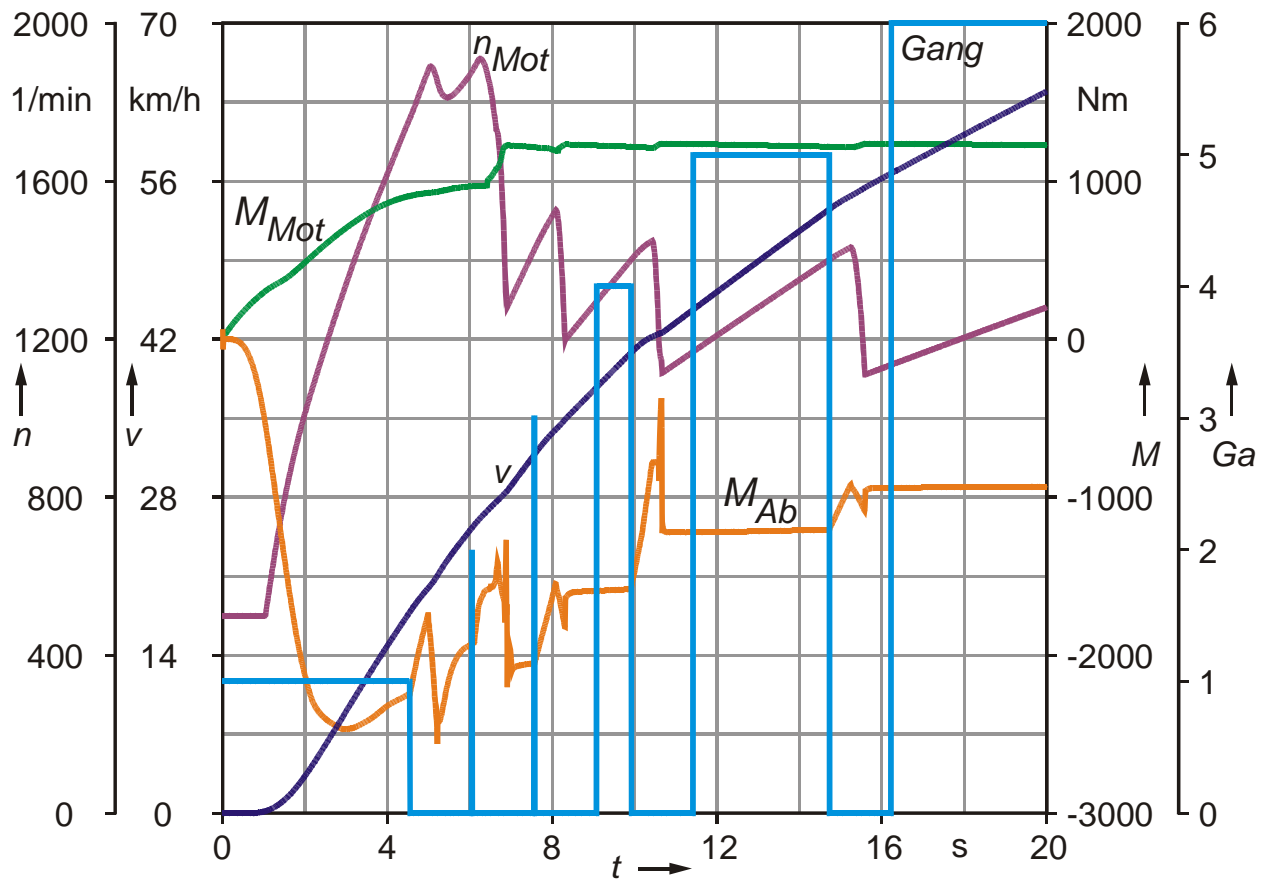
Die automatisierte Rechengangauswahl schafft die Basis für das Auffinden des bestmöglichen Übersetzungswechsels für einen Zustand. Hierfür wurde zunächst der Messomnibus der Firma Voith Turbo Antriebstechnik beispielhaft he-

rangezogen. Es handelte sich dabei um einen Mercedes Benz Citaro O405, der im vorliegenden Fall eine Fahrzeugmasse von 14,0 t besitzt und von einem MAN NL223 Dieselmotor mit 206 kW bei 2400 1/min angetrieben wird. Als Getriebe wurde das NPU-6-Gang Automatikgetriebe verwendet. Da die oben beschriebene Auswahlmethode ausschließlich Zahlen generiert, musste für die anschauliche Darstellung noch ein Datentransfer erstellt werden. Dies wurde mit einer kombinierten Nutzung des Optimierungsprogramms und der Makroprogrammierung in der Tabellenkalkulation Excel von Microsoft durchgeführt. In der Auswahlrechnung werden die fünf besten Übersetzungswechsel für einen Zeitbereich identifiziert und in eine Ergebnisdatei eingetragen. Das Transferprogramm sucht die fehlenden Restgrößen und schreibt eine neue Datei, welche direkt in Excel eingelesen werden kann. Ein VBA-Makro übernimmt die grafische Auswertung in Excel. Wie in Bild 5.5 dargestellt, werden die vorher ausgewählten Verläufe der fünf besten Übersetzungswechsel übereinander aufgetragen und grafisch aufgearbeitet. Diese Art der Ergebnisdarstellung erleichtert die Überprüfung der Gültigkeit des Bewertungsverfahrens mit Hilfe der aufaddierten Fehlerquadratsummenwerte. In Bild 5.5 sind die kapazitiven Momente der öffnenden  $M_{\text{Kap, öffnet}}$  und schließenden Kupplungen  $M_{\text{Kap, schließt}}$  zu sehen. Weiterhin sind die Motordrehzahlen  $n_{\text{Mot}}$  sowie die Abtriebsmomente  $M_{\text{Ab}}$  eingetragen.



**Bild 5.5:** Auswahlvergleich der besten fünf Übersetzungswechsel einer 1-2 Schaltung

Eine exemplarische Optimierungsrechnung über mehrere Übersetzungswechsel hinweg ist in Bild 5.6 dargestellt. Für dieses Beispiel wurde eine Beschleunigungsfahrt in der Ebene ausgeführt, in der alle sechs Gänge hochgeschaltet werden. Bei den Übersetzungswechseln der Gänge Ga 2-3 und 4-5 handelt es sich um Gruppenschaltungen. Bei Gruppenschaltungen wird nahezu gleichzeitig ein doppelter Übersetzungswechsel ausgeführt. Um ein Durchgehen des Motors zu verhindern, muss bei beiden schaltenden Gruppen eine Überschneidung der Kupplungskennlinien vorgesehen werden. Aufgrund dessen sind erwartungsgemäß größere Einbrüche im Abtriebsmoment gegenüber normalen Zugkraftschaltungen zu beobachten. Dennoch bricht das Abtriebsmoment nicht über die Nullabtriebsmomentlinie ein. Dies zeigt, dass bei geschickter zeitlicher Auslösung des Übersetzungswechsels Zugkraftschaltungen möglich sind.



**Bild 5.6:** Ergebnis einer Optimierungsrechnung<sup>2</sup>

<sup>2</sup> Wenn das Getriebe die Übersetzung wechselt, wird der Gang mit dem Wert null ausgegeben.





## 6 Auslegungsempfehlungen für den Übersetzungswechsel

Bevor Auslegungsempfehlungen für Übersetzungswechsel gegeben werden können, müssen mit objektiven Verfahren Überdeckungsbereiche identifiziert werden, in denen Übersetzungswechsel unter Einbeziehung aller Bewertungskriterien optimiert ablaufen. Solche Verfahren wurden in Kapitel 5 behandelt und angewendet. Hierbei wurde darauf verwiesen, dass die Optimierungsrechnung für einen Fahrzustand gilt. Da sich die Fahrzustände während realer Fahrten ständig ändern, müssen für die unterschiedlichen Fahrzustände optimierte Übersetzungswechsel ermittelt werden. Für diese Anforderung wird im Abschnitt 6.6 eine Lösung vorgestellt. Bei den Variantenrechnungen konnten Überdeckungsbereiche beobachtet werden, die zu stabilen Übersetzungswechseln führen. Diese Bereiche sind bei Gruppenschaltungen kleiner als bei normalen Zugkraftschaltungen. Die fehlenden geschlossenen Verfahren für die Beschreibung des Übersetzungswechsels kann diese Arbeit nicht lösen, siehe /KRAFT72/. Somit werden Auslegungsempfehlungen gegeben und Auswirkungen beschrieben, die sich während der Suche nach dem optimierten Übersetzungswechsel als allgemein gültig erwiesen haben.

### 6.1 Ausgangslage

Bevor die Auslegung der Kupplungsansteuerung erfolgen kann, müssen die relevanten Parameter festgelegt werden. Es wird grundsätzlich bei der Simulation von einem Systemdruck in der Höhe von  $p_{\text{Sys}} = 7$  bar ausgegangen. Der Systemdruck begrenzt das maximal übertragbare Moment an den geschlossenen Kupplungen und entspricht dem Druck der Vorauslegung.

#### 6.1.1 Konstante Kenngrößen des Übersetzungswechsels

Bei den konstanten Kenngrößen des Übersetzungswechsels handelt es sich um Vorgaben, die sich während des Gangwechsels nicht ändern. Hierzu zählen der

Reibwert der Kupplungen, die Kupplungsgeometrie, die Steuerungselemente des Hydrauliksystems sowie der Funktionsverlauf der öffnenden Kupplungen.

### Reibwert der Kupplungen

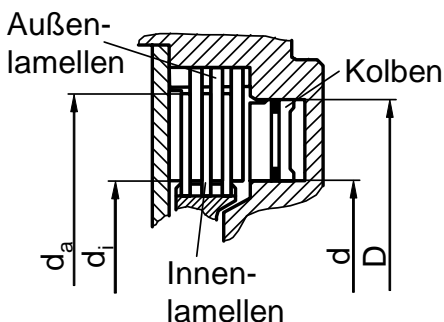
Der Kupplungsreiwert nimmt über die Modellierung des kapazitiven Momentenverlaufs Einfluss auf den Übersetzungswechsel. Somit hat der Reibwert ausschließlich bei der Vorauslegung der Kennlinie Einfluss auf das übertragbare Moment der Kupplung. Hierfür wird ein mittlerer Coulombsche Reibwert der Kupplungsbelaghersteller für die Auslegung zu Grund gelegt.

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \tag{6.1}$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\mu$	-	Reibwert
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft

### Kupplungsgeometrie

Die Kupplungsgeometrie wird ebenfalls wie der Reibwert für die Vorauslegung des Kupplungsverlaufs verwendet, siehe Bild 6.1. Sie ändert sich während eines Simulationsverlaufs nicht, siehe /BINZ00/.



**Bild 6.1:** Nasslaufende, schaltbare Lamellen-Reibkupplung

Die wirksame Kolbenfläche  $A$  wird aus dem Kolbenaußen-  $D$  und Kolbeninnendurchmesser  $d$  berechnet, siehe Gleichung ( 6.2 ). Die Umrechnung der Kuppelungsdruckverläufe erfolgt nach Gleichung ( 6.3 ), siehe /WINKELMANN85/ und ( 6.4 ), siehe /BINZ00/.

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad ( 6.2 )$$

$$d_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_a^3 - d_i^3}{d_a^2 - d_i^2} \quad ( 6.3 )$$

$$F_N = \frac{2 \cdot T_R}{d_m \cdot \mu \cdot j} = \frac{F_U}{\mu \cdot j} \quad ( 6.4 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$A$	$m^2$	Kolbenfläche
$d$	$m$	Innendurchmesser Kolben
$D$	$m$	Außendurchmesser Kolben
$d_a$	$m$	Außendurchmesser Lamelle
$d_i$	$m$	Innendurchmesser Lamelle
$d_m$	$m$	mittlerer Reibdurchmesser
$F_U$	$N$	Umfangskraft im Reibradius bzw. Reibdurchmesser
$j$	-	Anzahl der Reibpaarungen
$T_R$	$Nm$	übertragbares (kapazitives) Reibmoment

### Steuerungselemente des Hydrauliksystems

Die mechanischen, elektrischen / elektronischen sowie hydraulischen Komponenten der Getriebesteuerung werden aufgrund schneller Rechenzeiten nicht modelliert. Vergleiche zwischen Messung und Simulation zeigen, dass deren Einfluss auf die Schaltung vergleichsweise gering sind, siehe hierzu Abschnitt 4.8.4. Die Umrechnung von gemessenen bzw. optimierten Druckverläufen in kapazitive Momentverläufe erfolgt über die hydrostatische Druckbeziehung, siehe /BOHL91/ und Gleichung ( 6.5 ).

$$p = \frac{F_N}{A} \quad (6.5)$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	m <sup>2</sup>	Kolbenfläche
F <sub>N</sub>	N	Normalkraft
p	N/m <sup>2</sup>	Kolbendruck

### Funktionsverlauf der öffnenden Kupplung

Der Funktionsverlauf der öffnenden Kupplung wird bei allen Schaltungen nicht verändert. Die Verlauffunktion besitzt einen Zeitbereich von etwa 2/10 s, in dem der Druck und somit das kapazitive Moment der Kupplung vom Systemdruck auf den Schaltdruck abgesenkt wird. Danach öffnet die Kupplung ohne Steuerungseingriff. Die hier verwendeten Öffnungs- und somit Druckabbaufunktionen wurden aus Prüfstandsmessungen übertragen. Somit entspricht die Druckabbaukurve einer unveränderlichen gemessenen Funktion.

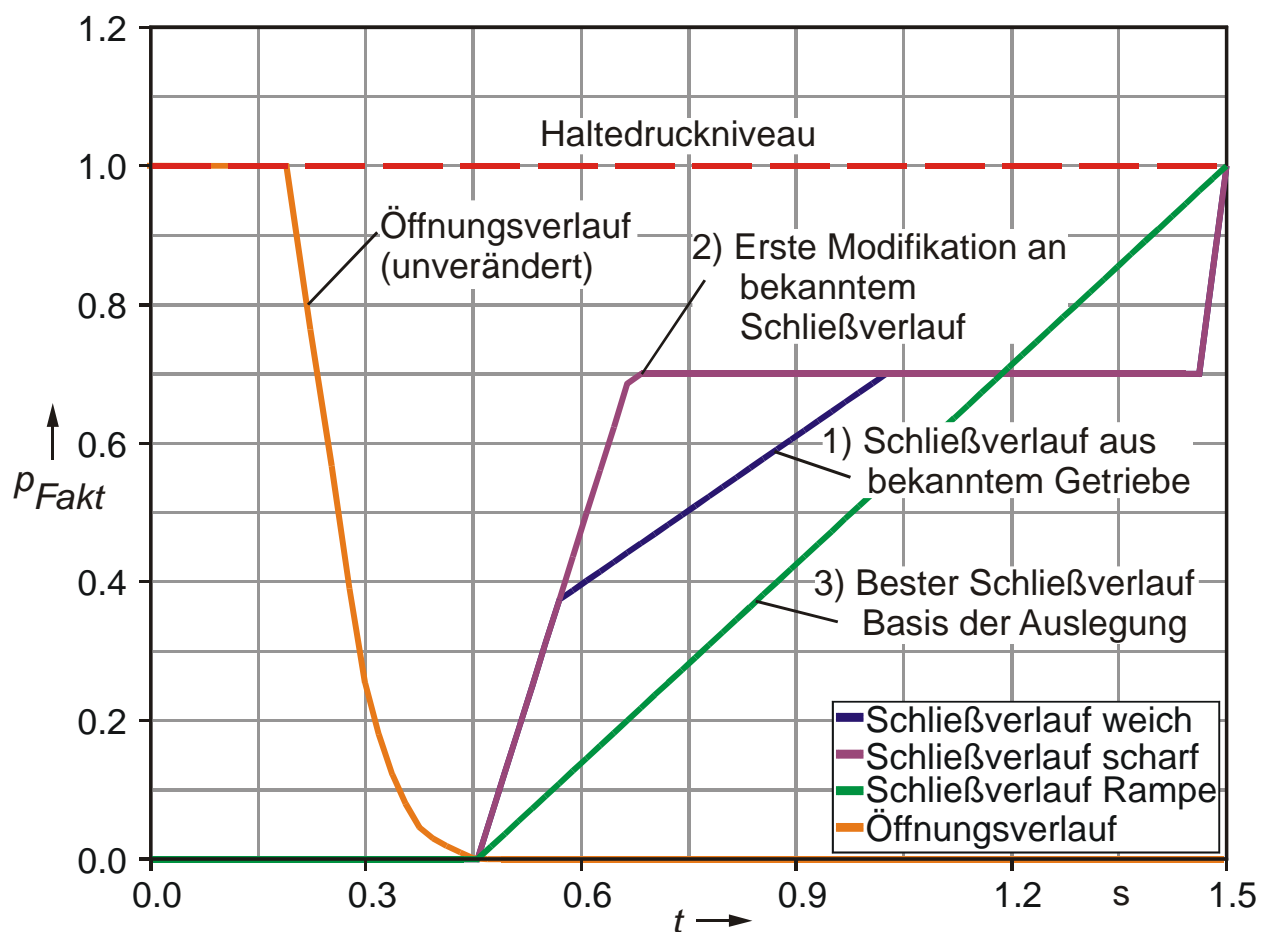
### 6.1.2 Beeinflussbare Kenngrößen des Übersetzungswechsels

In diesem Abschnitt stehen die maßgebenden Einflussgrößen auf den Übersetzungswechsel im Vordergrund. Weiterhin werden die Möglichkeiten der Einflussnahme behandelt. Die Auswirkungen, die die Einflussnahmen nach sich ziehen sind Gegenstand der folgenden Abschnitte. Weiterhin ist zu Erwähnen, dass die zeitliche Auslösung des Übersetzungswechsels keinen Einschränkungen unterworfen war. Es wurde ausgehend von Schaltungen bekannter Getriebe darauf geachtet, dass der gesamte Schaltvorgang innerhalb 1,5 s abgeschlossen war. Hierbei ergaben sich Rutsch-, bzw. Synchronisationszeiten für optimierte Schaltungen von 0,1 - 0,5 s.

### Druckverlauffunktion der schließenden Kupplung

Die Druckverlauffunktion der schließenden Kupplung hat maßgebenden Einfluss auf die Qualität des Übersetzungswechsels. Sie beschreibt, wie der Druck bzw. das kapazitive Moment sich während des Übersetzungswechsels ändert.

Bild 6.2 zeigt die Entwicklung der Schließverlauffunktionen während den Simulationsrechnungen.



**Bild 6.2:** Einflussgröße Schließverlauffunktion (symbolhafte Darstellung)

In Bild 6.2 sind die Druckverlauffunktionen als relative Größen, bezogen auf den maximalen Auslegungsdruck  $p_{\text{Max}}$ , über der Schaltzeit aufgetragen, siehe Gleichung ( 6.6 ).

$$p_{\text{Fakt}}(t) = \frac{p(t)}{p_{\text{Max}}} \quad ( 6.6 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$p_{\text{Fakt}}(t)$	-	bezogener Druckverlauffaktor
$p(t)$	bar	Druckverlauffunktion über der Schaltzeit
$p_{\text{Max}}$	bar	maximaler Auslegungsdruck, Systemdruck ( $p_{\text{Max}} = p_{\text{Sys}} = 7 \text{ bar}$ )

Der Grund hierfür ist die vergleichsweise einfache Änderung des Auslegungsdruckes, ohne Änderungen an der Verlauffunktion vornehmen zu müssen. Durch die Multiplikation des Auslegungsdruckes mit dem Faktor ergibt sich der aktuelle Druck bzw. das aktuelle kapazitive Moment zur entsprechenden Schaltzeit an der jeweiligen aktiven Kupplung.

Chronologisch betrachtet begann die Optimierungsrechnung, indem Funktionsverläufe bekannter Getriebe genutzt wurden. Diese Verläufe führten in weiten Teilen zu brauchbaren Übersetzungswechseln. Vor allem die normalen Zugkraftschaltungen erweisen sich als unproblematisch hinsichtlich des Funktionsverlaufs. Gruppenschaltungen hingegen zeigten ein unangenehmes Verhalten, wenn Synchronisationsvorgänge über Unstetigkeitsstellen des Funktionsverlaufs hinweg ausgeführt werden. Durch das Rutschen über die Unstetigkeitsstellen des Funktionsverlaufs wird dem System eine neue Bewegungszustandsänderung aufgezwungen. Solange nur eine Gruppe aktiv ist, muss dies für die Beschleunigungs- und Drehzahlanpassungsvorgänge keine negativen Auswirkungen besitzen. Sind mehrere Gruppen aktiv, dann beeinflusst der Synchronisationsvorgang der ersten Gruppe die Drehzahlanpassung der zweiten und umgekehrt. Ändert sich der Beschleunigungszustand der einen Gruppe, dann wird die andere von dieser Änderung beeinflusst. Bei schlagartigen Bewegungszustandsänderungen werden die aktiven Kupplungen vorübergehend überlastet. Durch die Überlastung nimmt die Drehzahldifferenz zwischen den beiden Kupplungshälften temporär zu, was zu sehr unharmonischen Drehzahlanpassungen führen kann. Diese hochdynamischen Vorgänge reagieren somit sehr sensibel auf Änderungen der Vorgabebedingungen während des Synchronisationsvorgangs, aufgrund dessen sich eine einfache, lineare Rampe für die Schließfunktion als am geeignetsten erwies. Alle im Folgenden nicht näher bezeichneten Verläufe wurden mit der linearen Rampenfunktion simuliert und optimiert.

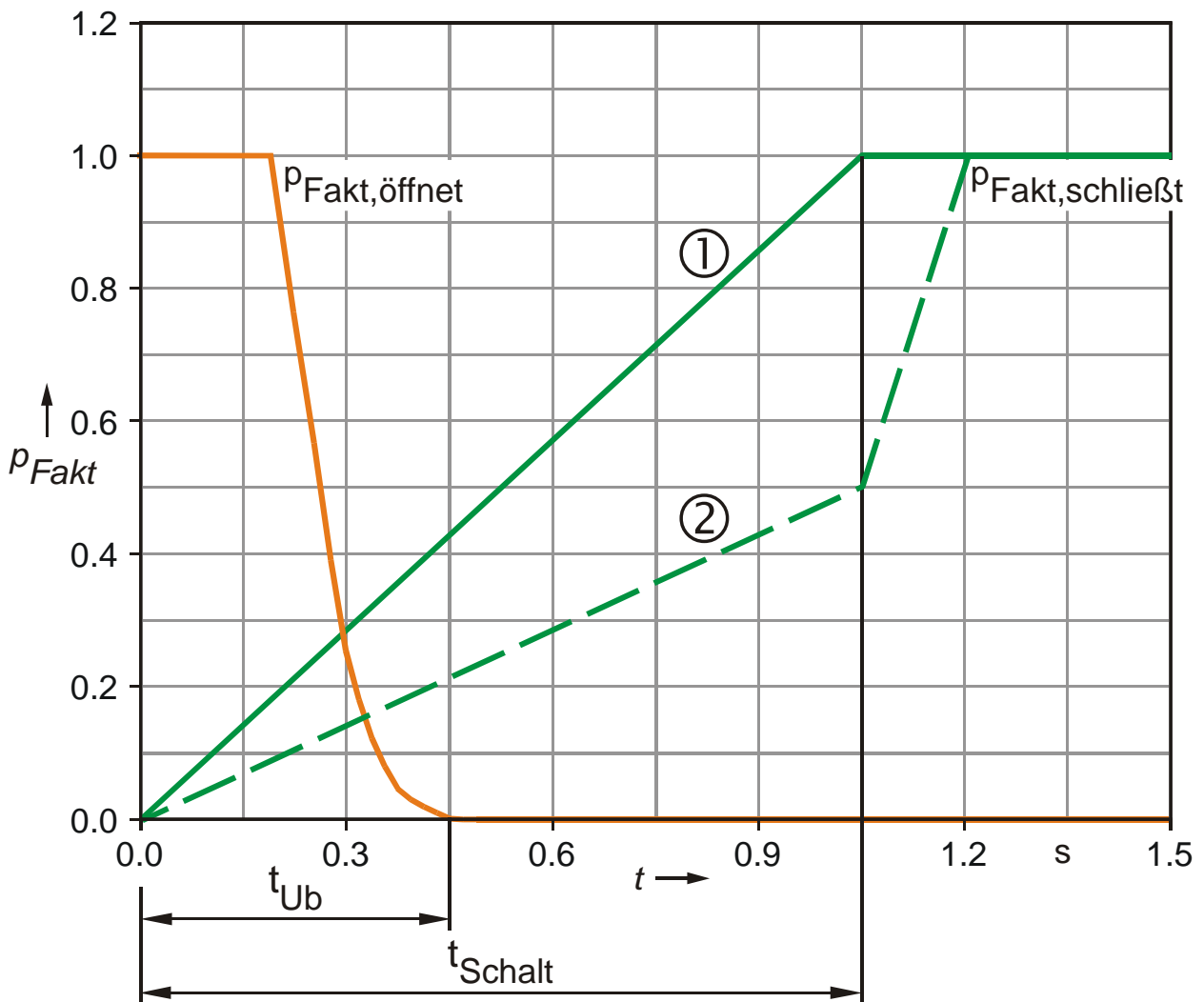
### **Höhe des Druckniveaus**

Wie in Bild 6.3 dargestellt, kann die Höhe des Druckniveaus durch die Wahl geeigneter Einstiegsparameter frei gewählt werden. Die Dauer des Übersetzungswechsels wird durch die Schaltzeit  $t_{\text{Schalt}}$  definiert und ist an der Druckänderung der aktiven Kupplungen zu erkennen.

In Bild 6.3 sind zwei beispielhafte Druckniveaus (①, ②) dargestellt. Die Höhe des Druckniveaus wird maßgebend vom anliegenden Moment der Kupplung und somit von der Eingangslast vorgegeben. Wird beispielsweise ein Übersetzungswechsel wie im Fall ① ausgeführt, kann ohne nähere Kenntnis der Rahmenbedingungen davon ausgegangen werden, dass ein großes Drehmoment an der schließenden Kupplung zu übertragen ist. Solche Situationen werden üblicherweise nur bei voller Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Motormoments erreicht. Deshalb sind derart hohe Druckniveaus ausschließlich bei Vollastbeschleunigungen unter voller Zuladung in den Wandlerfahrbereichen üblich.

Wenn der Fall ② betrachtet wird, dann kann dieser nur ein Bruchteil des anliegenden Moments im Vergleich zum Fall ① übertragen. Ein Rückschluss auf die zu Grunde liegende Fahrsituation ist hier nur schwer möglich, da hierfür weitere fahrzeug- und fahrsituationsspezifische Informationen erforderlich sind. Die Anhebung des Druckniveaus auf 100 % nach Abschluss der Schaltzeit  $t_{\text{Schalt}}$  wird aus Sicherheitsgründen durchgeführt, da ein Losreißen der Kupplung nach dem Ende des Übersetzungswechsels unter allen Umständen unterbunden werden muss.

Auf welche Weise das Druckniveau für eine optimierte Schaltung modifiziert werden muss, wird in Abschnitt 6.2 behandelt. Die folgende Tabelle 6.1 beschreibt die in Bild 6.3 verwendeten Bezeichnungen.



**Bild 6.3:** Symbolhafte Darstellung des Druckverlauffaktors

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$p_{Fakt, \text{ öffnet}}$	-	Druckverlauffaktor der öffnenden Kupplung
$p_{Fakt, \text{ schließt}}$	-	Druckverlauffaktor der schließenden Kupplung
$t_{Schalt}$	s	Schaltzeit
$t_{Ub}$	s	Überschneidung des Öffnungs- und Schließverlaufs
①	-	Druckverlaufvariante 1
②	-	Druckverlaufvariante 2

**Tabelle 6.1:** Formelzeichen und Bedeutung des Druckverlauffaktors



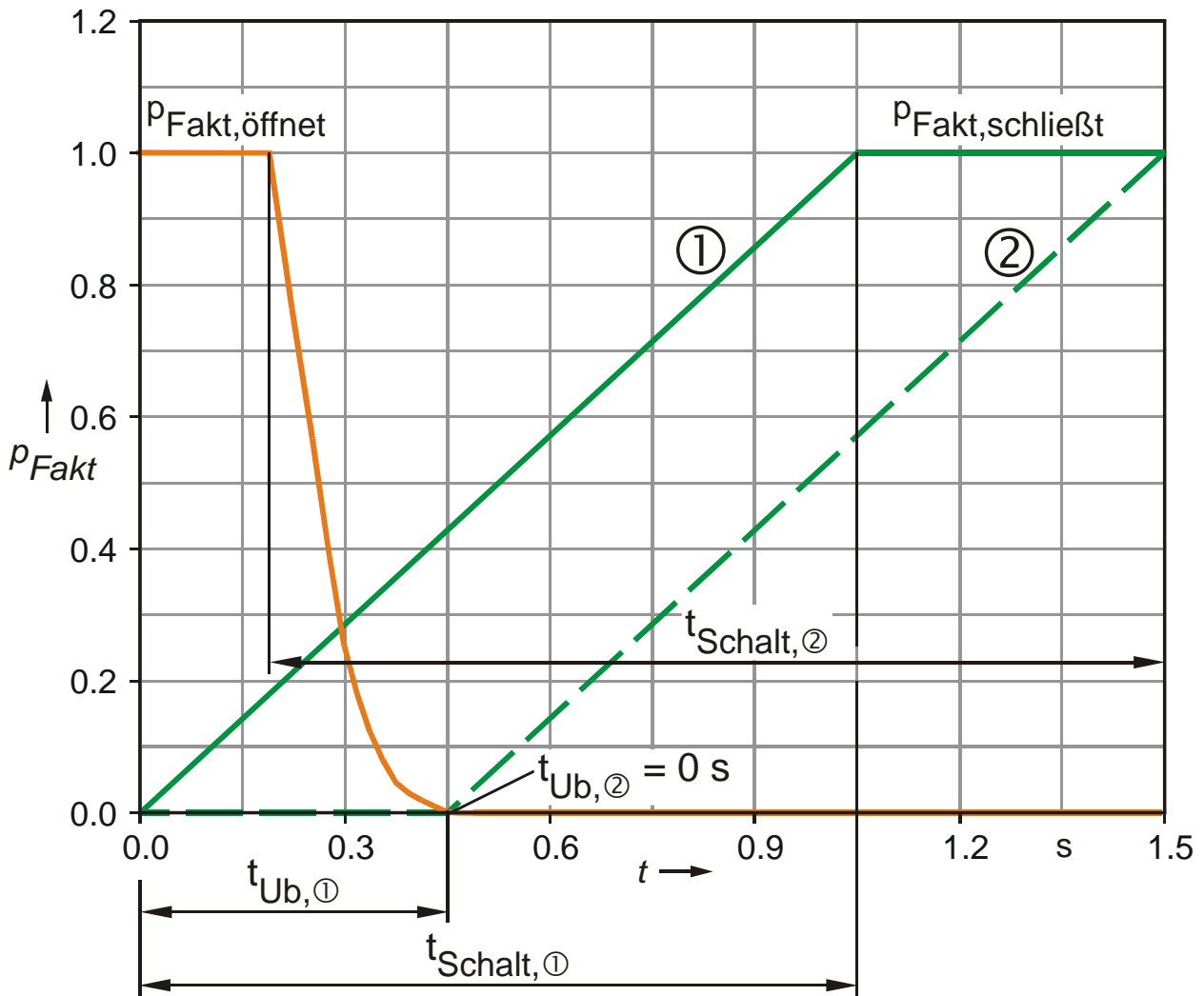
## Überschneidung des Druckverlaufs

Die letzte und gleichzeitig im Rahmen der Arbeit wichtigste Einflussgröße ist die Anpassung der Überschneidung. Hierunter wird das für Zugkraftschaltungen typische Zusammenspiel von öffnenden und schließenden Kupplungen verstanden. Vereinfacht betrachtet beschreibt dies den Vorgang, wenn beide aktiven Kupplungen während des Übersetzungswechsels Drehmoment übertragen und somit das vom Antrieb zugeführte Drehmoment reduziert auf den Abtrieb abstützen. Um dies gewährleisten zu können, beginnt die schließende Kupplung bereits Drehmoment zu übertragen, währenddessen die öffnende Kupplung noch nicht vollständig geöffnet hat. Wenn dieses Zusammenspiel geschickt ausgeführt wird, dann kann bei Gruppenschaltungen eine Restzugkraft am Rad sichergestellt werden.

In Bild 6.4 sind beispielhaft zwei unterschiedliche Überschneidungsbereiche  $t_{Ub,①}$  und  $t_{Ub,②}$  dargestellt. Bei der Betrachtung der beiden Beispiele (①, ②) sind die Auswirkungen der Wahl unterschiedlicher Überschneidungen auf die Schaltzeiten  $t_{Schalt,①}$  und  $t_{Schalt,②}$  zu erkennen. Das als Fall ① bezeichnet Beispiel zeigt exemplarisch eine mögliche Paarung von Öffnungs- und Schließverläufen während eines Übersetzungswechsels im Automatikgetriebe.

Im Fall ② ist die Überschneidung  $t_{Ub,②} = 0$  s. Dieser Fall stellt eine Ausnahme-situation dar und wird beispielsweise für Übersetzungswechseln ohne Last vorgehalten. Ein typisches Beispiel hierfür sind sogenannte Ausrollschaltungen. Hierbei muss erwähnt werden, dass in der Praxis kleine Überschneidungen vorgesehen werden, um mögliche Schleppmomente des Motors sowie Trägheitseinflüsse im Getriebe abzufangen. Weiterhin kann unter diesen Bedingungen der Begriff Zugkraftschaltung nicht mehr angewendet werden, da vom Motor kein Antriebsmoment zur Verfügung gestellt wird.

Auf welche Weise die Überschneidung für eine optimierte Schaltung modifiziert werden muss, wird in Abschnitt 6.2 behandelt. Die folgende Tabelle 6.2 beschreibt die in Bild 6.4 verwendeten Bezeichnungen.



**Bild 6.4:** Symbolhafte Darstellung der Überschneidung des Druckverlauffaktors

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$p_{\text{Fakt, öffnet}}$	-	Druckverlauffaktor der öffnenden Kupplung
$p_{\text{Fakt, schließt}}$	-	Druckverlauffaktor der schließenden Kupplung
$t_{\text{Schalt, ①}}$	s	Schaltzeit der ersten Auslegung
$t_{\text{Schalt, ②}}$	s	Schaltzeit der zweiten Auslegung
$t_{\text{Ub, ①}}$	s	Überschneidung des Öffnungs- und Schließverlaufs der ersten Auslegung
$t_{\text{Ub, ②}}$	s	Überschneidung des Öffnungs- und Schließverlaufs der zweiten Auslegung
①	-	Druckverlaufvariante 1
②	-	Druckverlaufvariante 2

**Tabelle 6.2:** Formelzeichen und Bedeutung der Überschneidung des Druckverlauffaktors

## 6.2 Übersetzungswechselstrategie

Das Grundprinzip der Zugkraftschaltung wurde bereits in Abschnitt 2.4 beschrieben. Bei detaillierter Betrachtung des Übersetzungswechsels müssen zwei unterschiedlich initiierte Bewegungsabläufe differenziert betrachtet werden. Der eine Bewegungsablauf basiert auf dem Bewegungszustand des Gesamtfahrzeugs, welcher natürlich auch den Bewegungszustand des Getriebes als Teil des Gesamtfahrzeugs beeinflusst. Befindet sich das Fahrzeug in einer Beschleunigungsphase, dann werden entsprechend den Übersetzungen und dynamischen Einflüssen auch die Getriebeelemente beschleunigt. Dieser Gesamtvorgang kann auch während eines Übersetzungswechsels mit etwas veränderten Abtriebsparametern aufrechterhalten bleiben. Der zweite Bewegungsablauf wird im Inneren des Getriebes durch den Übersetzungswechsel ausgelöst. Um diesen ausführen zu können, müssen Elemente im Getriebe abgebremst und andere freigegeben werden. Diese zusätzliche dynamische Situation wird mit dem Bewegungszustand des Gesamtfahrzeugs überlagert. Somit müssen die Kupplungen in einer geeigneten Art und Weise die vom Motor zugeführte Energie durch Reibung umsetzen, indem die abgeführte Energie des Getriebes unter optimierten Bedingungen einem Maximum zustrebt. Da die Anfangs- und Enddrehzahl über den Stufensprung des Start- und Zielganges innerhalb der Rahmenbedingungen exakt vorgegeben sind, reicht es aus, das Hauptaugenmerk auf den Abtriebsmomenteneinbruch zu richten. Hierbei muss vorausgesetzt werden, dass der Drehzahlübergang gleichförmig abläuft. Können diese Vorbedingungen als gegeben angenommen werden, dann ist der optimale Übersetzungswechsel beim minimierten Abtriebsmomenteneinbruch zu finden, siehe /KRAFT72/. Somit bildet das Abtriebsmoment die Basisgröße für sämtliche dynamischen Zusammenhänge und deren Ableitungen. Im Folgenden sollen die in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen beeinflussbaren Kenngrößen des Übersetzungswechsels hinsichtlich ihrer Auswirkungen diskutiert werden.

### Druckverlauffunktion

Für schließende Kupplungen erwies sich die lineare Rampe als die beste Funktion unter allen untersuchten Verläufen, siehe Bild 6.2. Sie eignet sich für nor-

male Zugkraftschaltungen ebenso, wie für Gruppenschaltungen. Die öffnenden Kupplungen werden nicht gesteuert geöffnet. Der verwendete Funktionsverlauf stammt aus Prüfstandsmessungen. Weitere Informationen hierzu sind Abschnitt 6.1.2 zu entnehmen.

### **Überschneidung**

Die Variation der Überschneidung ist einer der maßgebenden Eingriffsmöglichkeiten für die Steuerung des Übersetzungswechsels. Werden zu geringe Überschneidungen vorgesehen, dann kann dies zum Durchgehen des Motors führen. Eine Situation, die schlechte Übersetzungswechsel kennzeichnet. In der Regel steht hier nur ein reduziertes Abtriebsmoment während der Schaltung zur Verfügung. Im Extremfall kann das Abtriebsmoment auch auf Null absinken. Dann trifft der Begriff der Zugkraftschaltung nicht mehr zu. Wenn die Überschneidung zu groß gewählt wird, dann neigt das Getriebe zum Verklemmen. Dies führt ebenfalls zu reduzierten Abtriebsmomenten während der Schaltung. Wird die Überschneidung extrem groß gewählt, dann kann dies zu Bremsmomenten am Getriebeausgang führen. Beispiele hierfür werden im Folgenden gezeigt und ausführlich beschrieben.

### **Höhe des Druckniveaus / kapazitiven Momentenniveaus**

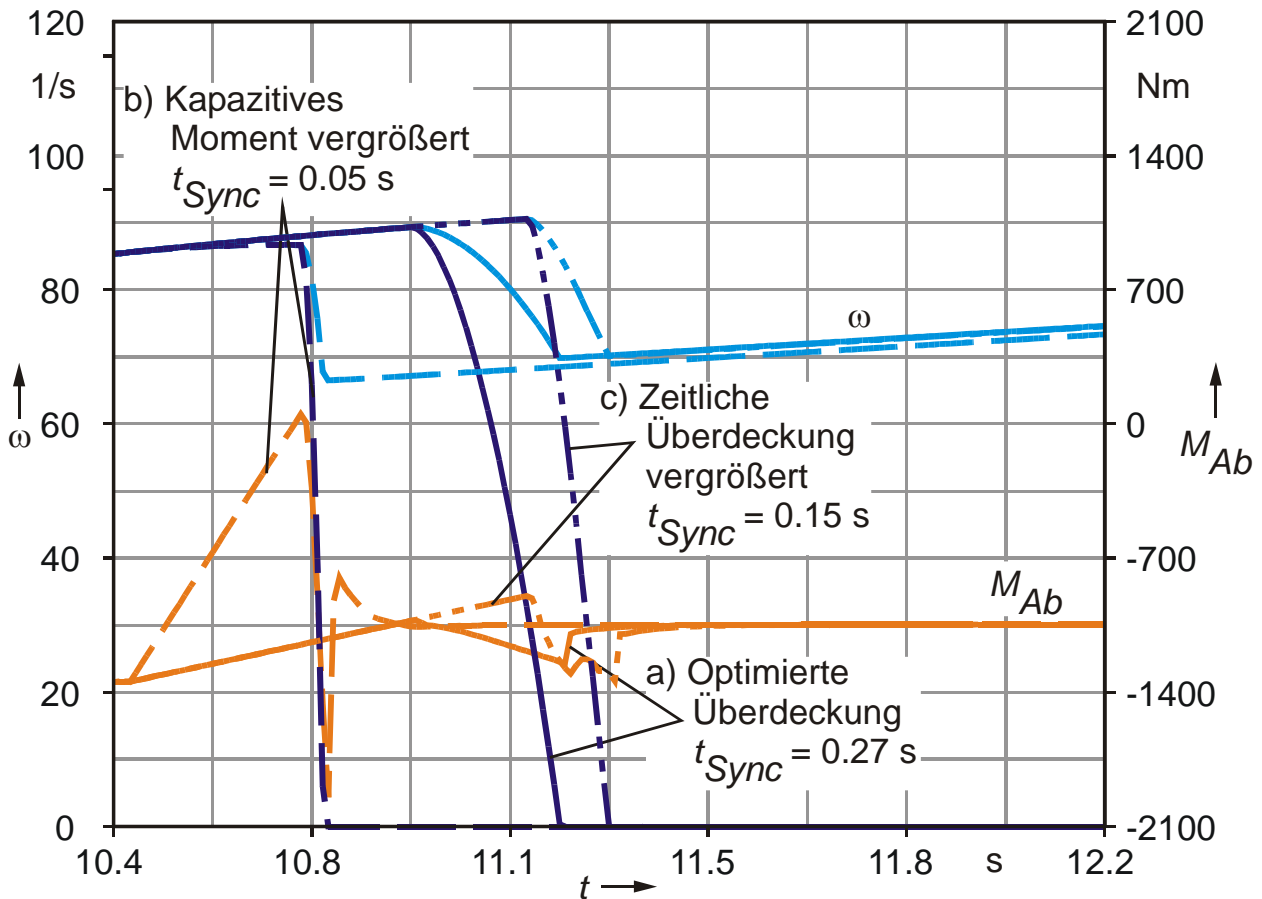
Die Höhe des Druck- bzw. des kapazitiven Momentenniveaus ist, wie die Veränderung der Überschneidung, eine wichtige Auslegungsgröße für den Übersetzungswechsel. Wird das Druckniveau zu niedrig gewählt, dann kann die schließende Kupplung das anliegende Moment nicht abstützen. Die Folge ist ein durchgehender Motor. Ein zu groß gewähltes Druckniveau während der Schaltung führt zu sehr kurzen Schaltzeiten. Die kurzen Schaltzeiten haben extreme Beschleunigungen und somit hohe innere Momente zur Folge. Die Getriebeelemente werden hierdurch großen Belastungen ausgesetzt. In den Abschnitten 6.3, 6.4 und 6.5 werden die Auswirkungen der hier in aller Kürze vorgestellten Maßnahmen ausführlich behandelt.

### 6.3 Auslegungsempfehlungen für Zug-Hoch-Schaltungen

Bei den Auslegungsempfehlungen für Zug-Hoch-Schaltungen werden die bereits in Abschnitt 6.2 beschriebenen Einflussmöglichkeiten anhand von Beispielen erläutert. Die Auslegung des Druck- bzw. kapazitiven Momentenniveaus sowie die Veränderung der Überschneidung stehen hierbei im Vordergrund. Weiterhin werden günstig und ungünstig ausgeführte Übersetzungswechsel gegenübergestellt. Für das Verständnis der dynamischen Zusammenhänge und deren Auswirkung bei Zug-Hoch-Schaltungen ist es erforderlich, die in Bild 6.5 und Bild 6.6 dargestellten Abläufe während des Übersetzungswechsels näher zu analysieren. Bild 6.5 und Bild 6.6 zeigen beide dieselbe Situation. Es handelt sich um einen exemplarischen Übersetzungswechsel von Gang 3 nach Gang 4 im NPU-Getriebe. Die anhand dieses Übersetzungswechsels beschriebenen Sachverhalte lassen sich auf andere entsprechend übertragen. Es handelt sich hierbei um einen Vergleich zwischen

- a) einem optimierten Übersetzungswechsel,
- b) einem Übersetzungswechsel, dessen Druck- bzw. kapazitives Momentenniveau ausgehend vom optimierten Übersetzungswechsel auf den Systemdruck ( $p_{\text{Sys}} = 7 \text{ bar} \approx M_{\text{Max}} = 4700 \text{ Nm}$ ) erhöht wurde und
- c) einem Übersetzungswechsel, dessen Überschneidung ebenfalls ausgehend vom optimierten Übersetzungswechsel um etwa  $\Delta t_{\text{Ub}} \approx 0,3 \text{ s}$  vergrößert wurde.

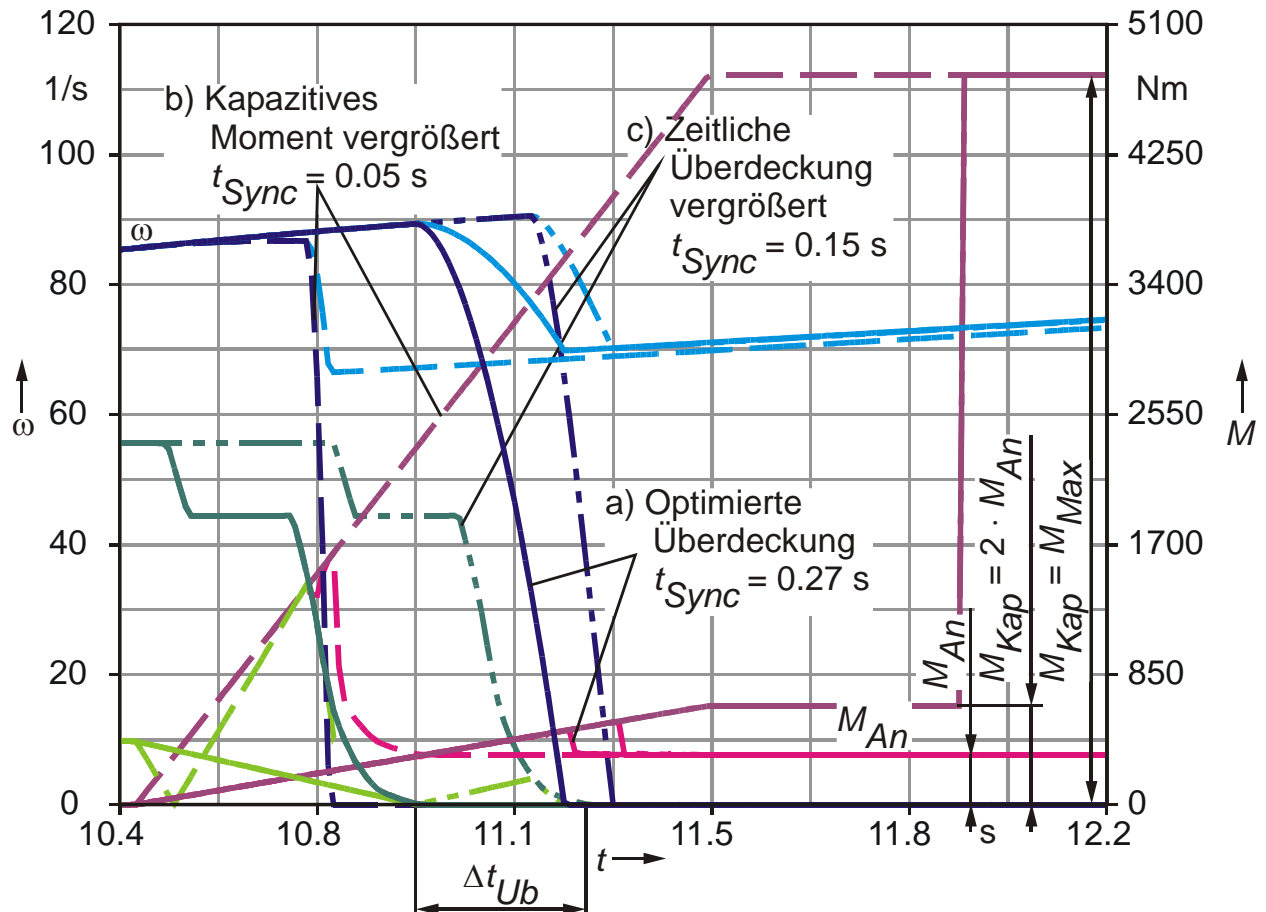
In Bild 6.5 sind die Kupplungshälftenwinkelgeschwindigkeiten  $\omega$  der öffnenden Kupplungen sowie die Abtriebsmomente  $M_{\text{Ab}}$  während des Übersetzungswechsels dargestellt. In Bild 6.6 sind ebenfalls die Kupplungshälftenwinkelgeschwindigkeiten der öffnenden Kupplungen wie auch die kapazitiven  $M_{\text{Kap}}$  und anliegenden Kupplungsmomente  $M_{\text{An}}$  abgebildet. Ein Vergleich der beiden Abbildungen verdeutlicht die Auswirkungen der einzelnen Maßnahmen während der Schaltung. Wenn zunächst die mit b) gekennzeichneten Verläufe mit den optimierten Verläufen a) verglichen werden, dann können verkürzte Rutschzeiten und starke Schwankungen des Getriebeabtriebsmoments gegenüber dem optimierten Verlauf beobachtet werden.



- a) — Kupplungshälftenwinkgeschw., li., öff., opt.
- Kupplungshälftenwinkgeschw., re., öff., opt.
- Abtriebsmoment, opt.
- b) - - - Kupplungshälftenwinkgeschw., li., öff., kap.
- - - Kupplungshälftenwinkgeschw., re., öff., kap.
- - - Abtriebsmoment, kap.
- c) ···· Kupplungshälftenwinkgeschw., li., öff., üb.
- Kupplungshälftenwinkgeschw., re., öff., üb.
- Abtriebsmoment, üb.

**Bild 6.5:** Auswirkungen nichtoptimierter Zug-Hoch-Schaltungen von Gang 3 nach Gang 4, Abtriebsmoment und Drehzahlenanpassung der aktiven Kupplungen

Gerade das Abtriebsmoment schwingt kurzzeitig über die Nullabtriebsmomentenlinie, aufgrund dessen der Begriff der Zugkraftschaltung nicht mehr zutrifft. Als weiteres Problem tragen die kurzzeitigen Drehmomentspitzen maßgeblich zur Getriebebeschädigung und zur negativen Beschleunigung des Gesamtfahrzeugs bei.



- a) — Kupplungshälftenwinkgeschw., li., öff., opt.  
 — Kupplungshälftenwinkgeschw., re., öff., opt.  
 — Kapazitives Moment, schl., opt.  
 — Kapazitives Moment, öff., opt.  
 — Anliegendes Moment, schl., opt.  
 — Anliegendes Moment, öff., opt.
- b) - - Kupplungshälftenwinkgeschw., li., öff., kap.  
 - - Kupplungshälftenwinkgeschw., re., öff., kap.  
 - - Kapazitives Moment, schl., kap.  
 - - Kapazitives Moment, öff., kap.  
 - - Anliegendes Moment, schl., kap.  
 - - Anliegendes Moment, öff., kap.
- c) ···· Kupplungshälftenwinkgeschw., li., öff., üb.  
 ···· Kupplungshälftenwinkgeschw., re., öff., üb.  
 ···· Kapazitives Moment, schl., üb.  
 ···· Kapazitives Moment, öff., üb.  
 ···· Anliegendes Moment, schl., üb.  
 ···· Anliegendes Moment, öff., üb.

**Bild 6.6:** Auswirkungen nichtoptimierter Zug-Hoch-Schaltungen von Gang 3 nach Gang 4, kapazitive Momente und Drehzahlanpassung der aktiven Kupplungen

Werden nun die Verläufe von c) mit a) verglichen, dann ist ebenfalls eine Reduzierung der Rutschzeit und ein vergrößerter Einbruch am Abtriebsmoment zu beobachten. Beurteilt man hingegen die Höhe des Abtriebsmomenteneinbruchs, dann fällt diese Änderung vergleichsweise moderat aus, vor allem wenn sie ins Verhältnis zu b) gesetzt wird. Das beschriebene Verhalten lässt sich bei anderen Fahrzuständen reproduzieren. Somit kann daraus geschlossen werden, dass unter der Voraussetzung optimierter Auslegungsdrücke während der Schaltzeit, bei nichtoptimierten Überschneidungen vergleichsweise geringe Verschlechterungen im Abtriebsmoment zu erwarten sind.

Somit muss abschließend noch das Auslegungsprinzip für den optimierten Auslegungsdruck definiert werden. Der Auslegungsdruck bzw. die Größe des kapazitiven Moments sollte etwa dem doppelten des nach der Schaltung anliegenden Moments der schließenden Kupplung während Zug-Hoch-Schaltungen entsprechen. Das Verhältnis aus dem kapazitiven Moment der schließenden Kupplung und dem anliegenden Moment wird im Folgenden als Auslastungssicherheit bezeichnet, siehe Gleichung ( 6.7 ).

$$S_A = \frac{M_{\text{Kap,S}}}{M_{\text{An,S}}} \quad ( 6.7 )$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$S_A$	-	Auslastungssicherheit
$M_{\text{Kap, S}}$	Nm	kapazitives Moment am Ende der Schaltzeit
$M_{\text{An, S}}$	Nm	anliegendes Moment an der schließenden Kupplung am Ende der Schaltzeit

Die Auslegungsempfehlung für die Höhe der Auslastungssicherheit basiert auf Erfahrungswissen aus vielzähligen Simulationen. Letztendlich existieren unterschiedliche physikalische Grenzen für deren Festlegung. Bei Auslastungssicherheiten kleiner gleich eins ( $S_A \leq 1$ ) kann der Übersetzungswechsel nicht abgeschlossen werden, da das anliegende Moment von der schließenden Kupplung nicht übertragen werden kann. Eine Drehzahlanpassung findet nicht statt, der Motor dreht in den Drehzahlbegrenzer. Wird die Auslastungssicherheit sehr groß gewählt, dann wird der Übersetzungswechsel sicher abgeschlossen, jedoch treten aufgrund der extrem kurzen Synchronisationszeiten hohe innere Belastun-



gen im Getriebe auf. Die Auswirkungen wurden entsprechend b) bereits behandelt. Bei Auslegungssicherheiten in der Größenordnung von zwei ( $S_A \approx 2$ ) wurden die besten Übersetzungswechsel hinsichtlich sicheren Abschließens der Rutschphase und harmonischer Drehzahlanpassung erzielt. Diese Auslegung wird der Forderung der sich ständig wechselnden Bedingungen während der Fahrt gerecht, obgleich gewisse Grenzen berücksichtigt werden müssen. Die obere Grenze bildet das maximale kapazitive Moment der Kupplung, welches durch den Systemdruck vorgegeben wird. Extreme Schaltbedingungen, wie beispielsweise bei vollbeladenem Fahrzeug und gleichzeitiger Fahrt in der Steigung, können Schaltungen hervorrufen, welche die Auslastungssicherheit der schließenden Kupplung auf Werte kleiner zwei ( $S_A < 2$ ) absinken lässt. Wenn Zug-Hoch-Schaltungen bei sehr geringen Antriebsmomenten ausgeführt werden, müssen die kapazitiven Momente aufgrund der inneren Momente im Getriebe höher angesetzt werden. Aufgrund dessen sind Auslastungssicherheiten größer zwei ( $S_A > 2$ ) zu berücksichtigen.

Die beschriebene Vorgehensweise für die Festlegung des Auslegungsdruckes führt nur dann zu optimierten Schaltungen, wenn sich das Antriebsmoment nur wenig ändert. Das bedeutet, dass der Fahrer während der Schaltung die Lastgeberstellung nahezu konstant hält. Eine solche Forderung kann nicht a priori vorgegeben werden, da die Steuerung im realen Getriebe auf einen veränderten Fahrerwunsch reagieren muss. Der in Abschnitt 6.6 beschriebene Lösungsansatz unterstützt den Zugriff auf sich schnell ändernde Ausgangsbedingungen.

Somit können für die manuelle Auslegung optimierter Übersetzungswechsel folgende Empfehlungen gegeben werden. Eine konkret vorliegende Schaltung bildet die Ausgangsbedingung. Bei dem nicht optimierten Übersetzungswechsel werden die Schaltausgangsbedingungen als gegeben angenommen. Somit sind das Antriebsmoment zu Schaltbeginn sowie die Schaltrichtung (Hoch- bzw. Runterschalten) bekannt. Aus dem Antriebsmoment kann mit hinreichender Genauigkeit auf das zu erwartende anliegende Moment der schließenden Kupplung nach der Schaltung über die mechanischen Beziehungen geschlossen werden, siehe Abschnitt 4.4.1 und 4.6.1. Über dieses Moment ist der optimierte Auslegungsdruck nach Abschnitt 6.1.1 festgelegt. Unter den beschriebenen Vorgaben ist die Überschneidung zu suchen, bei der die Rutschzeiten und der Verlauf der

Drehzahlanpassung den Forderungen an Komfort und Sicherheit gerecht werden. Der Verlauf der Schließfunktion entspricht der linearen Rampe.

## **6.4 Auslegungsempfehlungen für Zug-Rück-Schaltungen**

Die Schaltrichtung beeinflusst die Auslegung, obgleich sich die Verhaltensweise der Zug-Rück-Schaltung in weiten Teilen mit der der Zug-Hoch-Schaltung deckt, vergleiche Abschnitt 6.3. Somit wird in diesem Abschnitt ausschließlich auf die Besonderheiten zwischen Zug-Hoch- und Zug-Rück-Schaltungen hingewiesen.

Zug-Rück-Schaltungen unterscheiden sich von Zug-Hoch-Schaltung durch die veränderte Fahrsituation. Die unterschiedliche Abtriebssituation und Schaltrichtung führen zu ungleichen Schaltausgangsvoraussetzungen. Zug-Rück-Schaltungen werden in der Regel dann notwendig, wenn die Fahrwiderstände im vorliegenden Gang nicht mehr überwunden werden können und somit die Fahrzeuggeschwindigkeit und Motordrehzahl abnehmen. Dann wird vom Schaltprogramm beim Erreichen der Rückschaltdrehzahlgrenze die Schaltung ausgelöst. Die Voraussetzungen für den Übersetzungswechsel sind aber unterschiedlich, vor allem wenn während der Schaltung die Getriebeabtriebsdrehzahl betrachtet wird. Hier ist während der Schaltung und dem damit verbundenen Drehmomenteinbruch eine Drehzahlreduzierung am Getriebeausgang zu beobachten. Aufgrund der veränderten Abtriebssituation werden die Kupplungen dazu gezwungen, die notwendige Drehzahlanpassung während der Synchronisationsphase selbst aufzunehmen und über Reibung in Wärme umzusetzen. Gleichzeitig soll der Synchronisationsvorgang schneller als bei Hochschaltungen ausgeführt werden, da während der Rutschphase aufgrund der Überschneidung nur ein vermindertes Abtriebsmoment zur Verfügung stehen kann. Diese Situation wird bei der Festlegung des Auslegungsdrucks für die optimierte Schaltung bedeutend.

Die dynamischen Zusammenhänge und deren Auswirkungen bei Zug-Rück-Schaltungen sind in Bild 6.7 und Bild 6.8 dargestellt. Es handelt sich hierbei um dieselbe Situation wie in Bild 6.5 und Bild 6.6 mit dem Unterschied der umgekehrten Schaltrichtung. Die hier beschriebenen Sachverhalte lassen sich auf

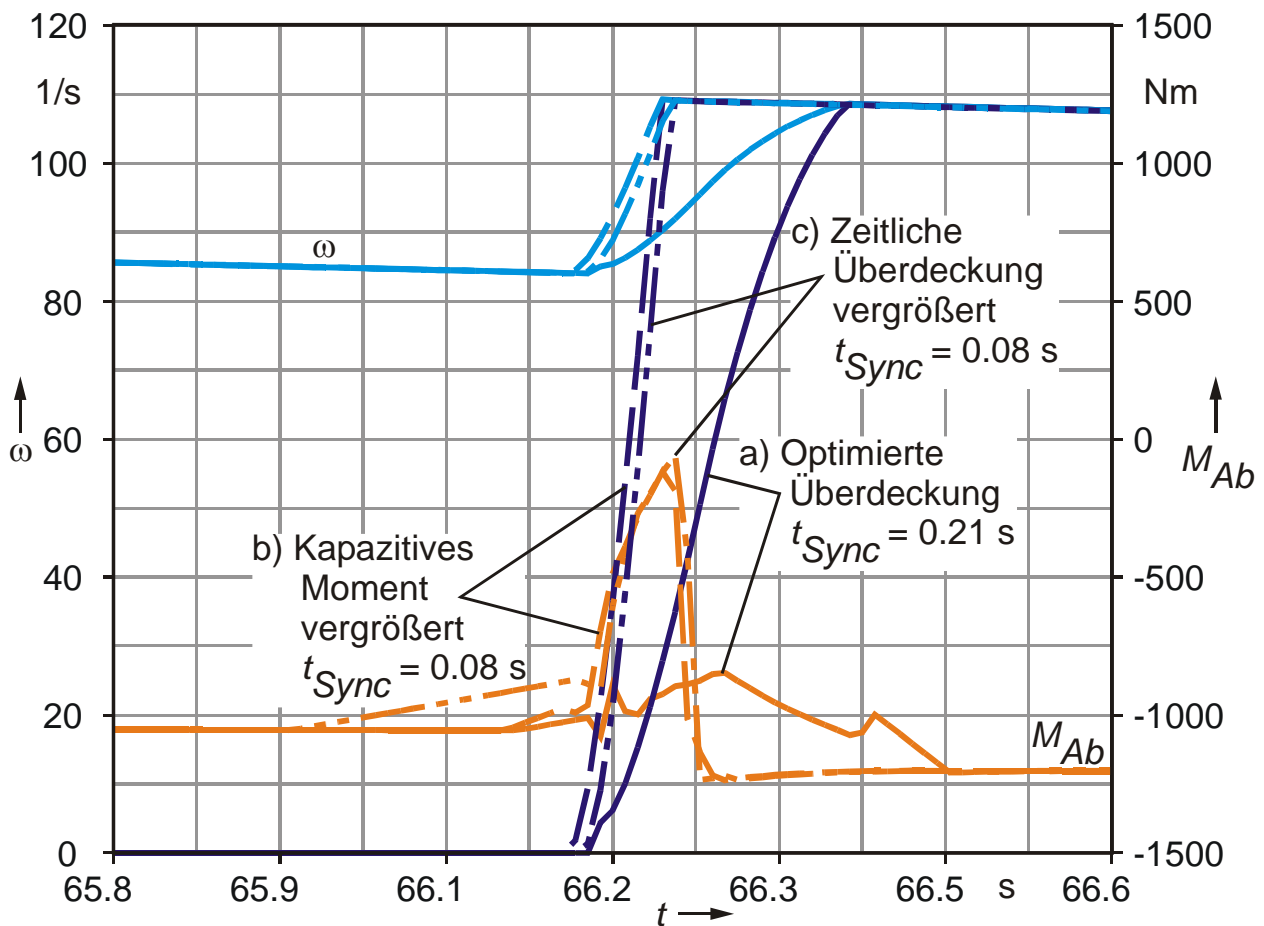
andere Rückschaltungen entsprechend übertragen. Bei den in Bild 6.7 und Bild 6.8 abgebildeten Verläufen handelt es sich um einen Vergleich zwischen

- a) einem optimierten Übersetzungswechsel,
- b) einem Übersetzungswechsel dessen Druck- bzw. kapazitives Momentenniveau ausgehend vom optimierten Übersetzungswechsel auf den Systemdruck ( $p_{\text{Sys}} = 7 \text{ bar} \approx M_{\text{Max}} = 2400 \text{ Nm}$ ) erhöht wurde und
- c) einem Übersetzungswechsel, dessen Überschneidung ebenfalls ausgehend von optimiertem Übersetzungswechsel um etwa  $\Delta t_{\text{Ub}} \approx 0,2 \text{ s}$  vergrößert wurde.

Die im Folgenden näher beschriebenen Auswirkungen ermöglichen Vergleiche mit denen in Abschnitt 6.3 beschriebenen Verhältnissen, da ähnliche Änderungen am optimierten Verlauf a) vorgenommen wurden und dieselben Verläufe dargestellt sind. Bild 6.7 zeigt die Kupplungshälftenwinkelgeschwindigkeiten  $\omega$  der schließenden Kupplungen sowie die Abtriebsmomente  $M_{\text{Ab}}$  während des Übersetzungswechsels. In Bild 6.8 sind wie in Bild 6.7 die Kupplungshälftenwinkelgeschwindigkeiten der schließenden Kupplungen wie auch die kapazitiven  $M_{\text{Kap}}$  und anliegenden Kupplungsmomente  $M_{\text{An}}$  einer Zug-Rück-Schaltung von Gang 4 nach Gang 3 abgebildet. Durch den Vergleich der beiden Abbildungen werden die Auswirkungen der einzelnen Maßnahmen deutlich. Die nach b) veränderten Verläufe zeigen gegenüber den optimierten Verläufen nach a) verkürzte Rutschzeiten und starke Schwankungen im Getriebeabtriebsmoment. Weiterhin ist, unter Einbeziehung der Situation nach Abschnitt 6.3, kein deutlicher Unterschied zwischen den Übersetzungswechseln nach b) und c) zu beobachten. Beim Übersetzungswechsel mit erhöhten kapazitiven Moment b) und beim Übersetzungswechsel mit größerer Überschneidung c) bricht das Abtriebsmoment auf vergleichbare Art und Weise ein. Die Rutschzeiten befinden sich auf ähnlichem Niveau. Ein Vergleich der Zug-Hoch-Schaltungen mit den Zug-Rück-Schaltungen zeigt, dass sich das Verhalten der Zug-Rück-Schaltungen weniger stabil erweist. Die Gründe hierfür wurden bereits erläutert.

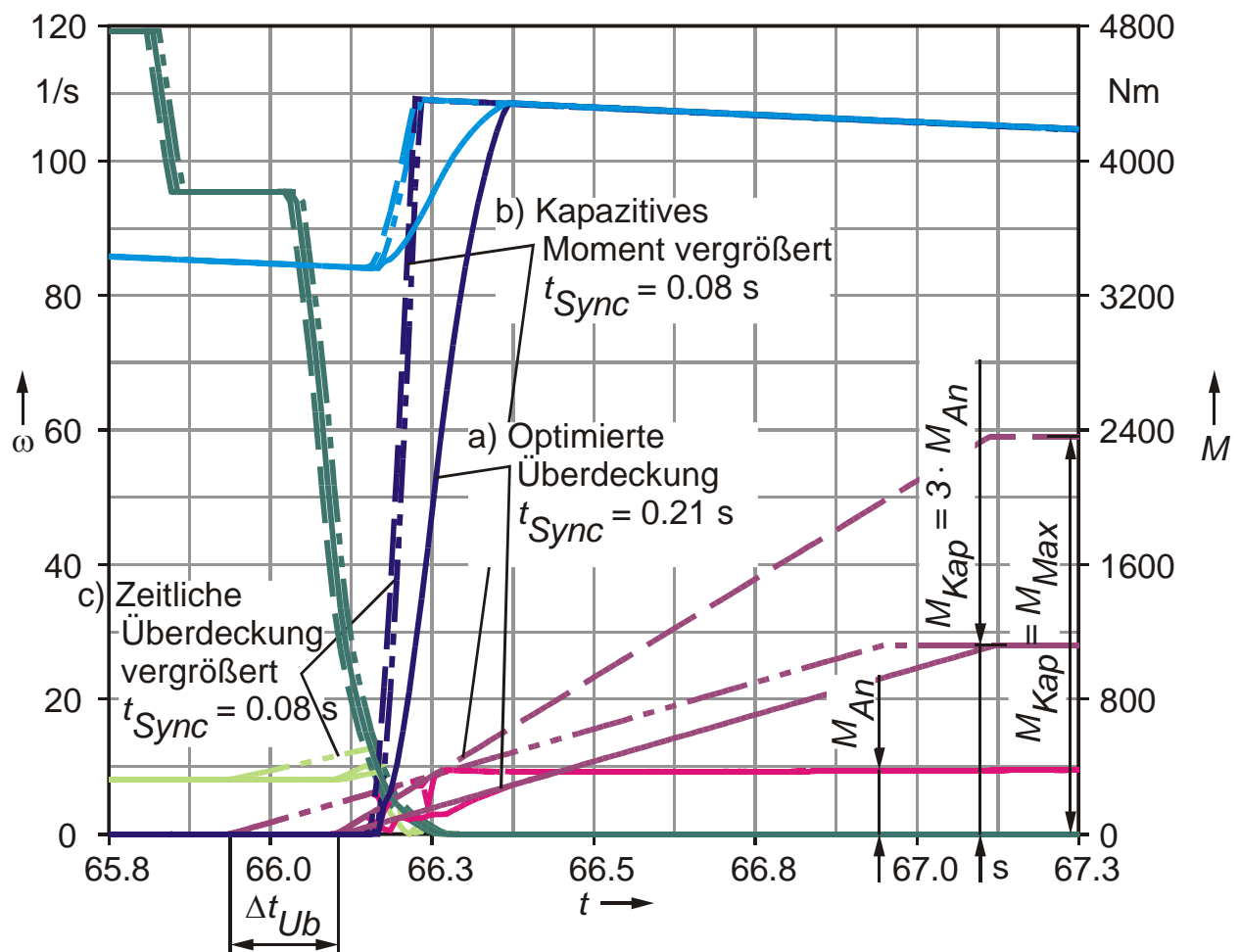
Abschließend muss die Höhe des optimierten Auslegungsdrucks und der Auslastungssicherheit nach Abschnitt 6.3, Gleichung ( 6.7 ), festgelegt werden. Der

Auslegungsdruck bzw. die kapazitive Momentenhöhe bei Zug-Rück-Schaltungen sollte etwa dem Dreifachen des nach der Schaltung anliegenden Moments der schließenden Kupplung entsprechen. Es sind bei Zug-Rück-Schaltungen die gleichen Auslastungsgrenzen wie bei Zug-Hoch-Schaltungen zu berücksichtigen.



- a) — Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., opt.
- Kupplungshälftenwinkgeschw., re., schl., opt.
- Abtriebsmoment, opt.
- b) - - - Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., kap.
- - - Kupplungshälftenwinkgeschw., re., schl., kap.
- - - Abtriebsmoment, kap.
- c) · · · Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., üb.
- · · Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., üb.
- · · Abtriebsmoment, üb.

**Bild 6.7:** Auswirkungen nichtoptimierter Zug-Rück-Schaltungen von Gang 4 nach Gang 3, Abtriebsmoment und Drehzahlanpassung der aktiven Kupplungen



- a) — Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., opt.  
 — Kupplungshälftenwinkgeschw., re., schl., opt.  
 — Kapazitives Moment, schl., opt.  
 — Kapazitives Moment, öff., opt.  
 — Anliegendes Moment, schl., opt.  
 — Anliegendes Moment, öff., opt.
- b) — Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., kap.  
 — Kupplungshälftenwinkgeschw., re., schl., kap.  
 — Kapazitives Moment, schl., kap.  
 — Kapazitives Moment, öff., kap.  
 — Anliegendes Moment, schl., kap.  
 — Anliegendes Moment, öff., kap.
- c) - - - Kupplungshälftenwinkgeschw., li., schl., üb.  
 - - - Kupplungshälftenwinkgeschw., re., schl., üb.  
 - - - Kapazitives Moment, schl., üb.  
 - - - Kapazitives Moment, öff., üb.  
 - - - Anliegendes Moment, schl., üb.  
 - - - Anliegendes Moment, öff., üb.

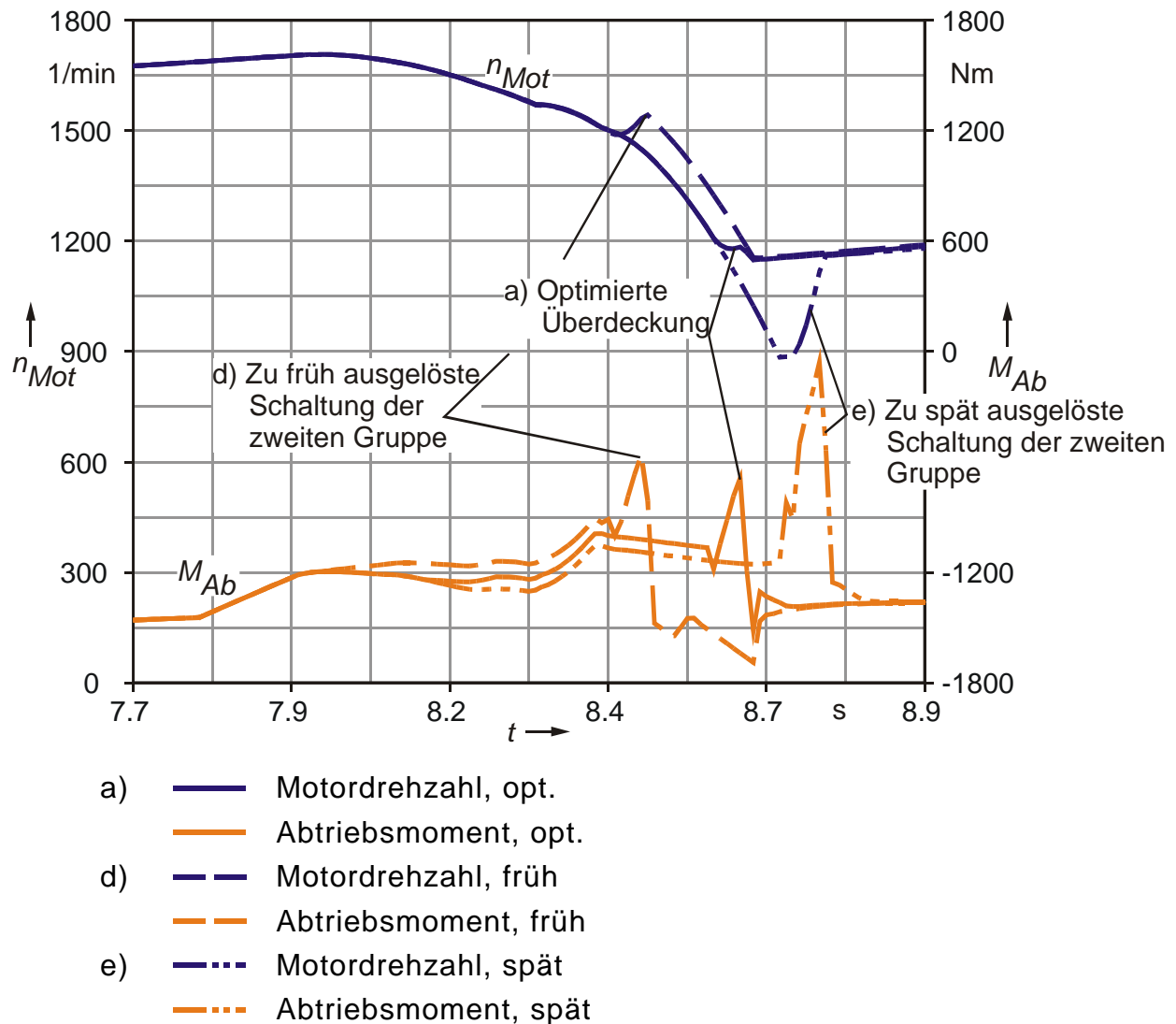
**Bild 6.8:** Auswirkungen nichtoptimierter Zug-Rück-Schaltungen von Gang 4 nach Gang 3, kapazitive Momente und Drehzahlanpassung der aktiven Kupplungen

## 6.5 Auslegungsempfehlungen für Gruppenschaltungen

Nach welchen Kriterien optimierte Übersetzungswechsel ausgeführt werden, wurde in den vorangegangenen Abschnitten 6.3 und 6.4 beschrieben. Diese Empfehlungen sind auf Gruppenschaltungen übertragbar. Da bei Gruppenschaltungen zwei Übersetzungswechsel parallel ablaufen, gilt es, den zeitlichen Ablauf der beiden Synchronisationsvorgänge aufeinander abzustimmen. Dieser Sachverhalt ist exemplarisch in Bild 6.9 und Bild 6.10 für die Gruppenschaltung 2-3 sowie in Bild 6.11 und Bild 6.12 für die Gruppenschaltung 4-5 dargestellt. Hierbei stellen jeweils die Abbildungen desselben Gangwechsels dieselbe Situation dar. Beispielsweise zeigt Bild 6.9 den Verlauf der Motordrehzahl  $n_{\text{Mot}}$  und des Getriebeabtriebsmoments  $M_{\text{Ab}}$  während des Übersetzungswechsels 2-3, wohingegen Bild 6.10 die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der aktiven Kupplungen beinhaltet. Die Aufspaltung in zwei Diagramme erfolgte zur Verbesserung der Lesbarkeit. Die Schaltrichtung spielt bei optimierten Gruppenschaltungen eine untergeordnete Rolle. Somit werden die Zusammenhänge anhand von Zug-Hochschaltungen beschrieben. Bei den in Bild 6.9, Bild 6.10, Bild 6.11 und Bild 6.12 dargestellten Verläufen handelt es sich um einen Vergleich zwischen

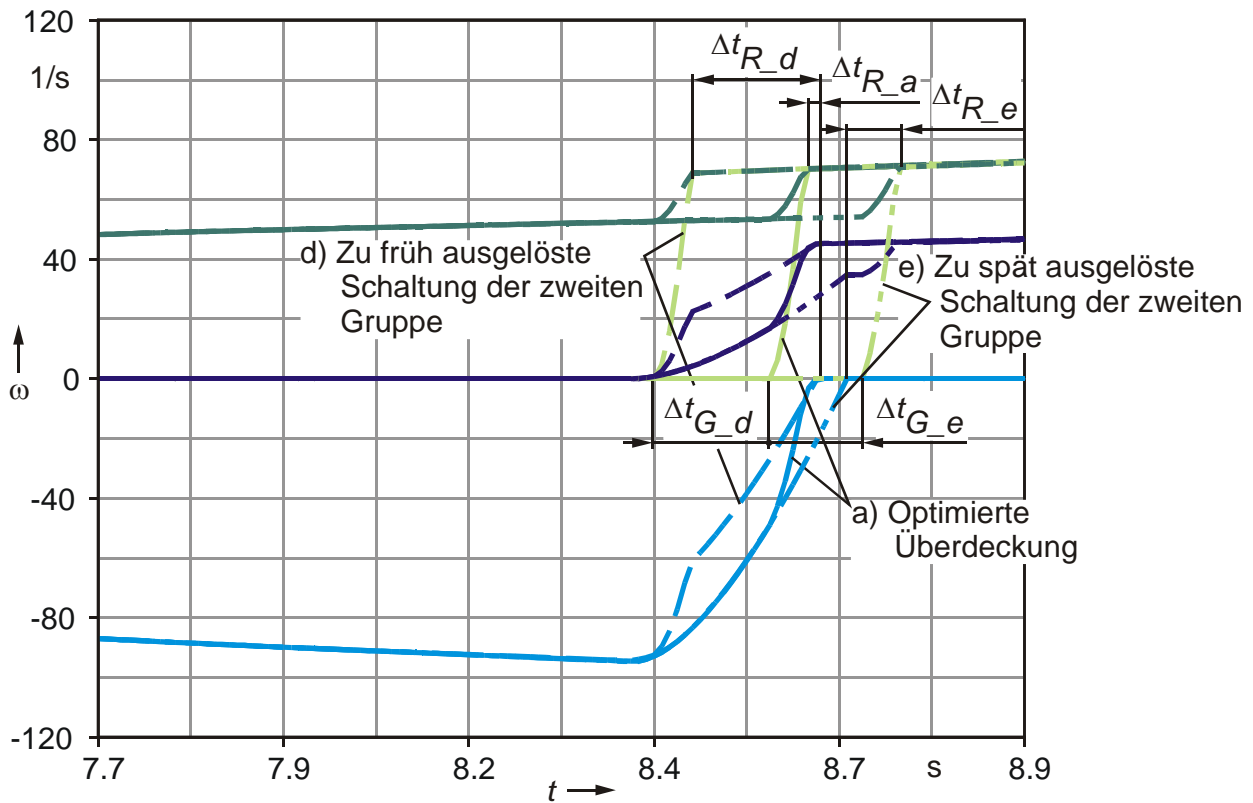
- a) einer optimierten Gruppenschaltung,
- d) einer zu früh ausgelösten Gruppenschaltung ( $\Delta t_{\text{G}_d} \approx 0,16 \text{ s}$ ) der zweiten Gruppe und
- e) einer zu spät ausgelösten Gruppenschaltung ( $\Delta t_{\text{G}_e} \approx 0,14 \text{ s}$ ) der zweiten Gruppe.

Die zeitliche Schaltauslösung von Gruppenschaltungen wird maßgeblich vom Zusammenspiel der dynamischen Situation der beiden Gruppen beeinflusst. Hier können nur schwer allgemein gültige Auslegungsempfehlungen gegeben werden. Die Auswirkungen, die entsprechenden Maßnahmen nach sich ziehen, zeigen Bild 6.10 und Bild 6.12. Ausgangspunkt ist die optimierte Gruppenschaltung a). Im Gegensatz zu Abschnitt 6.3 und 6.4 ist das Abtriebsmoment bei der Beurteilung von Gruppenschaltungen zweitrangig, obgleich auch hier geringere Zugkraft einbrüche während Schaltungen erwünscht sind.



**Bild 6.9:** Auswirkungen der zeitlichen Variation der Schaltauslösung bei Gruppenschaltungen im Übersetzungswechsel 2-3, Abtriebsmoment und Motordrehzahl

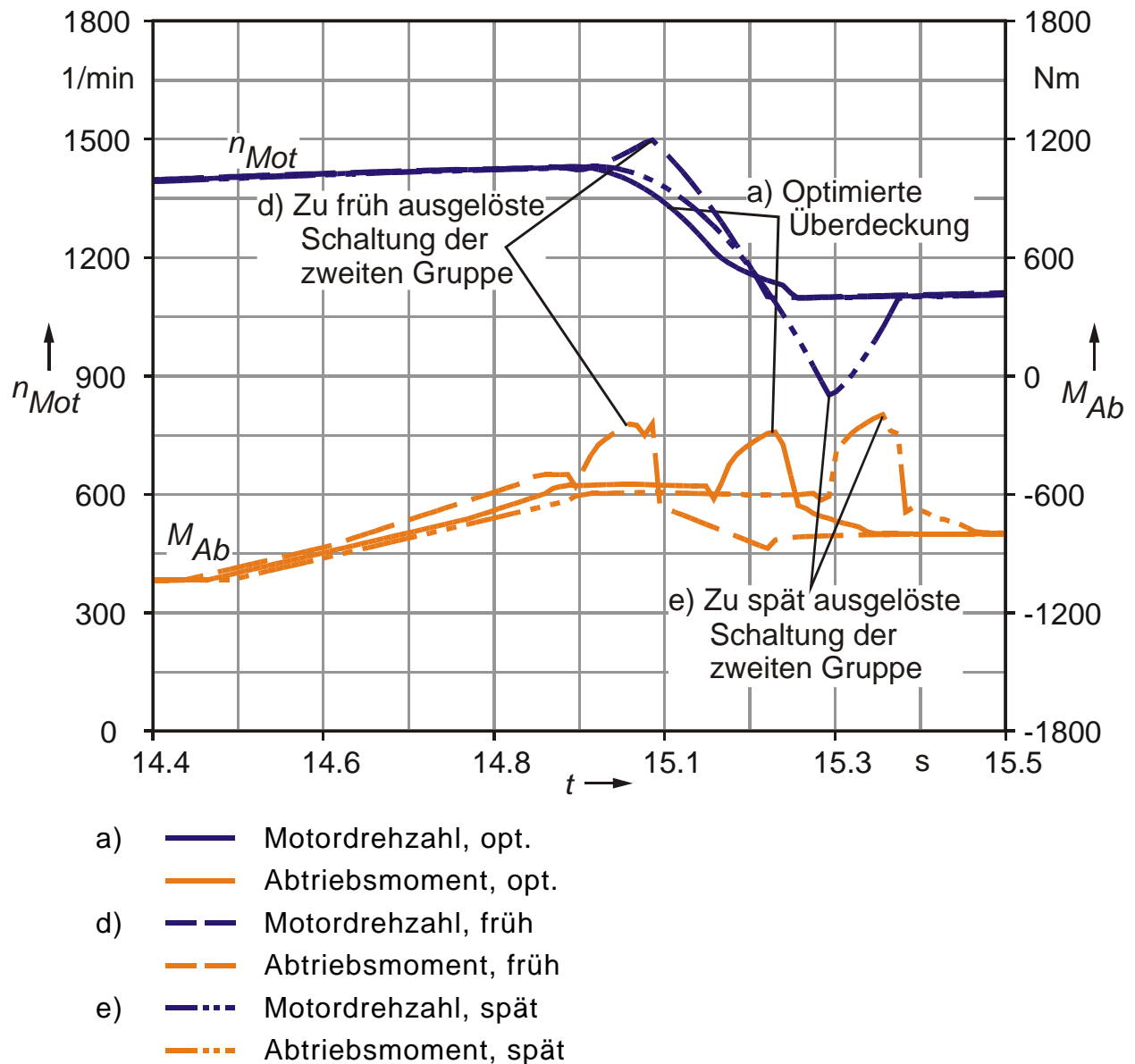
Bei der vorliegenden Situation ist primär auf die Drehzahlanpassung der ersten und zweiten Gruppe zu achten. Optimierte Gruppenschaltungen sind an dem minimierten Zeitintervall ( $\Delta t_{R_a} \rightarrow 0$  s) gegen Abschluss der Rutschzeit beider Gruppen zu erkennen. Die harmonische Drehzahlanpassung wirkt sich entsprechend günstig auf die Drehmomente im Getriebe aus. Betrachtet man die Abtriebsmomente während des Gruppenwechsels, dann ist beim optimierten Gruppenwechsel der Abtriebsmomenteneinbruch ebenfalls minimal. Weiterhin sind bei nicht zeitlich optimierten Gruppenschaltungen, Phänomene zu beobachten, welche bereits bei /KLEY99/ ausführlich beschrieben wurden.



- a) — Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr1., re., schl., opt.
- Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr1., li., öff., opt.
- - - Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr2., li., öff., opt.
- - - Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr2., li., schl., opt.
- d) - - - Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr1., re., schl., früh
- - - Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr1., li., öff., früh
- - - Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr2., li., öff., früh
- - - Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr2., li., schl., früh
- e) - · - · Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr1., re., schl., spät
- · - · Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr1., li., öff., spät
- · - · Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr2., li., öff., spät
- · - · Kupplungshälftenwinkelgeschw., gr2., li., schl., spät

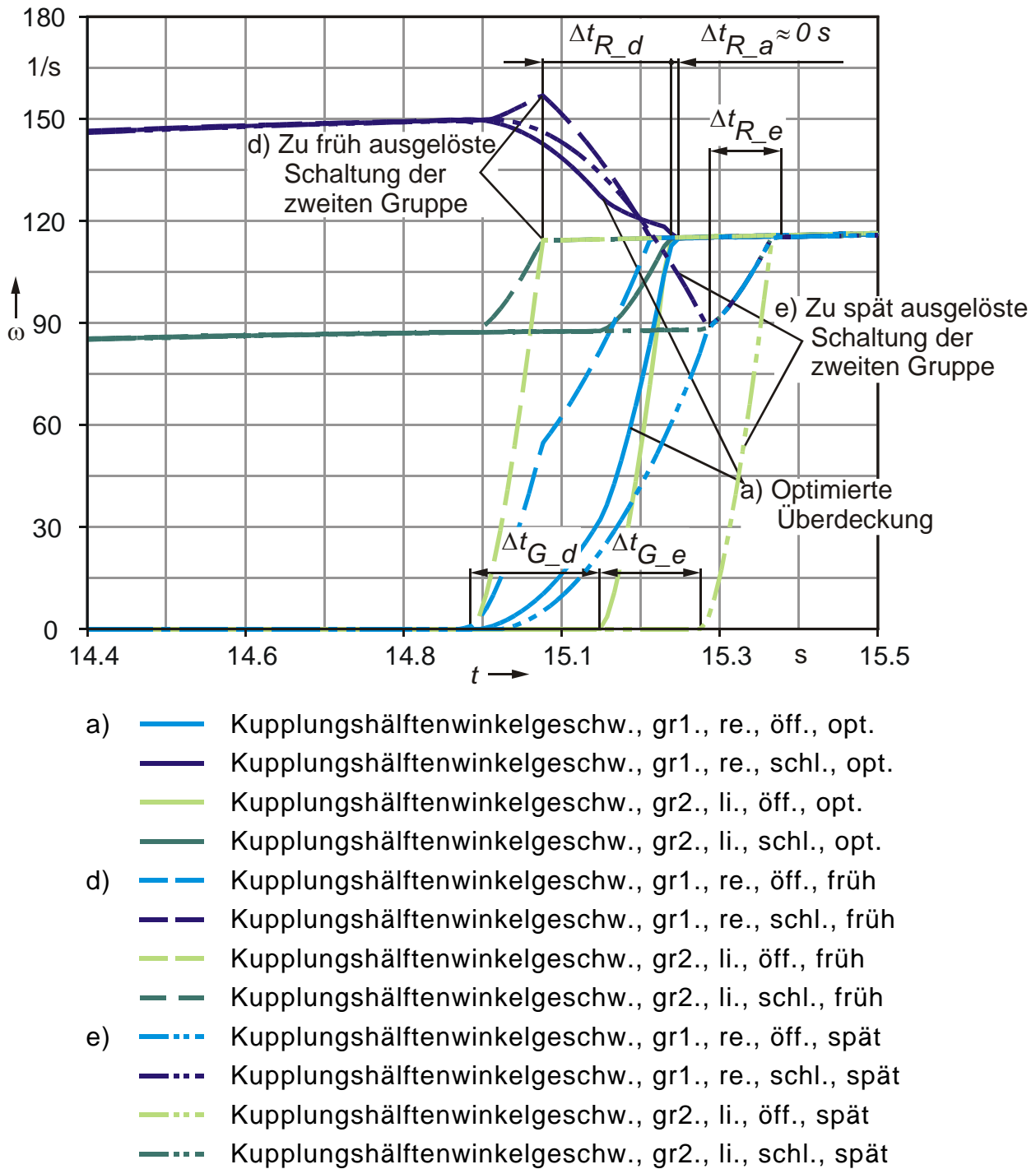
**Bild 6.10:** Auswirkungen der zeitlichen Variation der Schaltauslösung bei Gruppenschaltungen im Übersetzungswechsel 2-3, Drehzahlانpassung der aktiven Kupplungen





**Bild 6.11:** Auswirkungen der zeitlichen Variation der Schaltauslösung bei Gruppenschaltungen im Übersetzungswechsel 4-5, Abtriebsmoment und Motordrehzahl

An dieser Stelle sollen nur noch die grundsätzlichen Auswirkungen erwähnt werden. Führt die zweite Gruppe bei einer Hoch-Schaltung ihren Übersetzungswechsel wie in Bild 6.10 ( $\Delta t_{R_d} \approx 0,16$  s) und Bild 6.12 ( $\Delta t_{R_d} \approx 0,18$  s) verfrüht aus d), dann kann bei entsprechend unglücklicher Ausführung ein doppelter Übersetzungswechsel auftreten. Das Getriebe schaltet dann anstelle von Gang 2 in Gang 3, von Gang 2 über Gang 1 in Gang 3. Führt als Gegenbeispiel die zweite Gruppe ihren Übersetzungswechsel verspätet aus  $\Delta t_{R_e}$ , dann kann dies zu einer 2-4-3-Schaltung führen.



**Bild 6.12:** Auswirkungen der zeitlichen Variation der Schaltauslösung bei Gruppenschaltungen im Übersetzungswechsel 4-5, Drehzahlanpassung der aktiven Kupplungen

Dieser Sachverhalt lässt sich am besten an der Reaktion der Motordrehzahl erkennen und ist auf andere Gruppenschaltungen übertragbar. Das oberste Ziel bei Gruppenschaltungen ist, beide Übersetzungswechsel gleichzeitig auszuführen, idealer Weise schließen beide Gruppen ihre Rutschphase zum selben Zeit-

punkt ab. Dieses Idealziel lässt sich nicht immer erreichen, wie ein Vergleich der Rutschzeitdifferenzen der optimierten Schaltung  $\Delta t_{R_a}$  von Bild 6.10 und Bild 6.12 zeigt.

## 6.6 Schaltkennfelder

Kennfelder werden in der Technik immer dann verwendet, wenn komplexe Zusammenhänge abgebildet werden müssen. In der Regel wird hierin eine Ergebnisgröße über zwei veränderlichen Parametern dargestellt, deren mathematischen, mechanischen oder thermodynamischen Zusammenhänge nicht in einer einfachen Formel im Steuergerät abgebildet werden können. Beispiele hierfür findet man in allen Technikbereichen. In Zündwinkelkennfeldern werden entsprechende Zündzeitpunkte über Motorlast und Motordrehzahl aufgetragen. Es handelt sich hierbei um einen optimierten Kompromiss zwischen Motorbelastung, Motorleistung und Abgasemissionen. Einen ähnlichen Sachverhalt gilt es hier zu beschreiben. Aus Mangel fehlender Rechenleistung im Fahrzeug können bis heute diese Vorgänge während des Übersetzungswechsels nicht in Echtzeit prognostiziert und entsprechend auf vorliegende Fahrzustände angepasst werden. Ein weiteres Problem ist, dass die heute zum Verkauf angebotenen Getriebe den vorliegenden Fahrzustand nicht vollständig erkennen. Neuere Entwicklungen berücksichtigen beispielsweise Beschleunigungszustände in Querrichtung und vermeiden dadurch Rückschaltungen bei Kurvenfahrt. Nähere Informationen über die Automatikgetriebeentwicklung sind dem Kapitel 3 zu entnehmen. Für eine Voraussage der Verhältnisse während des Übersetzungswechsels sind exakte Kenntnisse über den Fahrzustand notwendig. Der Begriff Fahrzustand im Übersetzungswechsel vereint im hier verwendeten Kontext unterschiedliche Einflussgrößen, wie:

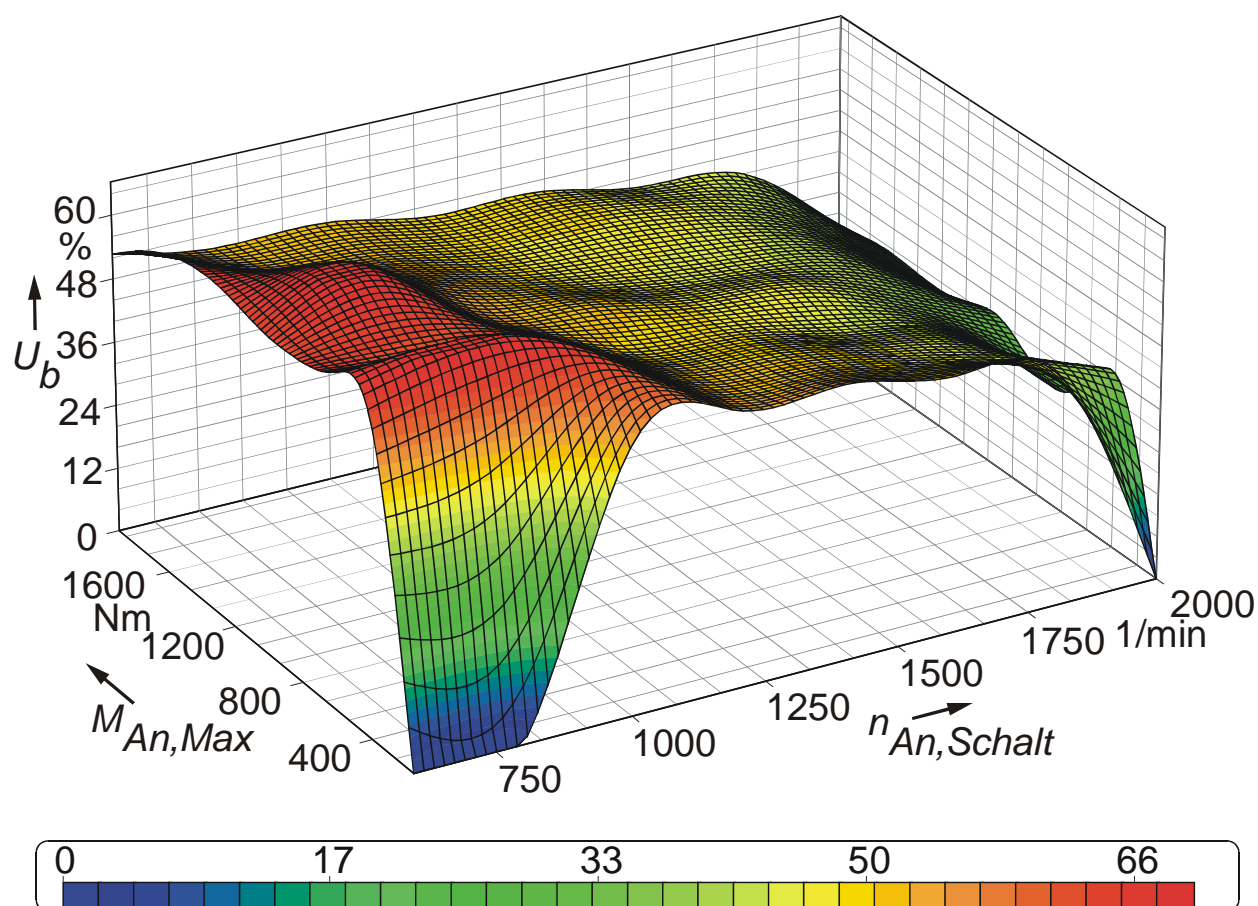
- Fahrzeugmasse
- Fahrbahnsteigung
- Schaltmoment (Getriebeeingang)
- Schaltdrehzahl (Getriebeeingang)
- Schaltrichtung

### **Anforderungen an die Ergebnisdarstellung**

Die Schaltkennfelder sollen, im Vergleich zum relativ komplexen Lösungsansatz, die eben beschriebene Problematik vereinfachen. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass bei der Darstellung auf typische Getriebekennwerte zurückgegriffen wird. Die Umsetzung ins Fahrzeug bzw. Getriebe soll hierdurch erleichtert und entsprechend beschleunigt werden. Durch die simulative Vorbetrachtung ist eine entsprechende Unterstützung bei der Programmierung der Schaltstrategie des realen Steuergeräts zu erwarten. Die gewählte Darstellung der Schaltkennfelder trennt die Verhaltensweise des Getriebes von der Simulation. Somit können die in der Simulation gewonnenen Ergebnisse ohne deren ständige Präsenz umgesetzt werden. Dieser Aspekt ist unter anderem für Prüfstandstätigkeiten wichtig /KESSLER00/ und /REINISCH01/.

### **Aufbau der Ergebnisdarstellung**

Im Folgenden wird anhand eines Beispiels der Aufbau der Schaltkennfelder vorgestellt. Die während der Arbeit erstellten Schaltkennfelder sind dem Anhang zu entnehmen.



**Bild 6.13:** Schaltkennfeld für den optimierten Übersetzungswechsel 3-4 mit einer Fahrzeugmasse 28 t in der Ebene

Bild 6.13 beschreibt die Verhältnisse des Übersetzungswechsels von Gang 3 nach Gang 4. Hierbei wurde ein Bus mit 28 Tonnen Fahrzeugmasse in der Ebene optimiert. Über dem maximalen Getriebeantriebsmoment  $M_{An,Max}$  und der jeweiligen Schaltdrehzahl des Getriebeeingangs  $n_{An,Schalt}$  ist die Überdeckung  $U_b$  aufgetragen. Das Überdeckungsmaß und dessen Berechnung wurde bereits in Abschnitt 2.7 beschrieben. Die Legende verdeutlicht über den Farbverlauf die Höhe des Überdeckungswerts in Prozent.

### Nutzen der Ergebnisdarstellung

Die Beschreibung des Übersetzungswechsels in Kennfelder ermöglicht den simulativ abgesicherten Einstieg in die reale Getriebesteuerungsauslegung. Weiterhin steht die Definition der Schaltstrategie bzw. Schaltpunktsteuerung /Kischkat99/ der Steuerungsabteilung frei, da für unterschiedliche Fahrzustände

optimierte Schaltausgangsvoraussetzungen zur Verfügung stehen. Weiterhin schafft die gewählte Darstellung Unabhängigkeit hinsichtlich des Antriebsstrangaufbaus. Dies ist besonders für Nutzfahrzeuge wichtig, da hier sehr viele unterschiedliche Antriebsstrangvarianten (z. B. Hinterachsübersetzungen) eingesetzt werden. Weitere Vorteile liegen in der schnellen Verfügbarkeit optimierter Überdeckungen bei sich ändernden Ausgangsbedingungen. Auf die sich ständig ändernden Fahrsituationen im normalen Fahrbetrieb wurde bereits in Abschnitt 6.3 hingewiesen. Auch hierfür eignet sich die Kennfelddarstellung, da sie je nach Situation optimierte Zustände bereithält. Schließlich wird das komplexe Verhalten von Zugkraftgruppenschaltungen mit Hilfe der Kennfeldbeschreibung beherrschbar, wenn die in Abschnitt 6.5 beschriebenen Empfehlungen berücksichtigt werden.

## 7 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Gruppenschaltungsansteuerung von Nutzfahrzeuggetrieben. Gruppengetriebe, d.h. in Reihe geschaltete Getriebe, sind bei Nutzfahrzeugschaltgetrieben weit verbreitet. Es wird dann von Gruppenschaltungen gesprochen, wenn zwei in Reihe geschaltete Getriebe gleichzeitig die Übersetzung wechseln. Wird während der Schaltung die Last von der Getriebeeingangswelle genommen, handelt es sich um eine technisch beherrschbare Aufgabe. Bei Automatikgetrieben wird der Übersetzungswechsel aber mit anliegender Eingangslast ausgeführt. Die Automatikgetriebe zählen zur Kategorie der Lastschaltgetriebe. Bei Nutzfahrzeugautomatikgetrieben werden bisher Gruppenschaltungen vermieden, da die Ansteuerung der Kupplungen und Bremsen auch ohne Gruppenschaltung bereits anspruchsvoll ist. Die vorliegende Arbeit hat zum Ziel, den Gruppenwechsel unter dem Gesichtspunkt der Zugkraftschaltung beherrschbar zu machen.

Die Arbeit umfasst drei wesentliche Schwerpunkte. Hierzu zählt die Erstellung eines Getriebeprogramms für die Antriebsstrangstreckensimulation, die Optimierung der Übersetzungswechsel mit einem auf die Fragestellung angepassten Optimierungsprogramm und die Auslegungsempfehlungen für die Ansteuerung des Übersetzungswechsels in Automatikgetrieben.

Im Vorfeld der Arbeit wurde die in Frage kommende Simulationssoftware untersucht. Hierbei zeigte sich, dass keines der Produkte die notwendige Funktionalität ohne umfangreiche Erweiterungen zu Verfügung stellt. Aufgrund dessen wurde das Getriebeprogramm als Erweiterung an einer bestehenden Antriebsstrangsimulation implementiert.

Das Getriebeprogramm sieht die Modellierung beliebiger Planetensatzkoppelstrukturen auf modularer Basis vor. Für die Modellierung stehen unterschiedliche Basiselemente zur Verfügung. Durch die universellen Lösungsalgorithmen können beliebige Getriebe modelliert werden, obgleich der Schwerpunkt auf den Automatikgetrieben mit Stufenplaneten liegt. Für die Berechnung von Planetengetrieben in Leistungsteilung bestehen keine Einschränkungen. Zusätzlich gestattet das Getriebeprogramm die Abbildung des Übersetzungswechsels ohne

Einschränkung von Freiheitsgraden. Weiterhin wurde die Modellerstellung durch die Vorgaben der Basissimulation beeinflusst, aufgrund dessen ein neuartiger, für die vorliegende Situation angepasster Lösungsalgorithmus erarbeitet wurde. Die Validierung des Getriebeprogramms erfolgt im direkten Vergleich zwischen Messungen am realen Fahrzeug und den aus der Simulation erhaltenen Ergebnissen. Für die Validierung wurde das am Markt erhältliche DIWA.3E-Getriebe der Firma Voith Turbo Antriebstechnik verwendet, da von dem neu entwickelten NPU-Getriebe noch kein Prototyp für die Erprobung zur Verfügung stand.

Für die Optimierung des Übersetzungswechsels wurde ein eigenes Programm erstellt. Das Optimierungsprogramm berechnet selbständig unter Vorgabe von Kupplungsverläufen die sich daraus ergebenden Überdeckungsvarianten. Diese Überdeckungsvarianten werden dann mit Hilfe der Fahrsimulation gelöst. Die Fahrsimulation und somit auch das Getriebeprogramm werden hierfür in einem so genannten Batchmodus betrieben. Nach der Variantenberechnung folgt die automatisierte Bewertung der Rechenergebnisse. Für die Bewertung wurde ein aus der Regressionsrechnung entlehnter und für die Fragestellung angepasster Berechnungsalgorithmus verwendet. Dieser Algorithmus wird in der Statistik mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bezeichnet. Mit Hilfe des Optimierungsprogramms und dem modifizierten Bewertungsalgorithmus können Übersetzungswechsel unter Berücksichtigung mehrerer Ausgangsgrößen objektiv eingeschätzt werden.

Aus der großen Anzahl von Simulationsrechnungen wurden Auslegungsempfehlungen für die Steuerung des Übersetzungswechsels abgeleitet. Das zeitlich sehr empfindliche Verhalten von Gruppenschaltungen führt zu einem Lösungsansatz mit Kennfeldern. Durch das Vorhalten optimierter Überdeckungen, in Form von Kennfelder, konnten für unterschiedliche Schaltausgangsvoraussetzungen, Gruppenschaltungen auch unter dem Aspekt der Zugkraftschaltung beherrschbar gemacht werden.



## 8 Ausblick

Die Planetengetriebe bieten durch ihren zusätzlichen Freiheitsgrad konstruktive Freiheiten, die analytische Berechnungen kompliziert gestalten können. Planetengetriebe, die in einzelnen Gängen ihre Leistung verzweigen, müssen für diese Betriebspunkte getrennt betrachtet werden. Somit sind deren Zustände und deren Lösungsalgorithmen zeitlichen Veränderungen unterworfen. Dies gilt für den geschalteten Gang und vor allem für den Übersetzungswechsel. Beim Übersetzungswechsel kommt erschwerend hinzu, dass das Getriebesystem seinen Freiheitsgrad ändert. Mit dem hier erstellten Getriebeprogramm können solche Fragestellungen unter realitätsnahen Einsatzbedingungen untersucht werden. Die Auslegung der Gruppenschaltungsansteuerung ist ein Beispiel für die Anwendung des in dieser Arbeit erstellten Programms. Das Getriebeprogramm kann auf unterschiedlichen Gebieten der Getriebeentwicklung eingesetzt werden. Beispielsweise wurde der Bereich der Schaltprogramm- und Schaltstrategieauslegung ausgegrenzt, obgleich sich bei Getrieben mit immer mehr Gängen neue Anforderungen und Möglichkeiten ergeben. Darüber hinaus können Planetengetriebe bei entsprechender Modellierung als Standgetriebe betrieben werden. Das dynamische Verhalten von Standgetrieben ist mit dem von Stirnradgetrieben konventioneller Bauweise identisch. Hierdurch können beispielsweise auch die heute populären Doppelkupplungsgetriebe untersucht werden. In Kombination mit der Basissimulation und weiteren Produkten des Steinbeis-Transferzentrums in Ulm – Neue Technologien in der Verkehrstechnik – können Lebensdauerabschätzungen für die Getriebeelemente durchgeführt werden. Weiterhin sind Verbrauchs- und Emissionsanalysen möglich.

Das ebenfalls in dieser Arbeit erstellte Optimierungsprogramm leistet wertvolle Dienste bei der Berechnung und Bewertung von Übersetzungswechseln. Durch die automatisierte Berechnung der unterschiedlichen Übersetzungswechselvarianten konnten Bereiche entdeckt werden, die ein stabiles Schaltverhalten sicherstellen. Jedoch stellt das hier gewählte Lösungsprinzip der Variantenrechnung hohe Anforderungen an die Rechnerressourcen. Aus heutiger Sicht müsste ein sich selbst anpassender Algorithmus implementiert werden, der die Optimierungsberechnung beschleunigt und die Ergebnisse auf eine relevante Daten-

menge reduziert. Solche Optimierungsprogramme sind beispielsweise im Finite-Element-Bereich bereits käuflich zu erwerben.

## Literatur

- BALZERT00 Balzert, H.: Lehrbuch der Softwaretechnik, Heidelberg – Berlin, Spektrum Akademischer Verlag GmbH, 2. Auflage 2000, Band 1
- BARTASCH03 Bartsch, C.: Doppelkupplungsgetriebe – der Stand der Entwicklung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104, 2003, Nummer 2, Seite 122 – 126
- BINZ00 Binz, H: Vorlesungsskript Konstruktionslehre IV, Universität Stuttgart, Kapitel 21 Kupplungen Seite 21-31, 2000
- BINZ01 Binz, H: Vorlesungsskript Konstruktionslehre III, Universität Stuttgart, Kapitel 20 Antriebstechnik, 2001
- BÖGE80 Böge, A.: Die Mechanik der Planetengetriebe, Vieweg Verlag, 1980
- BOHL91 Bohl, W.: Technische Strömungslehre, Vogel Verlag, 9. Auflage 1991
- BOSSEL94 Bossel H.: Modellbildung und Simulation, Vieweg Verlag, 2. Auflage 1994
- BRONSTEIN01 Bronstein, I., Semendjajew, K.: Taschenbuch der Mathematik, Verlag Harri Deutsch, 2001
- DRESIG01 Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme, Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese, Springer Verlag Berlin, 2001
- DUBBEL97 Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer Verlag Berlin, 19. Auflage 1997
- DUSCHKE63 Duschke A.: Vorlesung über höhere Mathematik, Band 2, Springer Verlag Wien, 3. Auflage, 1963
- ENNULAT96 Ennulat, A.: Entwicklung eines Verfahrens zur objektiven Schaltruckbeurteilung von Automatikgetriebefahrzeugen, Diplomarbeit an der Fachhochschule Ulm, Fachbereich: Fahrzeugtechnik, 1996
- FLAIG98 Flaig, A., Kunz M., Schiberna P.: Belastungsermittlung mittels Fahrsimulation, Konstruktion 50, 1998, Heft 4, Seite 19 – 20
- FÖRSTER90 Förster, H., J.: Automatische Fahrzeuggetriebe, Springer Verlag Berlin, 1990
- FRIEDEMANN89 Friedemann, J.: Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation, Dissertationsschrift an der Universität Stuttgart, Fakultät für Konstruktions- und Fertigungstechnik, 1989
- GÜHRER85 Gührer, A.: Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen, Dissertationsschrift an der Universität Stuttgart, Fakultät für Fertigungstechnik, 1985
- HOEPKE00 Hoepke, E., Appel, W., Brähler, H., Esch, T., Gräfenstein,

- J.: Nutzfahrzeugtechnik, Vieweg Verlag, 2000
- JARCHOW92 Jarchow, F., Blumenthal, U.: Stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanische Lastschaltgetriebe in Personenkraftwagen, Konstruktion 44, 1992, Seite 85 – 92
- JELL93 Jell, T., von Reeken, A.: Objektorientiertes Programmieren mit C++, Carl Hanser Verlag München Wien, 2. Auflage, 1993
- JENTSCH69 Jentsch, W.: Digitale Simulation kontinuierlicher Systeme, München, Wien, R. Oldenburg Verlag, 1969
- JOHANNSEN97 Johannsen, G.: Vorlesungsunterlagen Systemtechnik 2, Universität Gh Kassel, 1997, Seite 4
- JOSUTTIS97 Josuttis, N.: Objektorientiertes Programmieren in C++, Addison-Wesley Verlag Bonn Paris, 5. unveränderte Auflage 1997
- KESSLER00 Kessler, F., Gebert, J.: Testautomatisierung und Antriebsstrangmodellierung an HIL-Steuergeräteprüfständen in der BMW Getriebeentwicklung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102, 2000, Nummer 5, Seite 312 – 323
- KISCHKAT99 Kischkat R.: Parameteroptimierung einer Steuerung für Automatikgetriebe in Kraftfahrzeugen, Dissertationsschrift an der Universität Stuttgart, Fakultät für Konstruktions- und Fertigungstechnik, 1999
- KLEY99 Kley, M.: Theoretische und simulative Untersuchungen zur Gruppenschaltung an einem neuartigen 6 Gang Wandlerautomatgetriebe (V18 Getriebe), Diplomarbeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau, Universität Stuttgart, 1999, unveröffentlicht
- KORTÜM94 Kortüm, W., Lugner, P.: Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen, Springer Verlag Berlin, 1994
- KRAFT72 Kraft, K.: Zugkraftschaltung in automatischen Fahrzeuggetrieben, Dissertationsschrift an der Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, 1972
- KÜCÜKAY90 Küçükay, F.: Rechnerunterstützte Getriebedimensionierung mit repräsentativen Lastkollektiven, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 92, 1990, Nummer 6, Seite 328 – 333
- LAF096 Lafore, R.: Objektorientierte Programmierung in Turbo C++, te-wi-Verlag München, 6. Auflage, 1996
- LASCHET88 Laschet, A.: Simulation von Antriebssträngen, Springer Verlag Berlin, 1988
- LECHNER94 Lechner, G., Naunheimer H.: Fahrzeuggetriebe, Springer Verlag Berlin, 1994
- LOOMAN95 Looman, J.: Zahnradgetriebe, Springer Verlag Berlin, 3. Auflage 1995
- MCCLELLAND84 McClelland, W.: Integriertes CAE vom Konzeptentwurf zur Simulation, CAE-Journal, 1984, Nummer 1, Seite 22-26
- MÜLLER71 Müller, H., W.: Die Umlaufgetriebe, Konstruktionsbücher

- Band 28, Springer Verlag Berlin, 1971
- NITESCU85 Nitescu, G.: Viergangplanetengetriebe für Personenkraftwagen mit dem hydrodynamischen Drehmomentwandler in Leistungsverzweigung, Automobil-Industrie 5, Kraftübertragung, 1985, Seite 597 – 602
- NITESCU87 Nitescu, G.: Stufenlos verstellbare mechanische Leistungsverzweigungsgetriebe für Kraftfahrzeuge, Konstruktion 39, 1987, Heft 4, Seite 139 – 145
- OTTER97 Otter, M., Schlegel, C.: Echtzeitsimulation der Schaltkupplungen automatischer Getriebe, VDI-Tagung, Kupplungen in Antriebssystemen, Fulda, 3.-4. März 1997
- PAHL93 Pahl, G., Beitz, W.: Konstruktionslehre, Springer Verlag Berlin, 3. Auflage, 1993
- PICKARD81 Pickard, J.: Planetengetriebe in der Praxis, Auslegung, Konstruktion, Fertigung, Anwendung, Betriebserfahrungen, Expert Verlag, Kontakt & Studium Band 30, 1981
- REINISCH01 Reinisch, H., Heckmann, R.: Neue modulare Antriebs- und Getriebeprüftechnik, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, 2001, Nummer 7/8, Seite 614 – 626
- SCHLEGEL01 Schlegel, C.: Simulation von Automatikgetrieben, Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik, Fachbuchreihe, Haus der Technik, Expert Verlag, Band 6, 2001
- SCHREIBER01 Schreiber, U., Schindler, J.: Simulation kompletter Kfz-Antriebsstränge, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, 2001, Nummer 6, Seite 532 – 538
- SCIUTO01 Sciuto, M., Hellmund, R.: „Road to Rig“ – Simulationskonzept an Powertrain-Prüfständen in der Getriebeerprobung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, 2001, Nummer 4, Seite 298 – 306
- SEDGEWICK99 Sedgewick, R.: Algorithmen in C++, Addison Wesley, 5. Auflage, 1999
- SEICHTER00 Seichter, R., Dennin, D.: Rechnerunterstützte Schaltdiagrammauslegung in der Automatikgetriebeentwicklung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102, 2000, Nummer 12, Seite 1036 – 1041
- SPÖRL96 Spörl, T.: Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe, Dissertationsschrift an der Universität Stuttgart, Fakultät für Konstruktions- und Fertigungstechnik, 1996
- STÖCKER93 Stöcker, H.: Taschenbuch mathematischer Formeln und moderner Verfahren, Verlag Harri Deutsch, 2. Auflage, 1993
- TALKE81 Talke, K.: Berechnung von Umlaufgetrieben, Antriebstechnik 20, 1981, Nummer 1-2, Seite 20 – 22
- VDI2221\_93 VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, Düsseldorf,

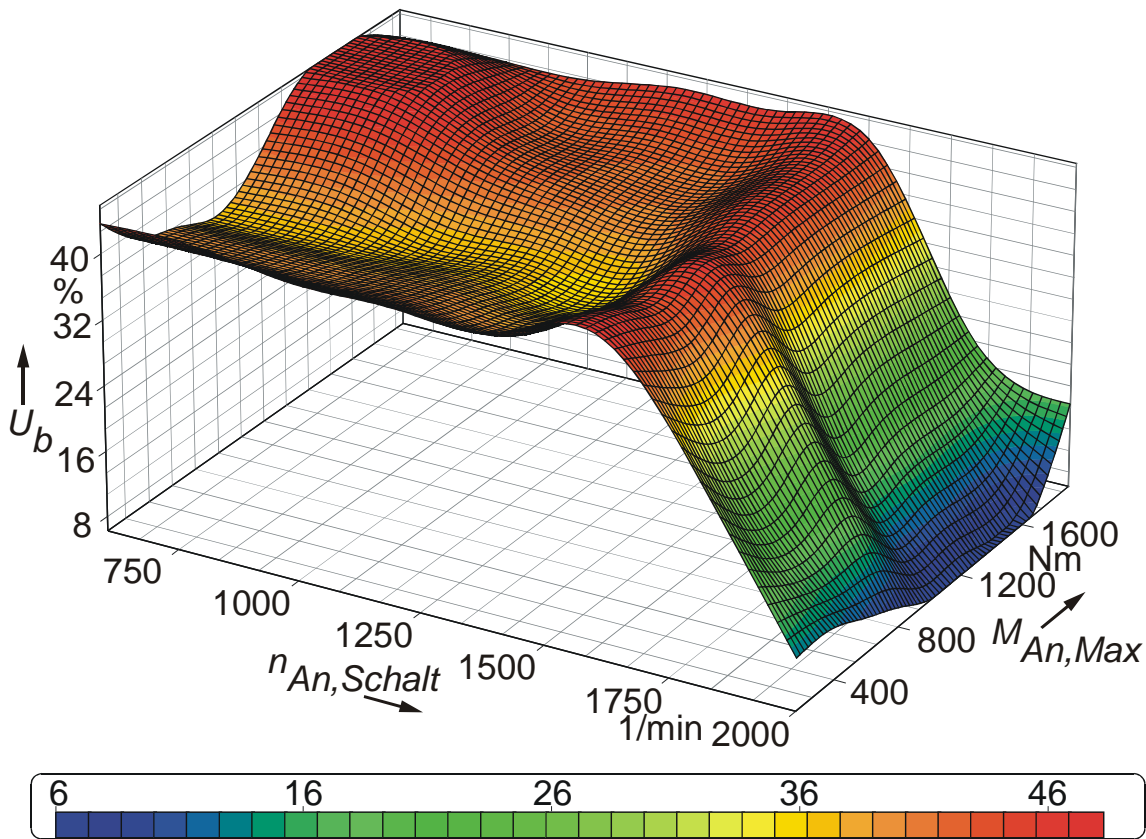
- VDI-Verlag, 1993
- VOITH02 Voith Turbo Antriebstechnik: Technisches Handbuch, DIWA.3E-Getriebe, 2002, Seite 16
- VOITH87 Voith: Hydrodynamik in der Antriebstechnik, Vereinigte Fachverlage Mainz, 1987
- VOLMER90 Volmer J.: Getriebetechnik, Umlaufrädergetriebe, Verlag Technik Berlin, 4. Auflage, 1990
- WALLENTOWITZ97 Wallentowitz, H.: Der Stellenwert der Berechnung in Industrie sowie Lehre und Forschung, VDI Berichte Nummer 1283, 1997, Seite 17 - 46
- WILLERT98 Willert, J, Kücks, W., Adler, M.: Rechnerische Systemauslegung von Kupplung und Betätigung im Kfz-Antriebsstrang, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, 1998, Nummer 2, Seite 114 – 122
- WILLMERDING92 Willmerding, G.: Ein Simulationsmodell für den Antriebsstrang, Teil 2. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Heft 6, 1992
- WILLMERDING95 Willmerding, G., Trübswasser, F., Häckh. J.: A simulation system to predict fuel consumption and emissions considering the traffic flow. 5. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1995, Tagungsband
- WILLMERDING99\_1 Willmerding, G.: winEVA-Handbuch, 1999
- WILLMERDING99\_2 Willmerding, Dietzel, Körner: Rechnergestützte Entwicklung von Schaltprogrammen für Automatikgetriebe, 3. Stuttgarter Symposium Kraftfahrzeugwesen und Verbrennungsmotoren 1999, Seite 843 – 856
- WINKELMANN85 Winkelmann, S., Harmuth, H.: Schaltbare Reibkupplungen, Konstruktionsbücher Band 34, Springer Verlag Berlin, 1985
- WOLF58 Wolf, A.: Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe, Friedr. Vieweg & Sohn Braunschweig, 2. Auflage, 1958
- WOLF84 Wolf, W.: Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben, Dissertationsschrift an der Universität Stuttgart, Fakultät für Fertigungstechnik, 1984
- XINGYUAN93 Xingyuan L.: Systematische Synthese mehrgängiger Planetengetriebe, Dissertationsschrift an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, 1993

## Anhang

Die Schaltkennfelder wurden mit Hilfe des Getriebeprogramms simuliert und optimiert. Bei den Kennfeldern sind Bereiche zu sehen, welche die Überdeckung Null aufweisen. Hierbei handelt es sich um Fahrzustände, die das betrachtete Fahrzeug nicht mehr erreicht. Die Nullüberdeckung bedeutet somit, dass dieser Gang nicht mehr geschaltet werden kann.

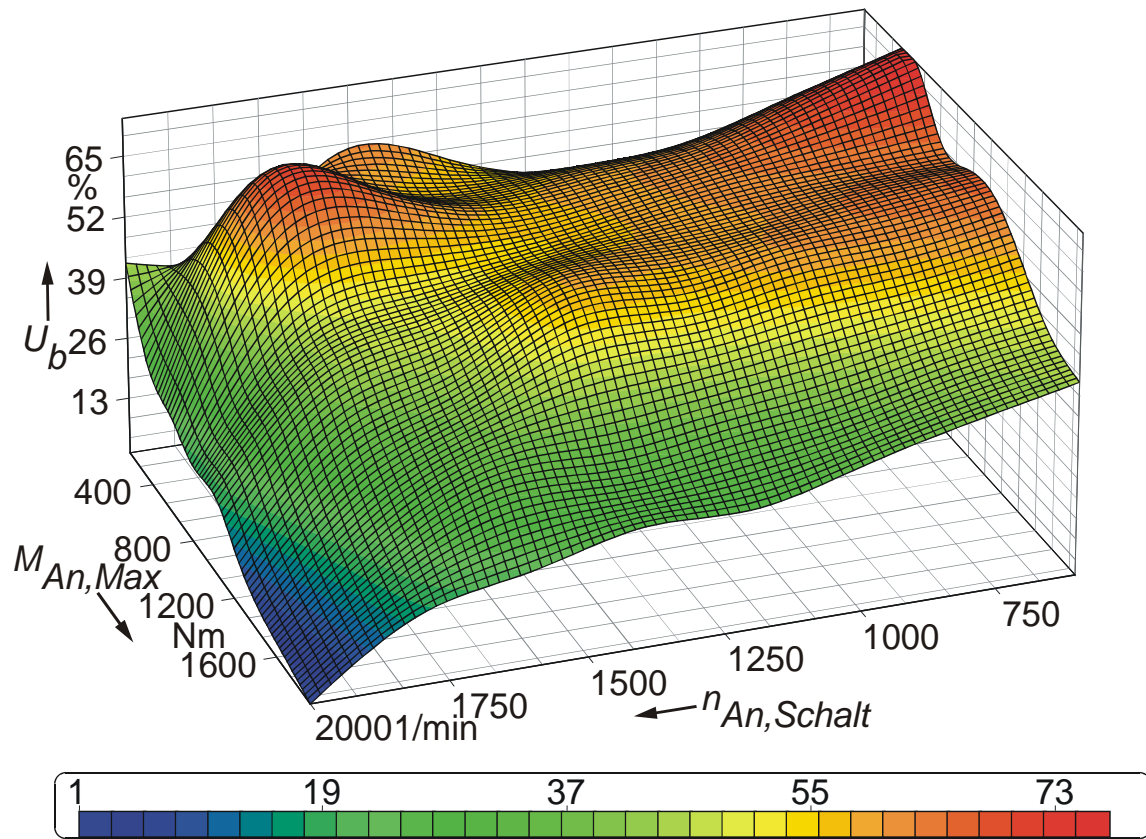
Darüber hinaus ist bei allen Darstellungen die Überdeckung  $U_b$  über dem maximal anliegenden Moment  $M_{An, Max}$  und der Getriebeeingangsdrehzahl zum Schaltbeginn  $n_{An, Schalt}$  aufgetragen.

### A.1 Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 14 t Fahrzeugmasse in der Ebene

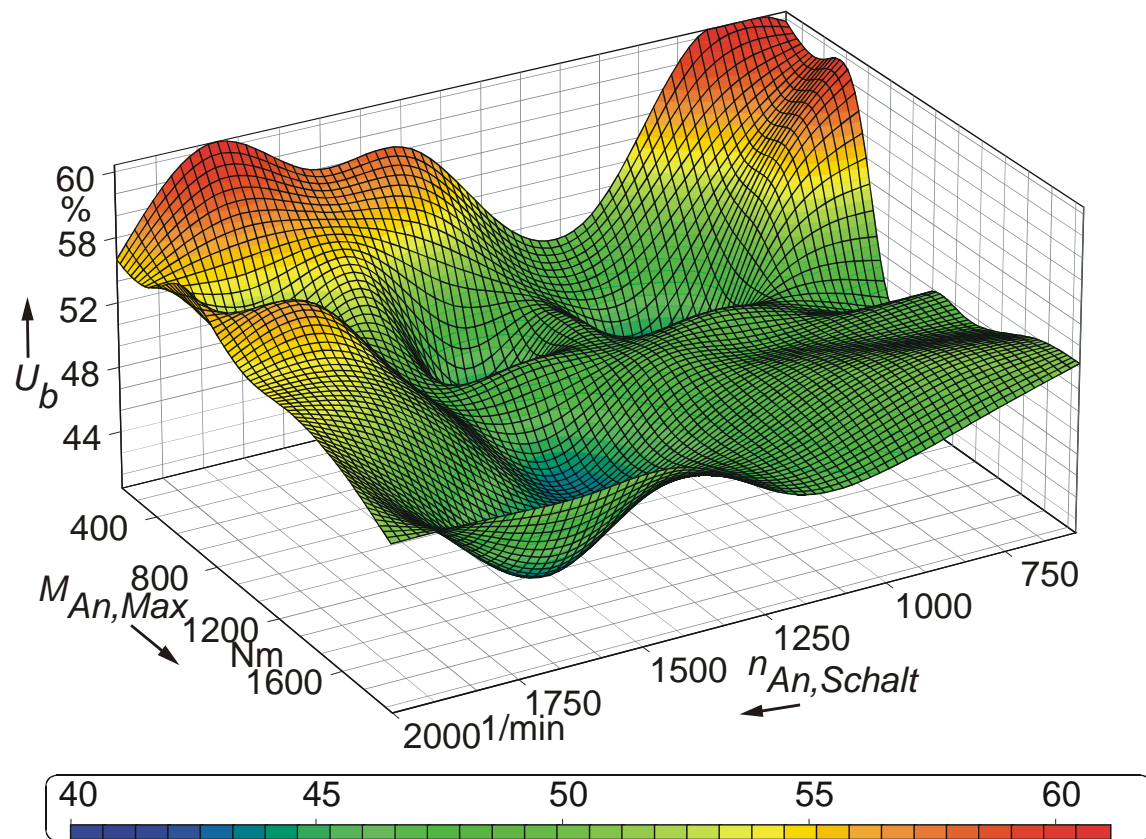


**Bild A.1.1:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 1-2





**Bild A.1.2:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 1. Gruppe



**Bild A.1.3:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 2. Gruppe

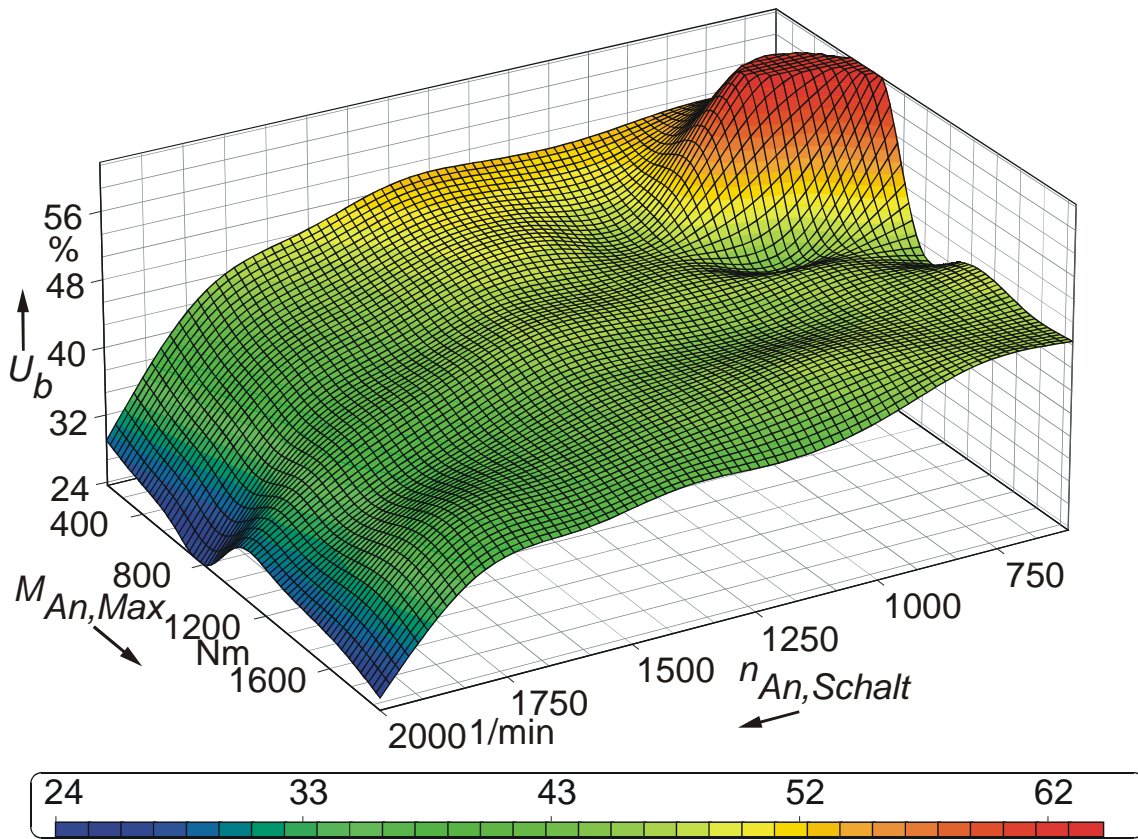


Bild A.1.4: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 3-4

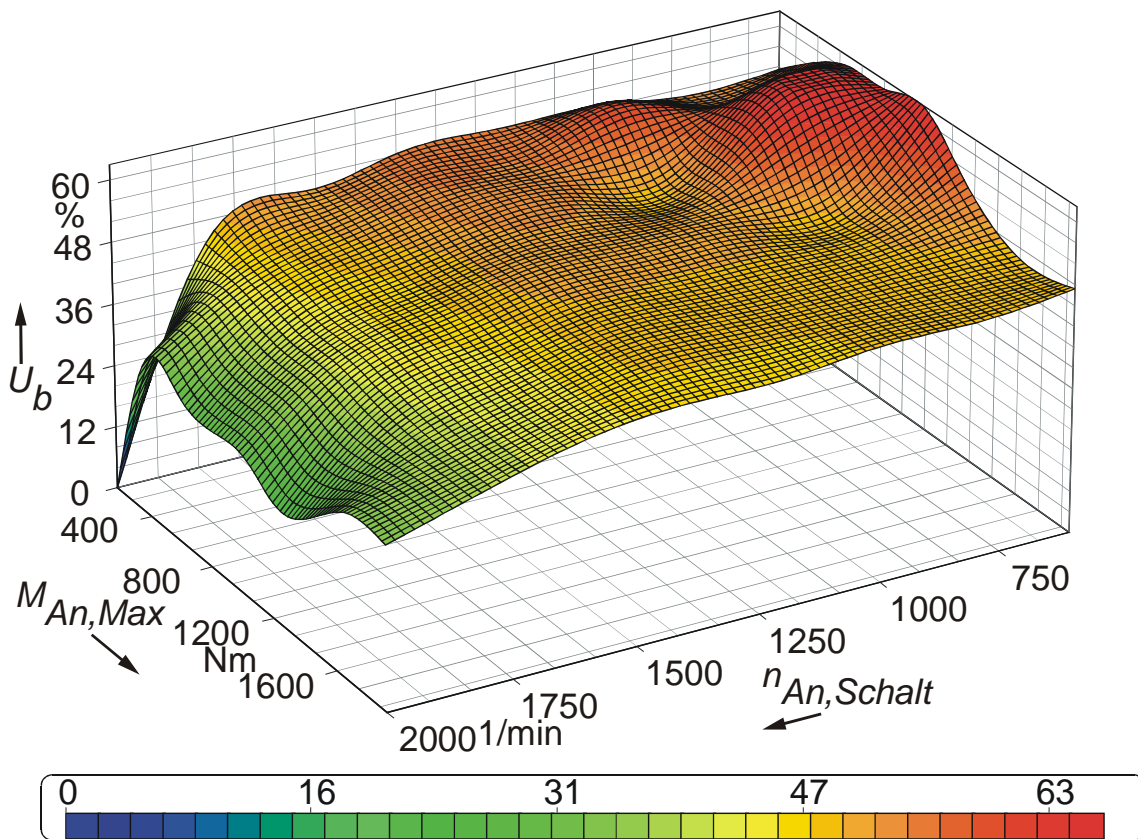
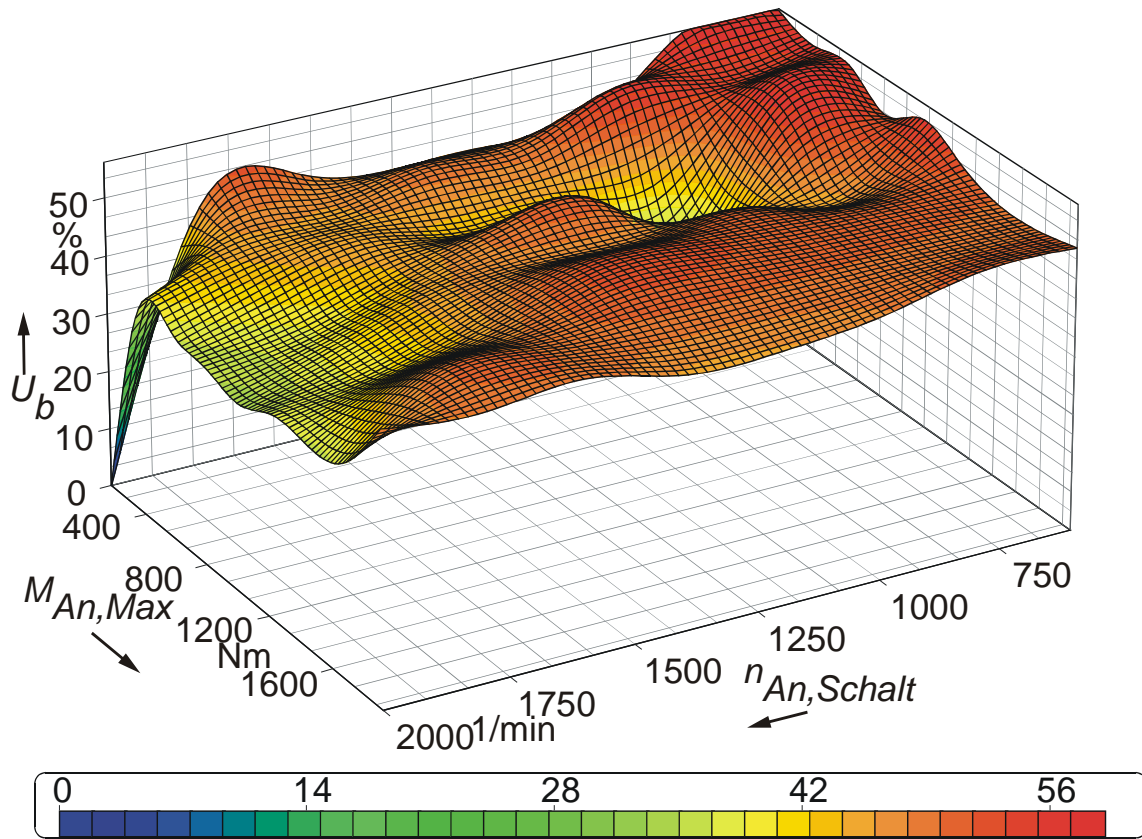
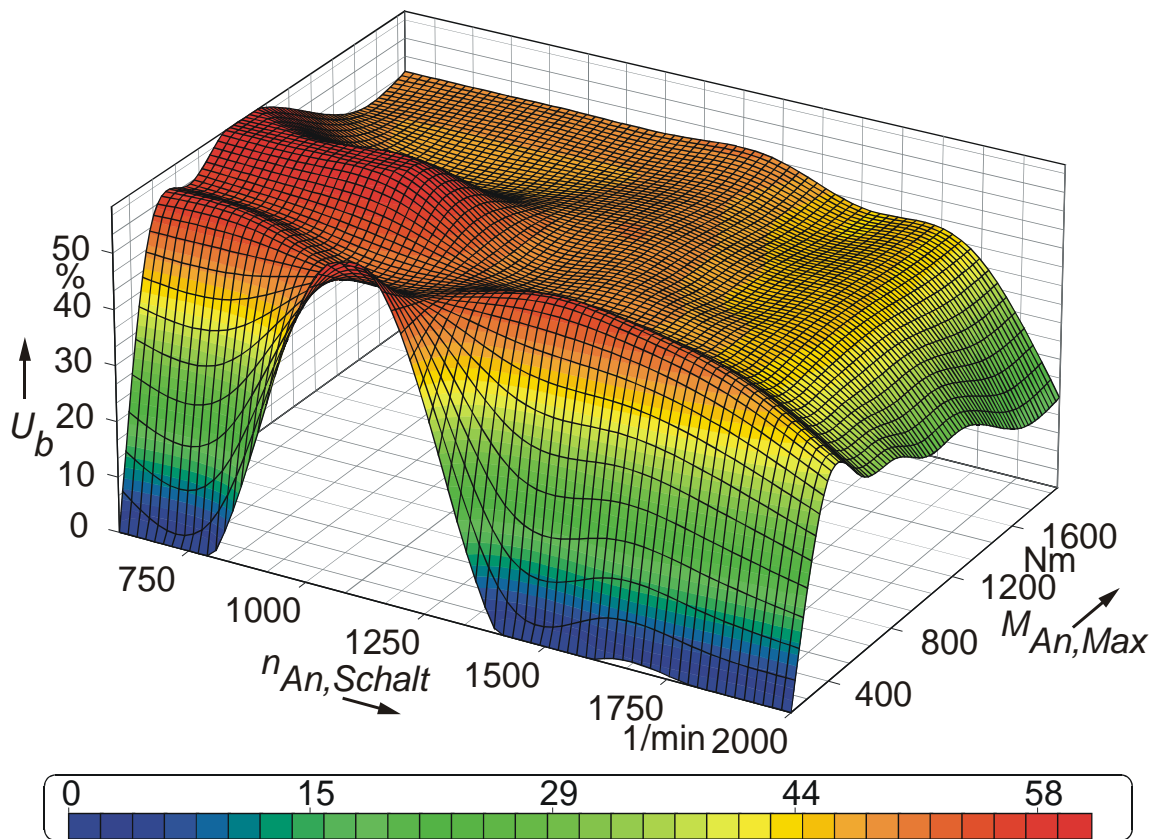


Bild A.1.5: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-5 der 1. Gruppe



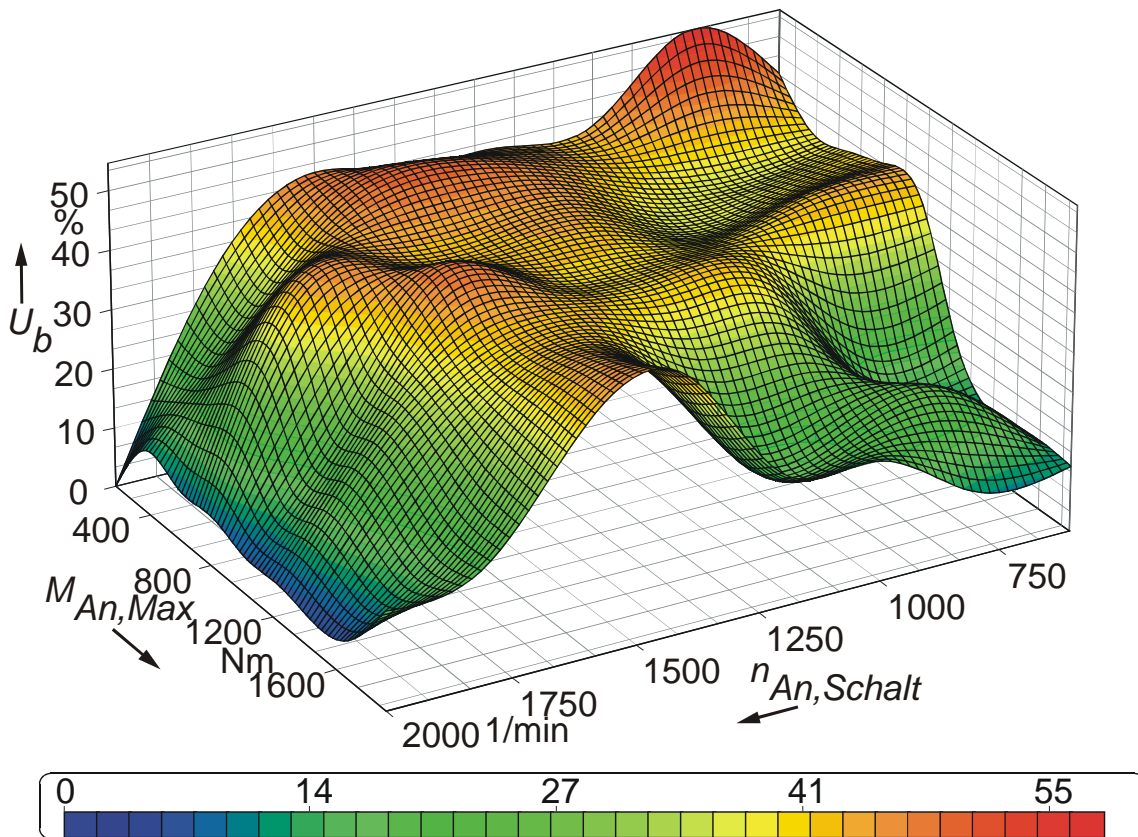


**Bild A.1.6:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-5 der 2. Gruppe

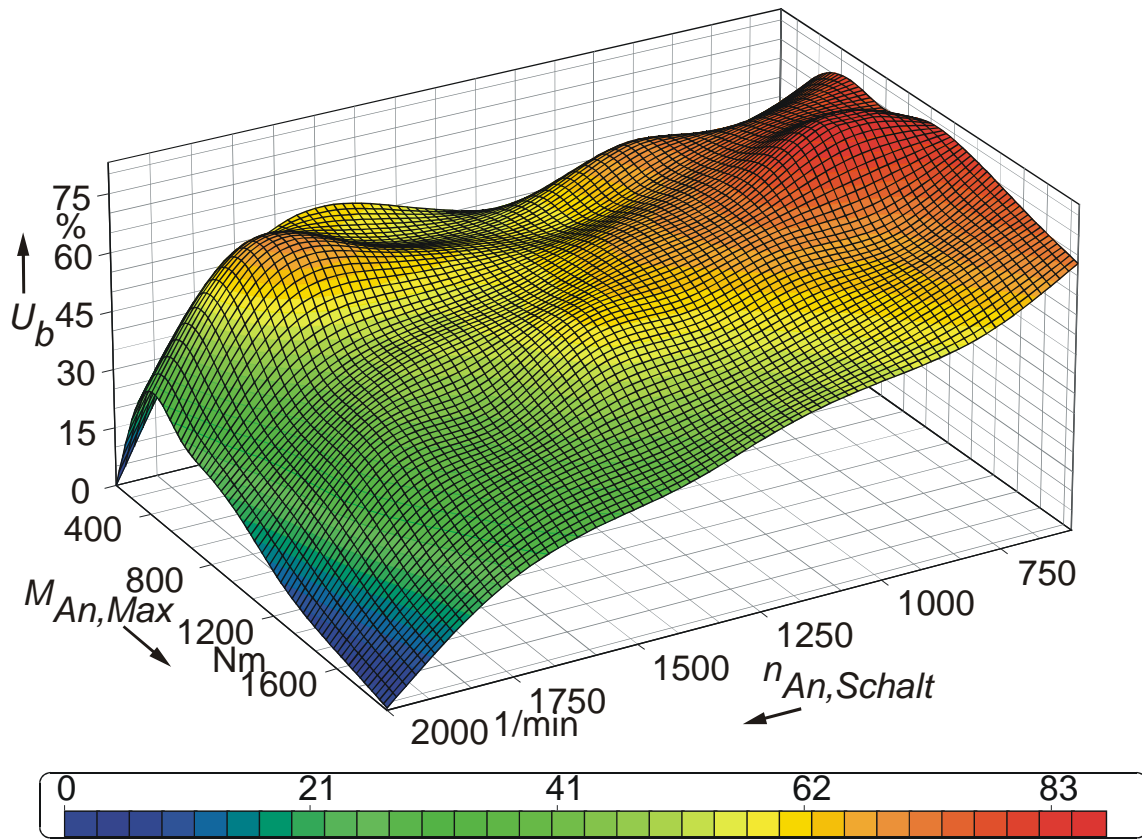


**Bild A.1.7:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 5-6

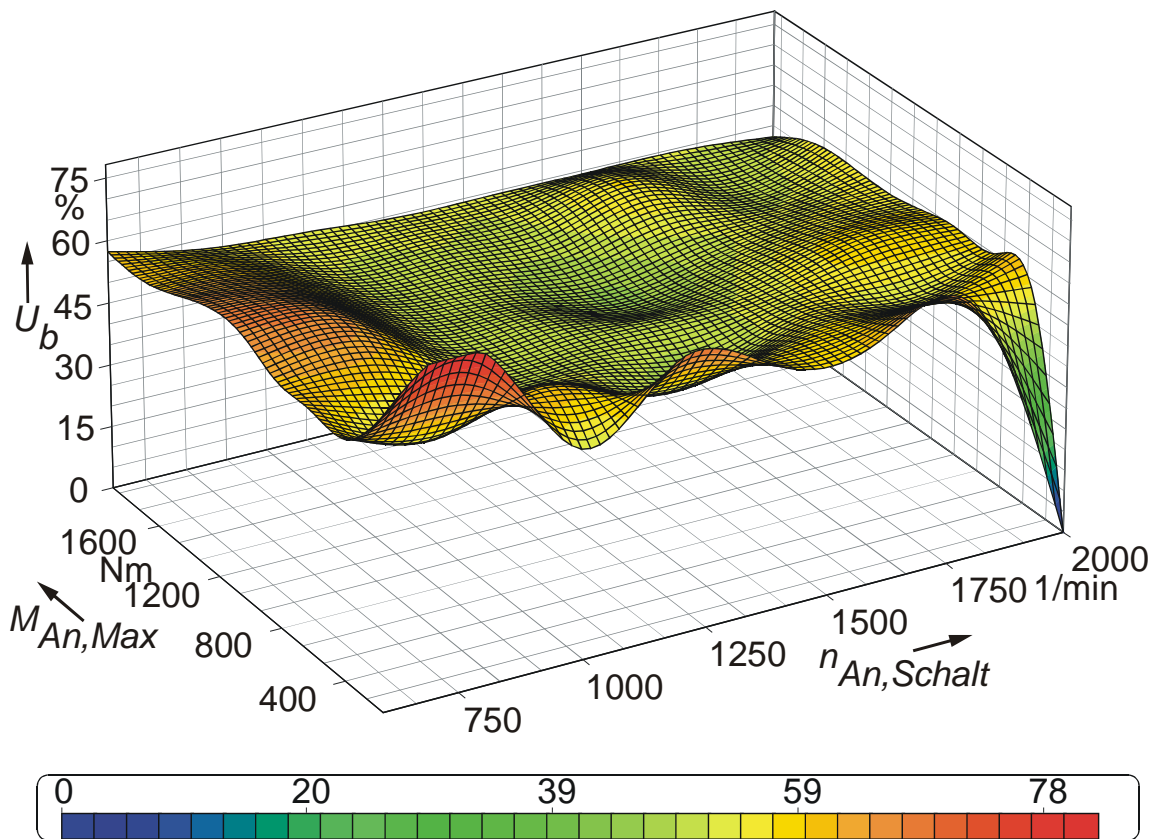
## A.2 Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 28 t Fahrzeugmasse in der Ebene



**Bild A.2.1:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 1-2



**Bild A.2.2:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 1. Gruppe



**Bild A.2.3:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 2. Gruppe



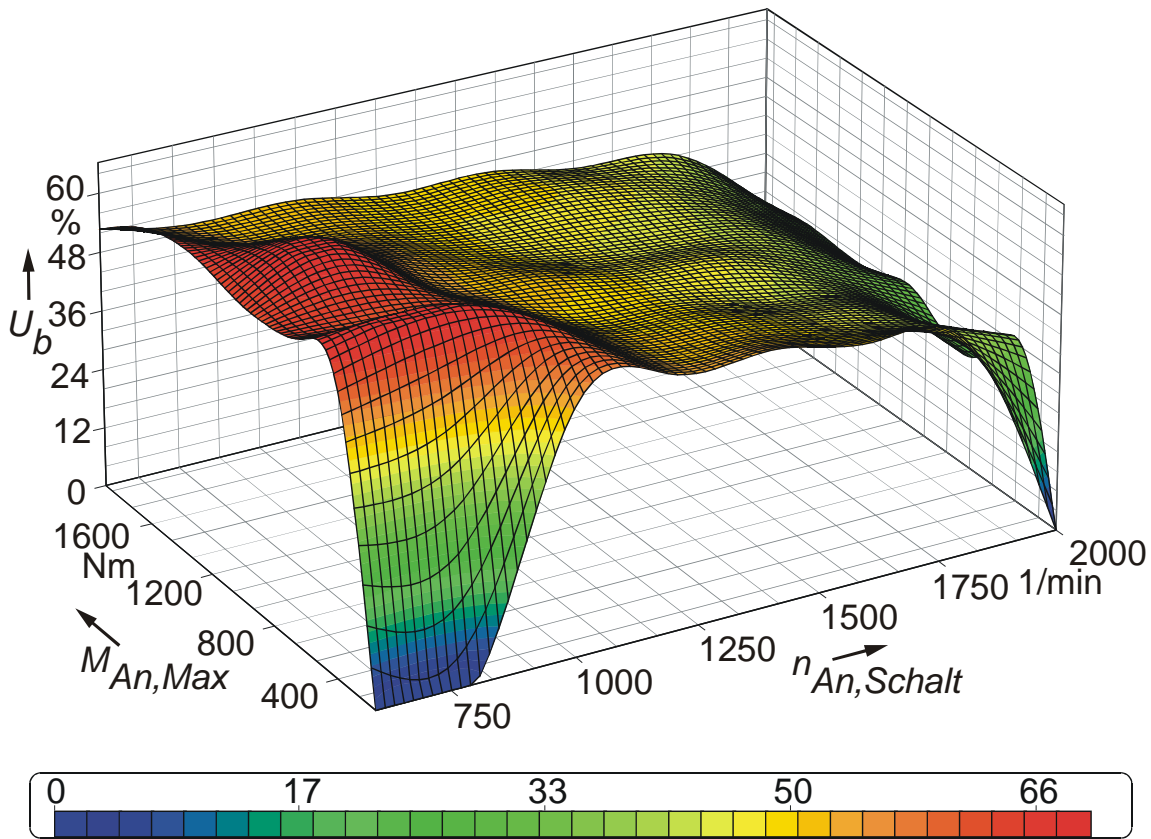


Bild A.2.4: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 3-4

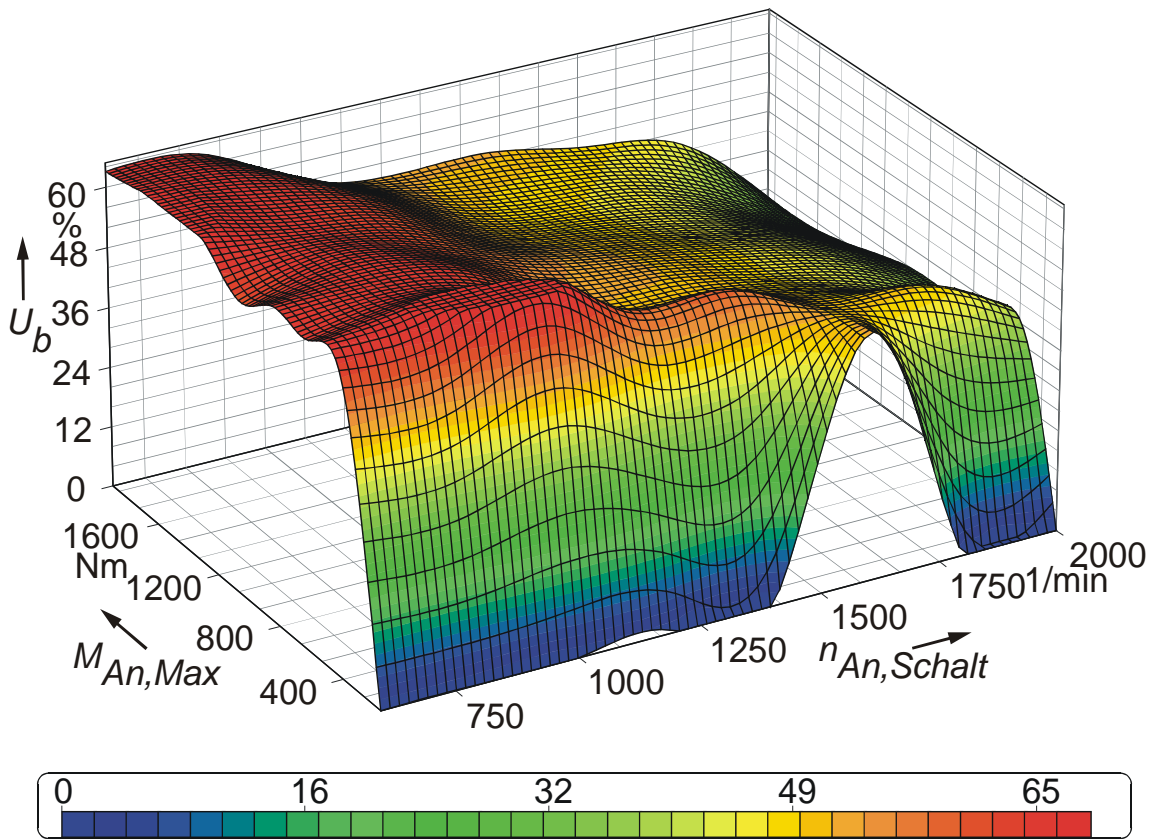
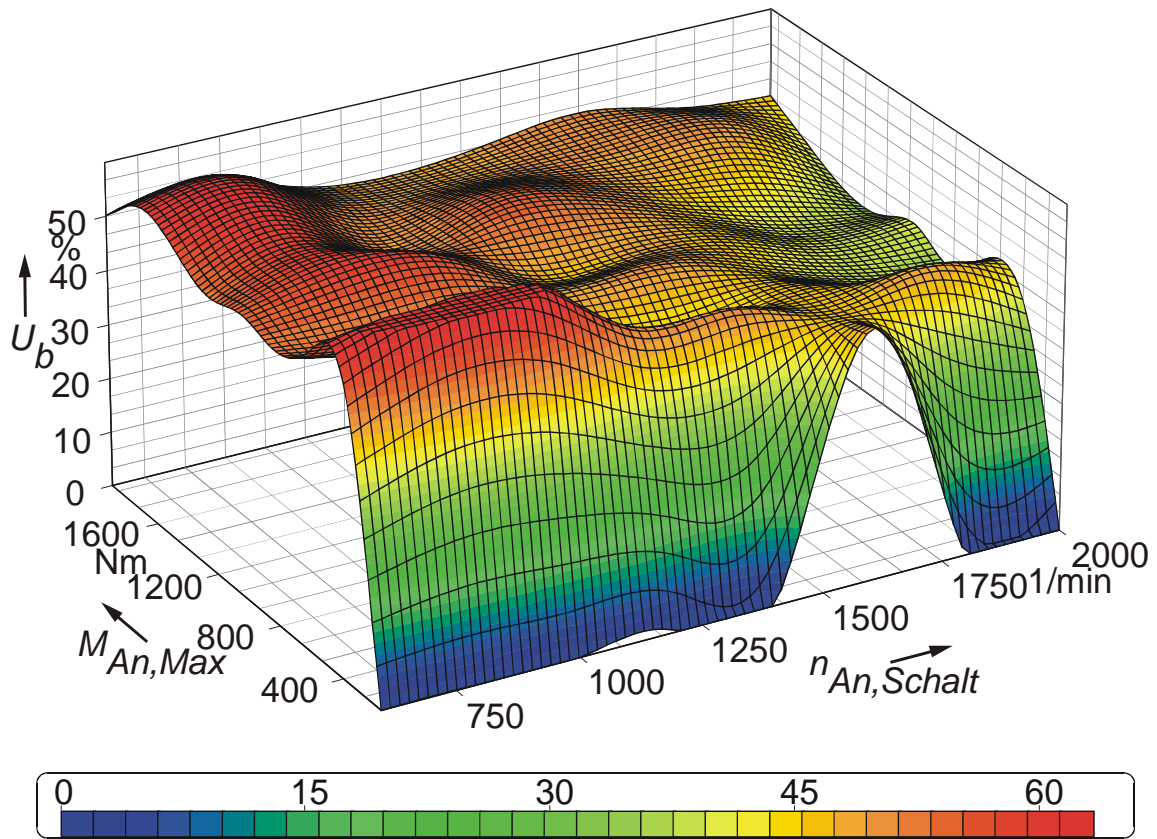
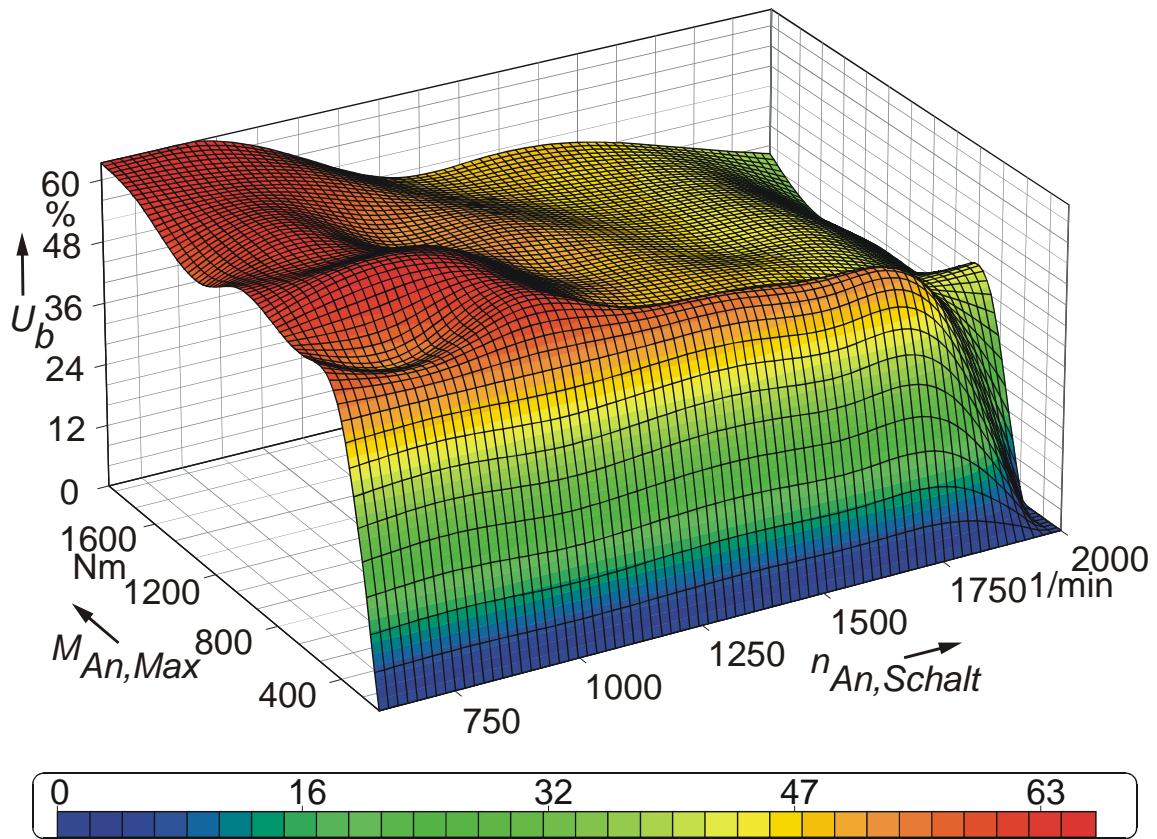


Bild A.2.5: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-5 der 1. Gruppe

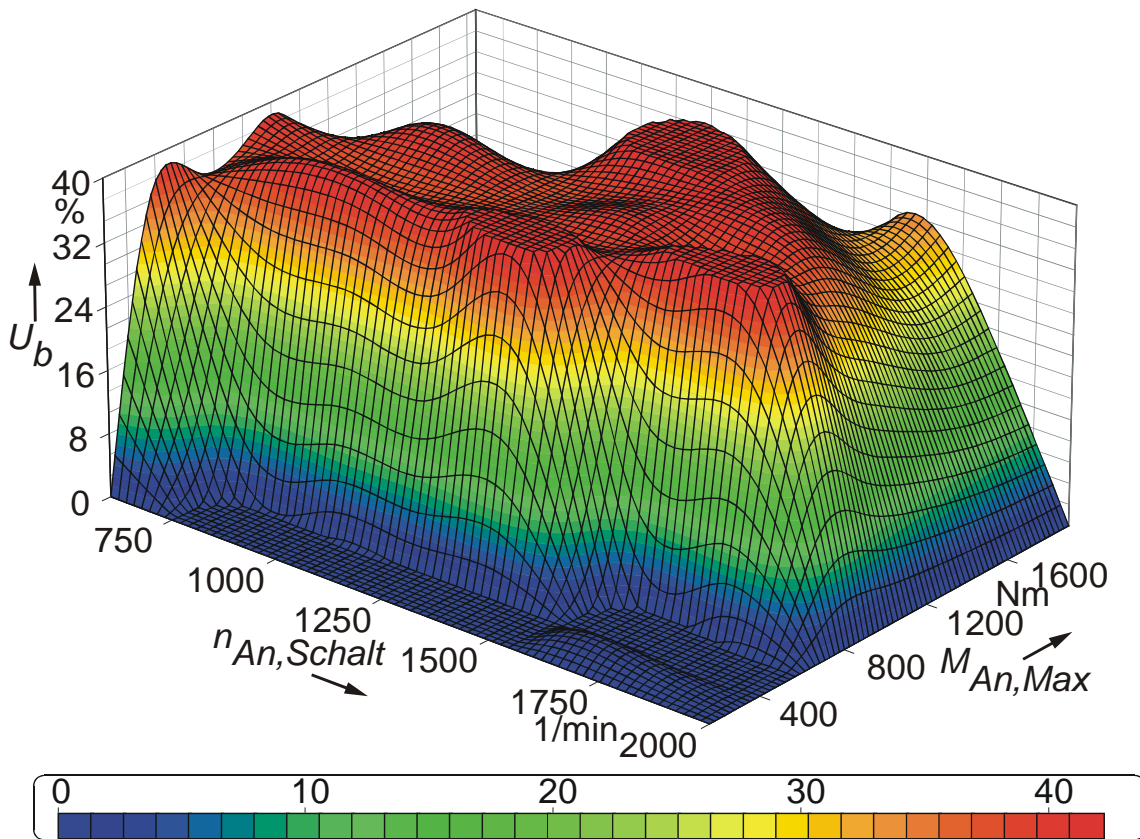


**Bild A.2.6:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-5 der 2. Gruppe



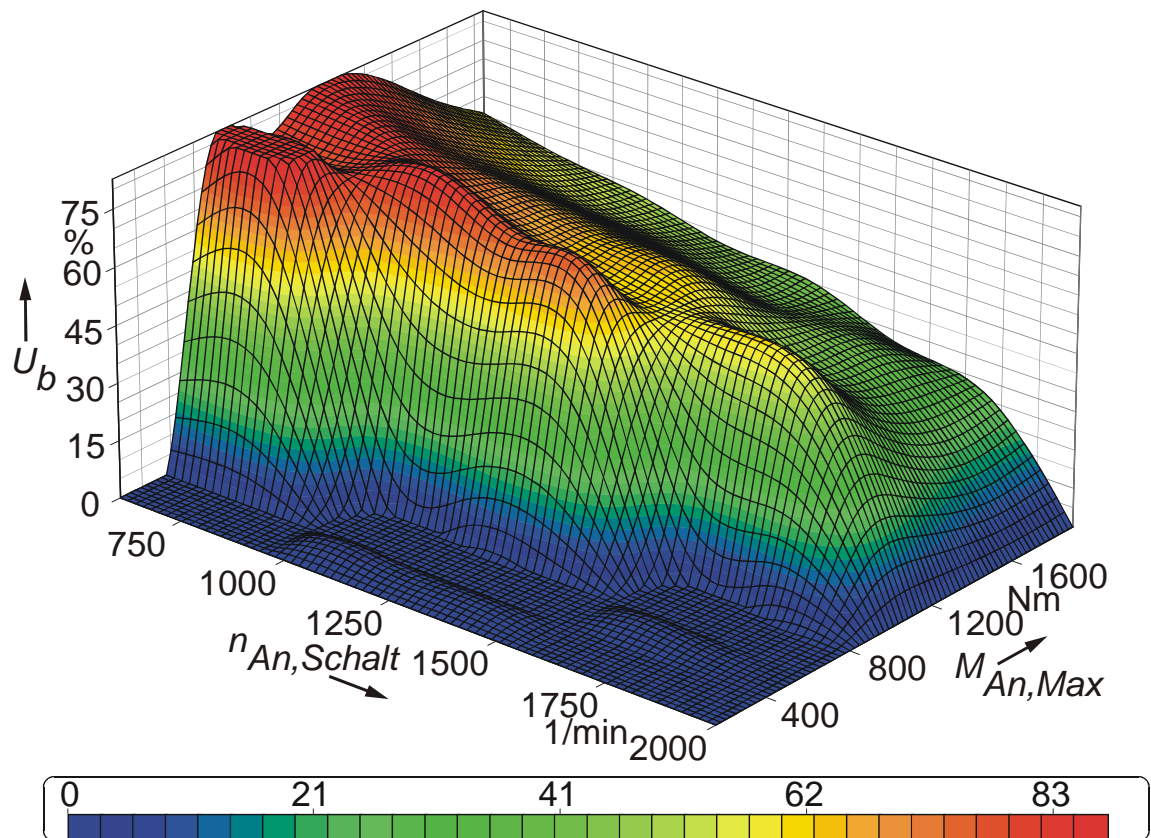
**Bild A.2.7:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 5-6

### A.3 Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 14 t Fahrzeugmasse in 10% Steigung

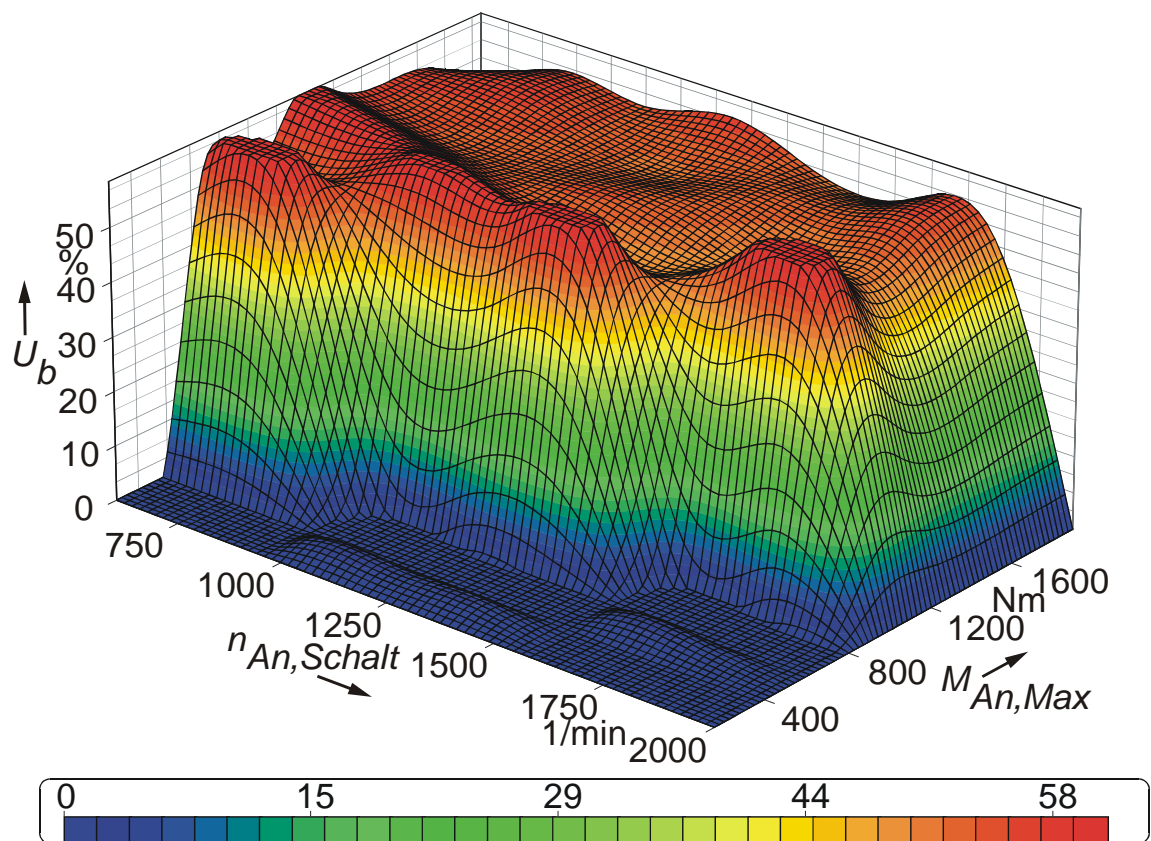


**Bild A.3.1:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 1-2





**Bild A.3.2:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 1. Gruppe



**Bild A.3.3:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 2. Gruppe

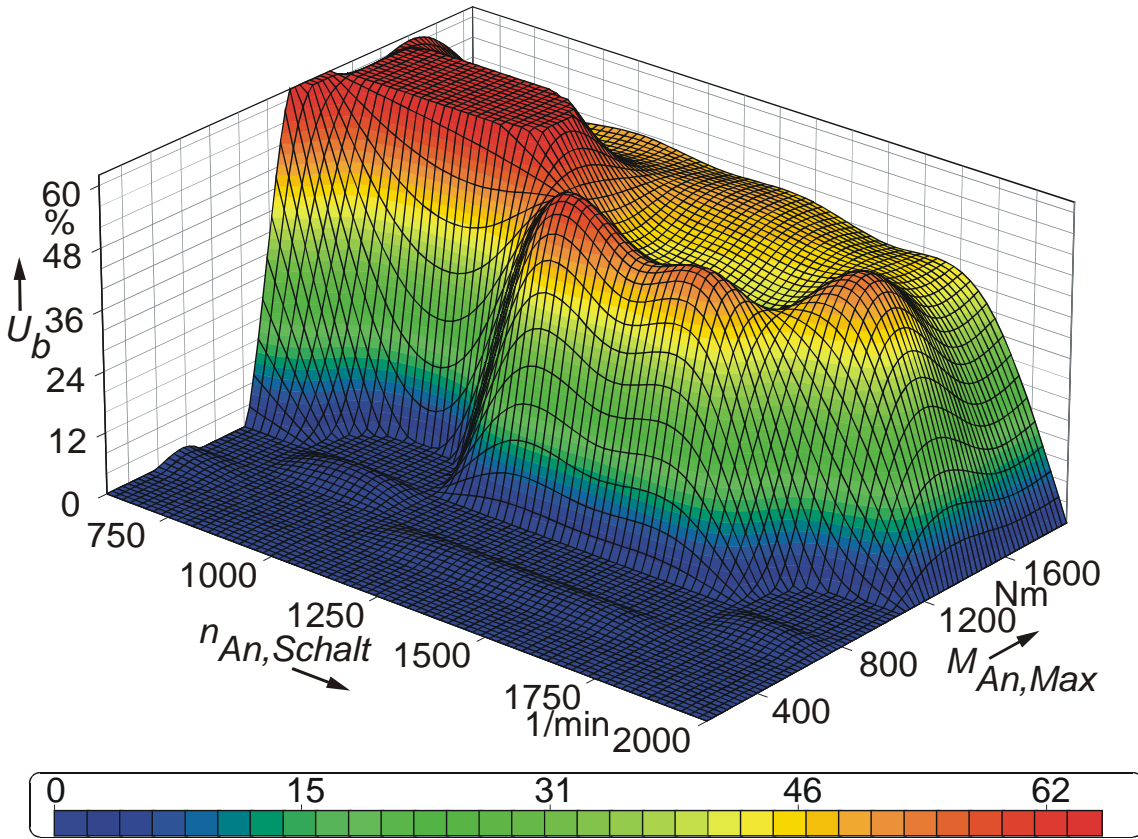


Bild A.3.4: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 3-4

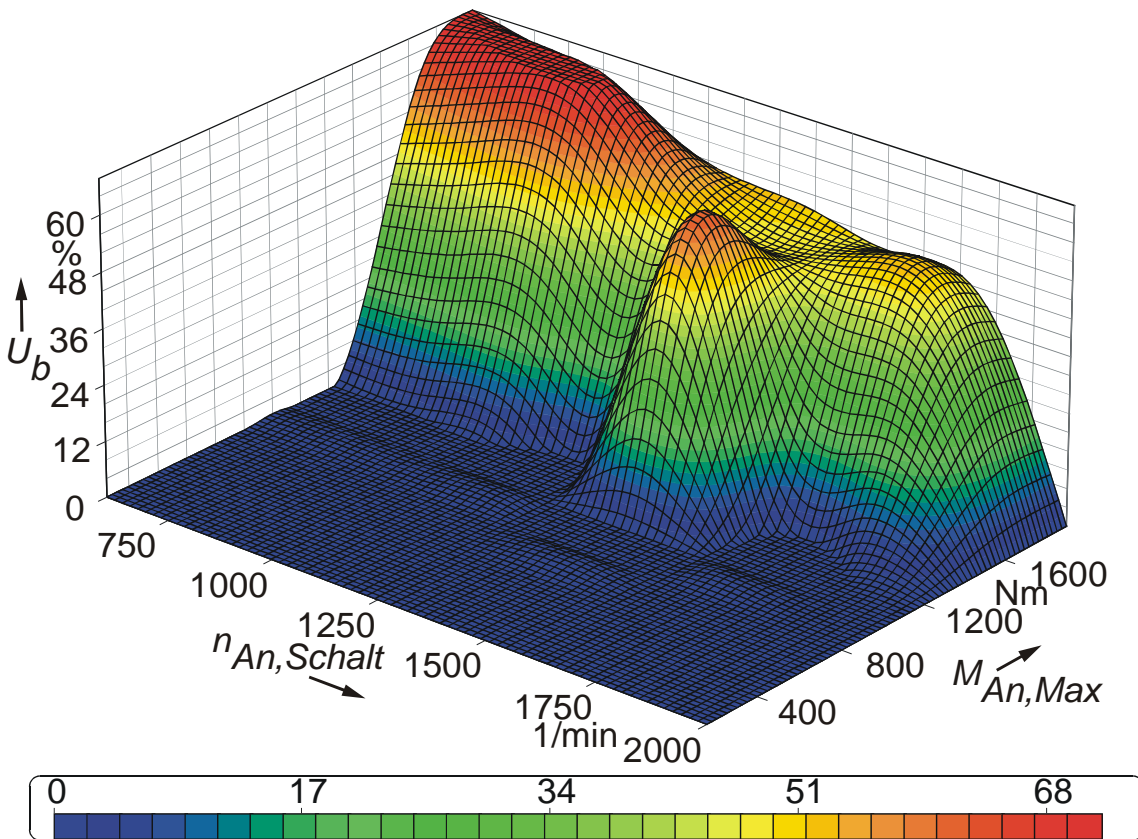


Bild A.3.5: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-5 der 1. Gruppe



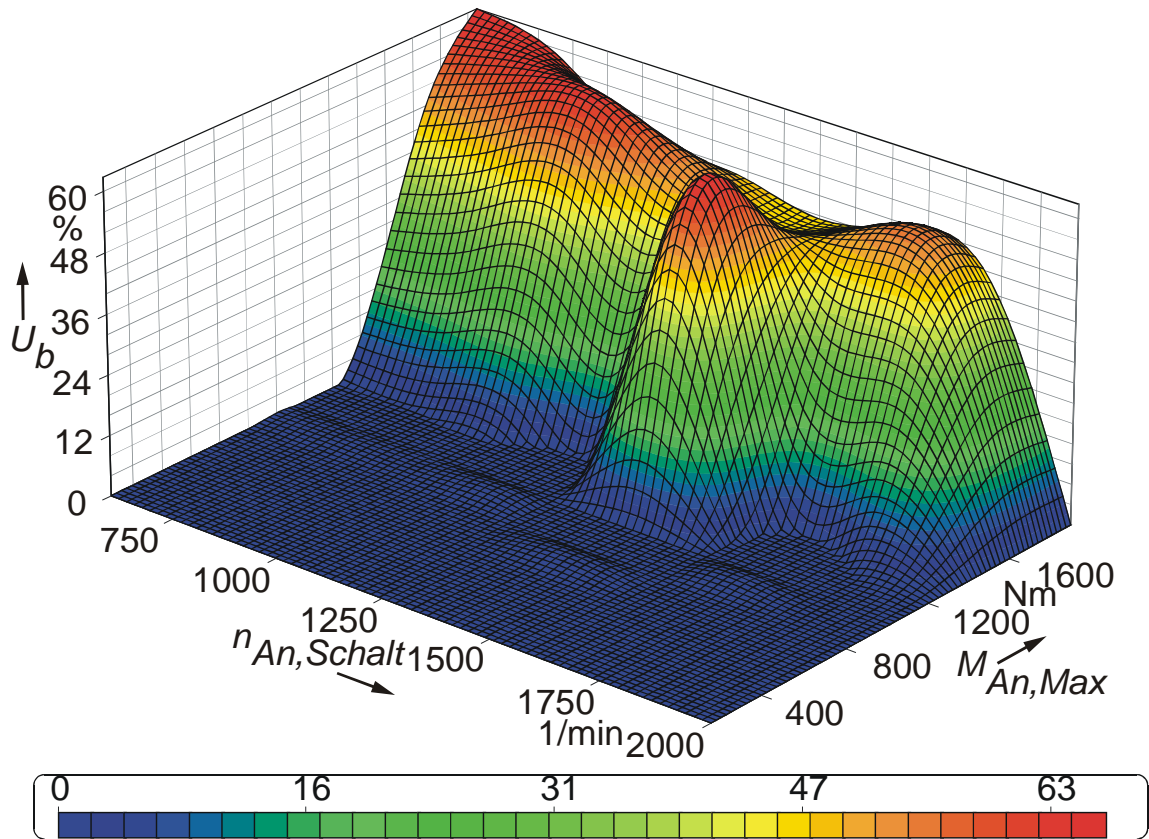


Bild A.3.6: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-5 der 2. Gruppe

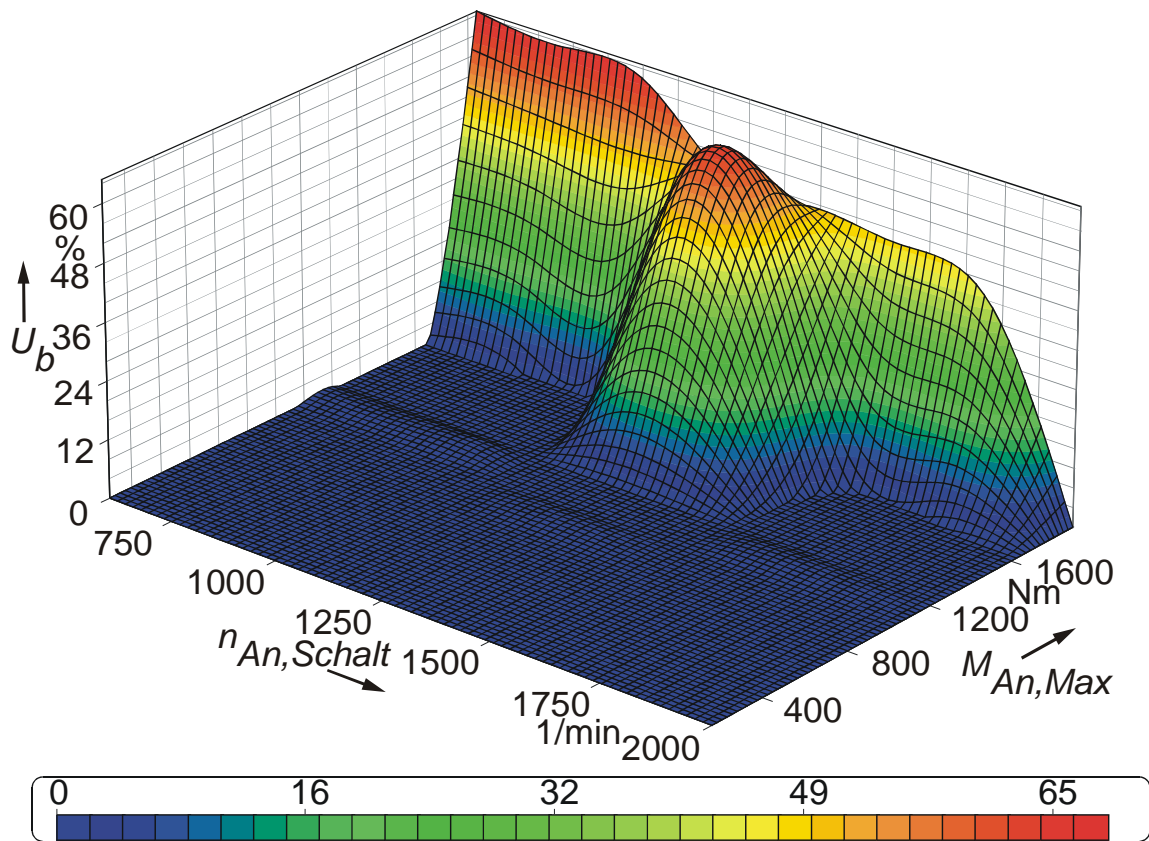
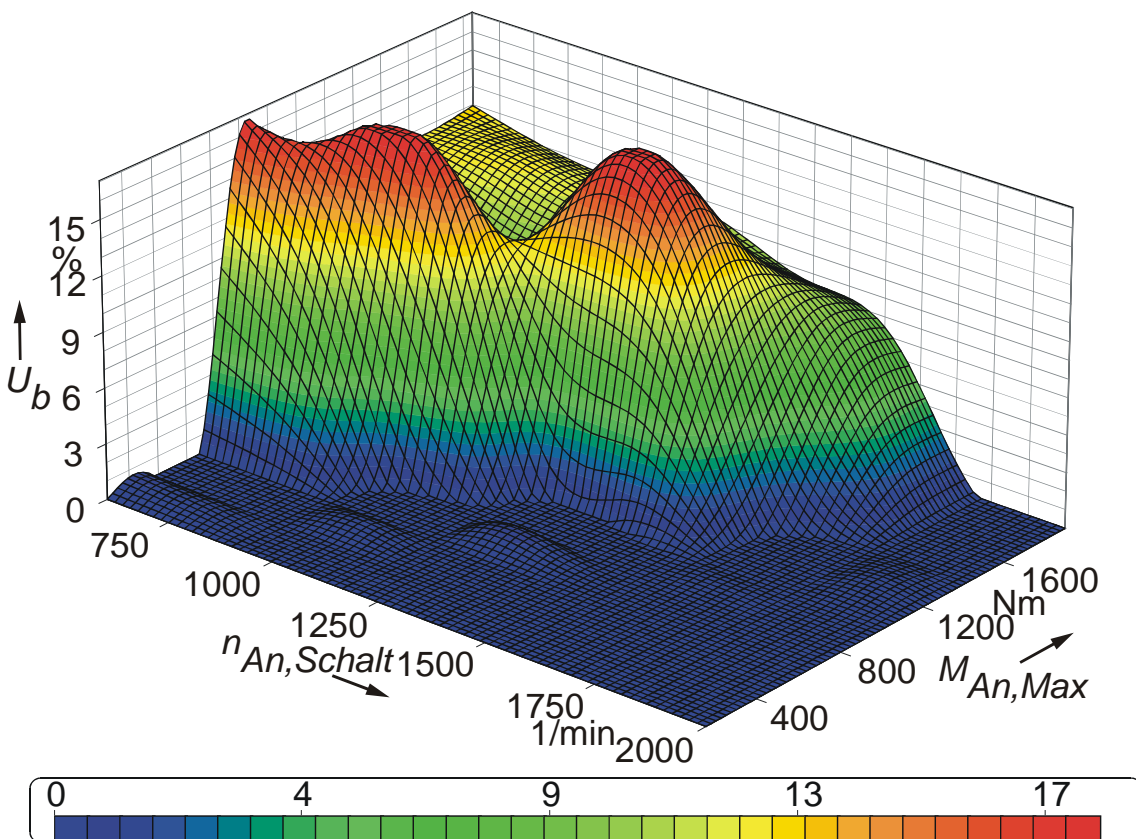


Bild A.3.7: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 5-6

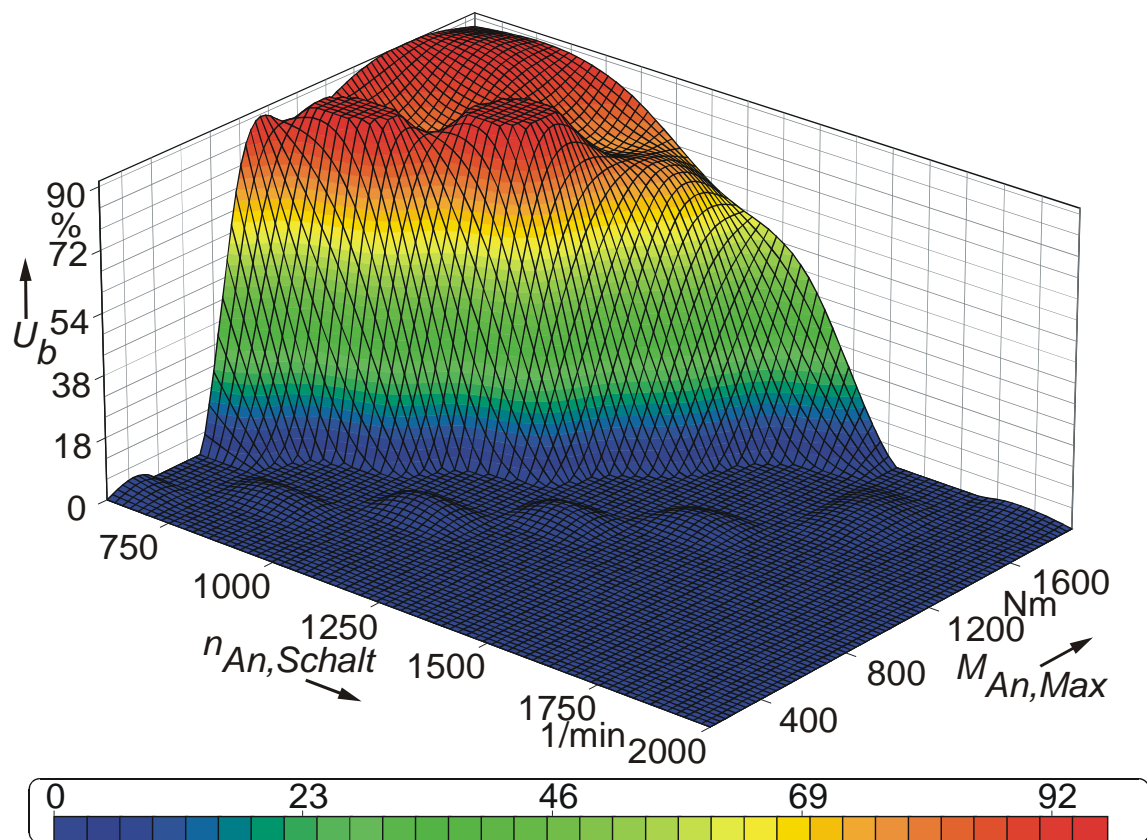
### A.4 Schaltkennfelder für Zug-Hoch-Schaltung mit 28 t Fahrzeugmasse in 10% Steigung

Aufgrund der großen Fahrzeugmasse 28 t und der großen Steigung von 10 % können nicht mehr alle Gänge, aufgrund fehlender Zugkraft am Rad, geschaltet werden. Betrachtet man Bild A.25 dann kann beobachtet werden, dass ausschließlich Schaltungen bei hohen Momenten  $\geq 1600$  Nm möglich sind. Die Gänge 4-5 und 5-6 werden nicht mehr geschaltet.

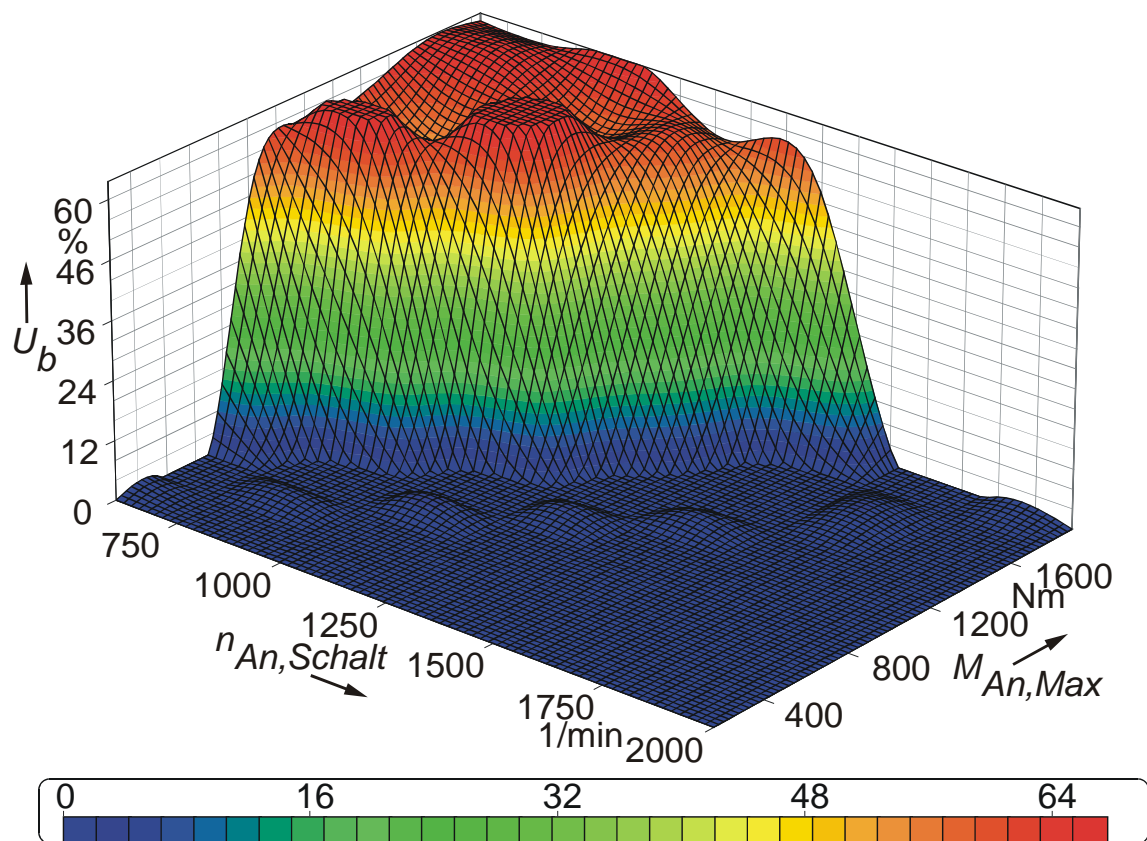


**Bild A.4.1:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 1-2

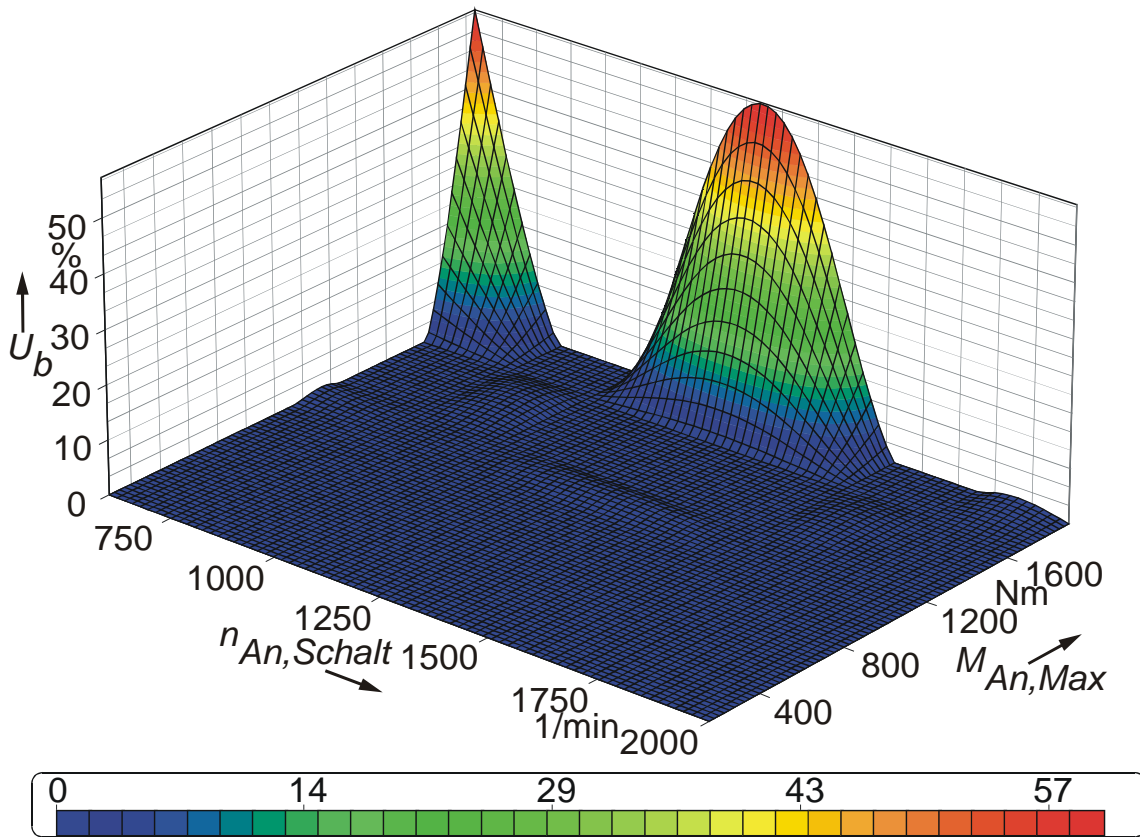




**Bild A.4.2:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 1. Gruppe



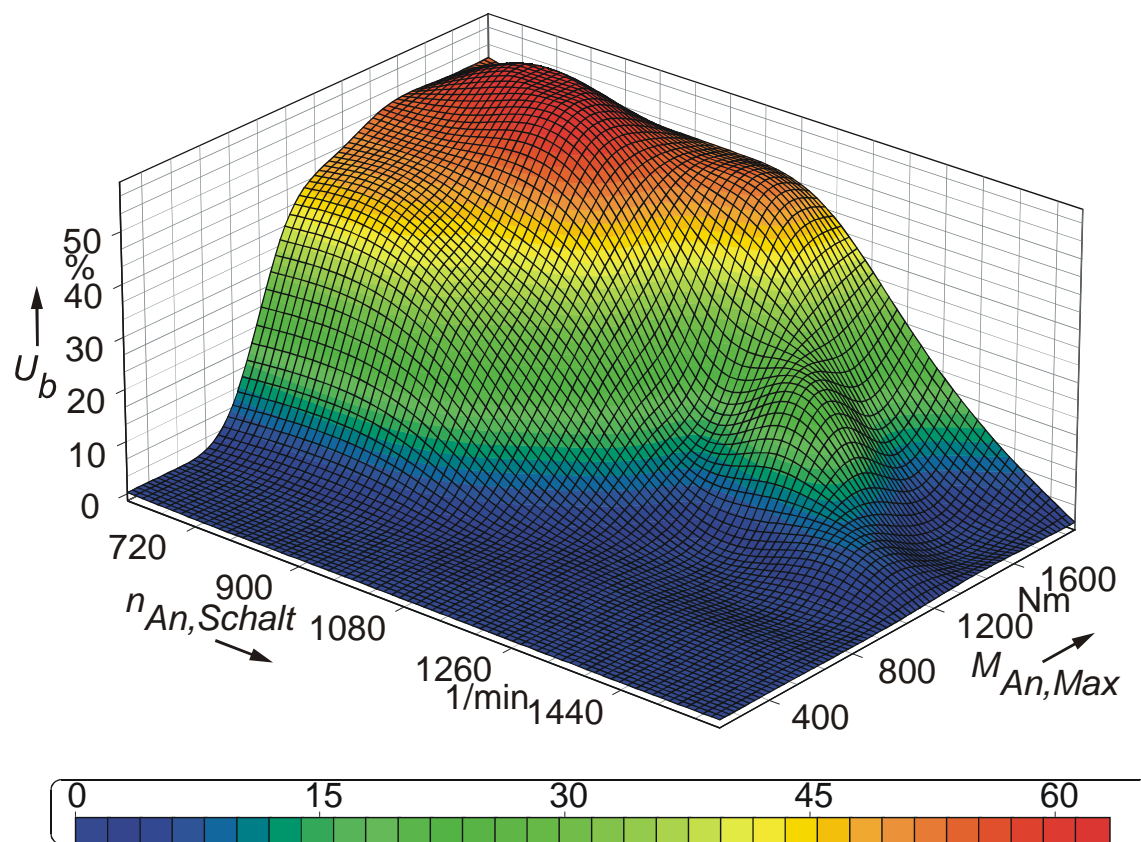
**Bild A.4.3:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-3 der 2. Gruppe



**Bild A.4.4:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 3-4

## A.5 Schaltkennfelder für Zug-Rück-Schaltung mit 14 t Fahrzeugmasse

Obgleich die Zug-Rück-Schaltungen für das 14 t – Fahrzeug durchgeführt wurden, fanden Vergleichssimulationen mit dem 28 t – Fahrzeug statt. Hierbei konnte beobachtet werden, dass die optimierten Überdeckungen für das 14 t – Fahrzeug ebenso für das 28 t – Fahrzeug verwendet werden können. Die Ursachen hierfür liegen an der besonderen Abtriebsituation, wie bereits in Abschnitt 6.4 beschrieben.



**Bild A.5.1:** Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 2-1



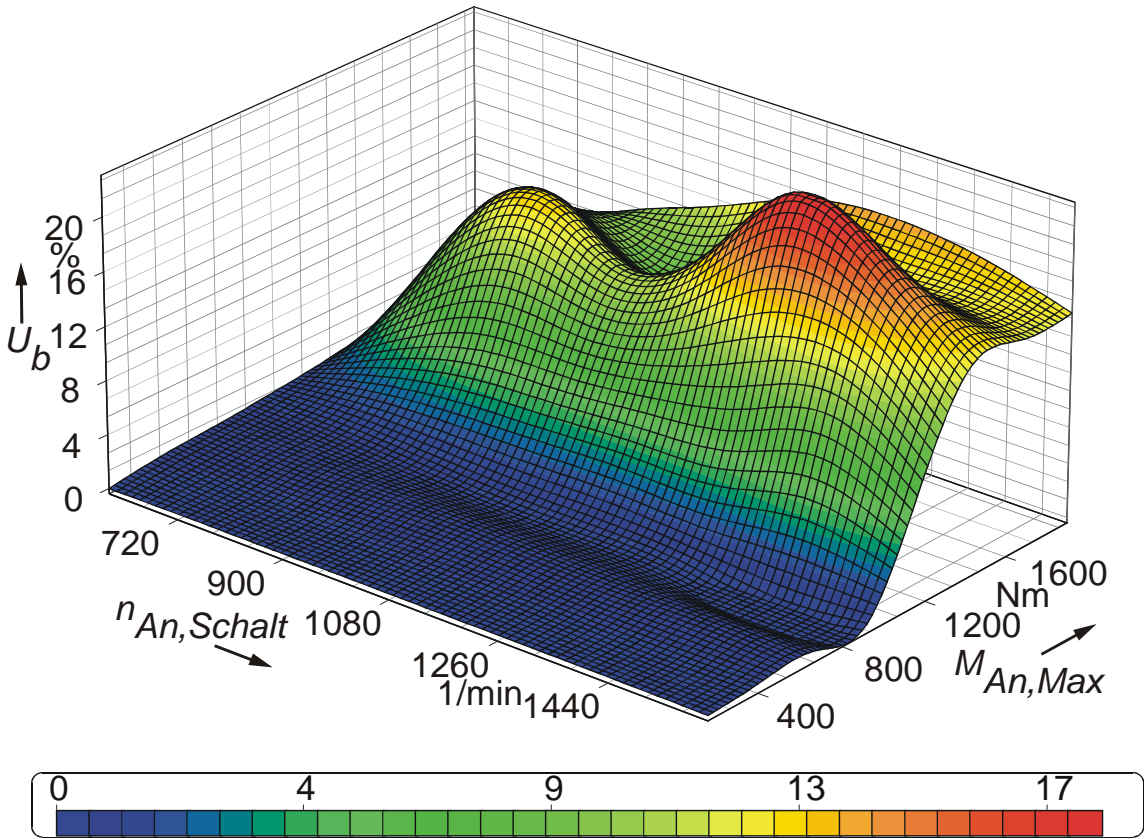


Bild A.5.2: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 3-2 der 1. Gruppe

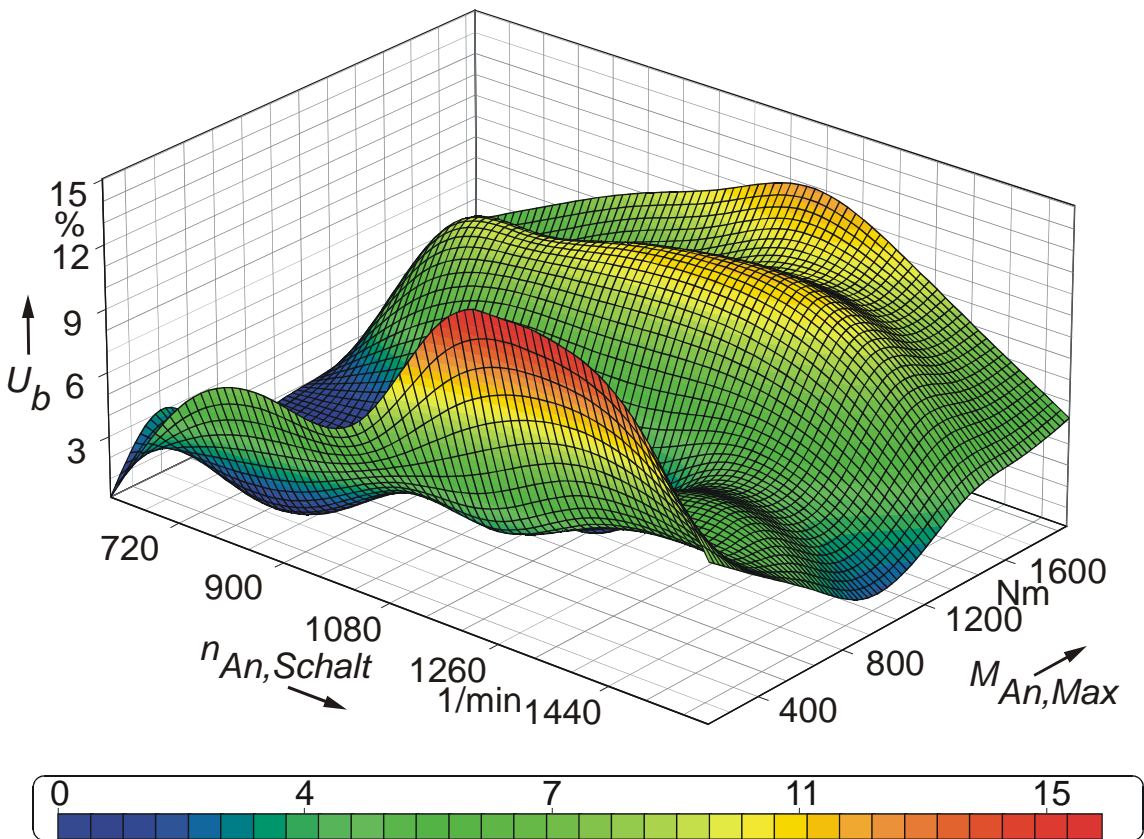


Bild A.5.3: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 3-2 der 2. Gruppe



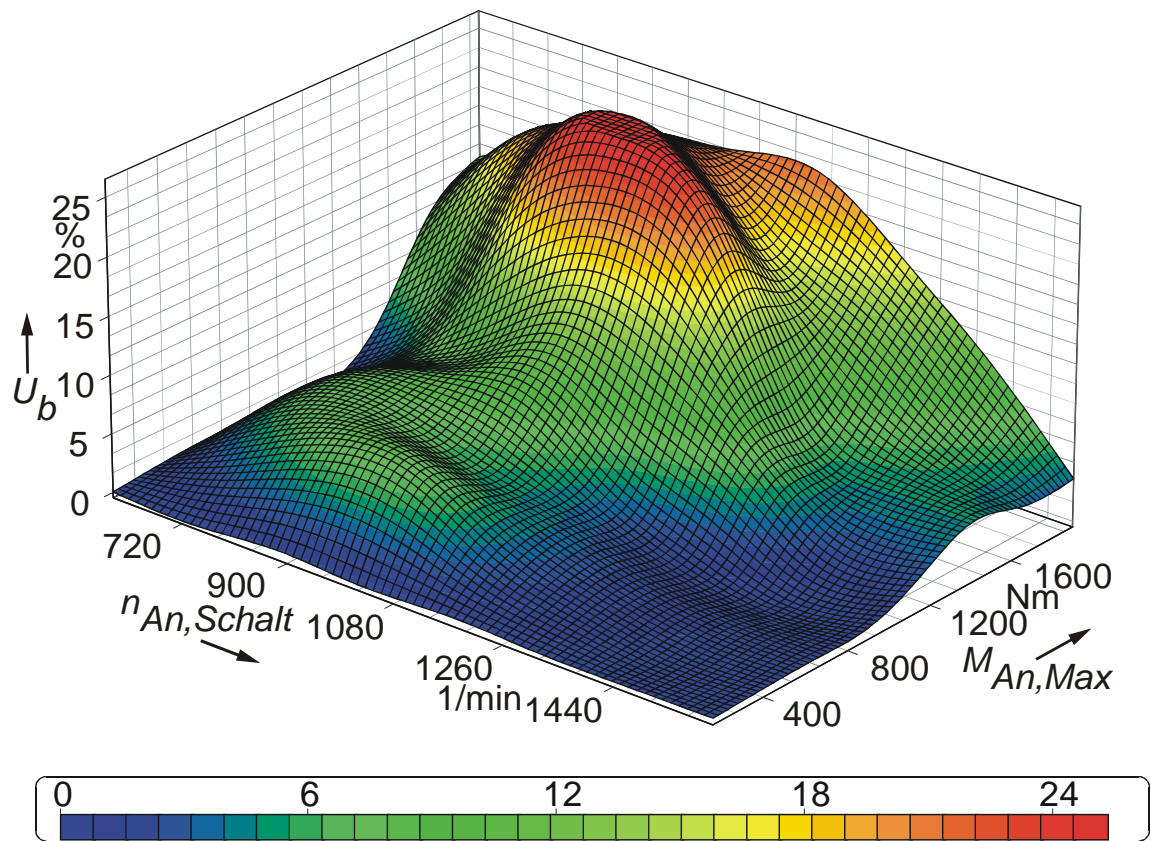


Bild A.5.4: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 4-3

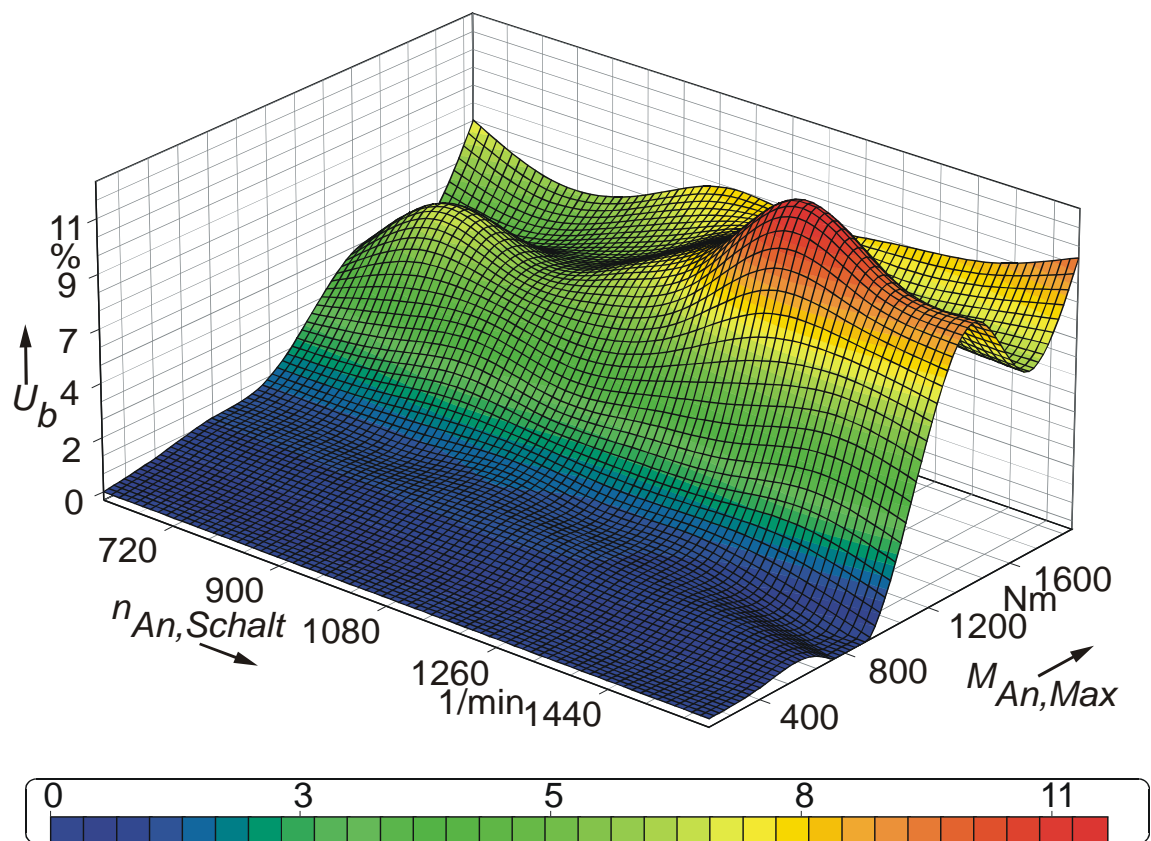


Bild A.5.5: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 5-4 der 1. Gruppe

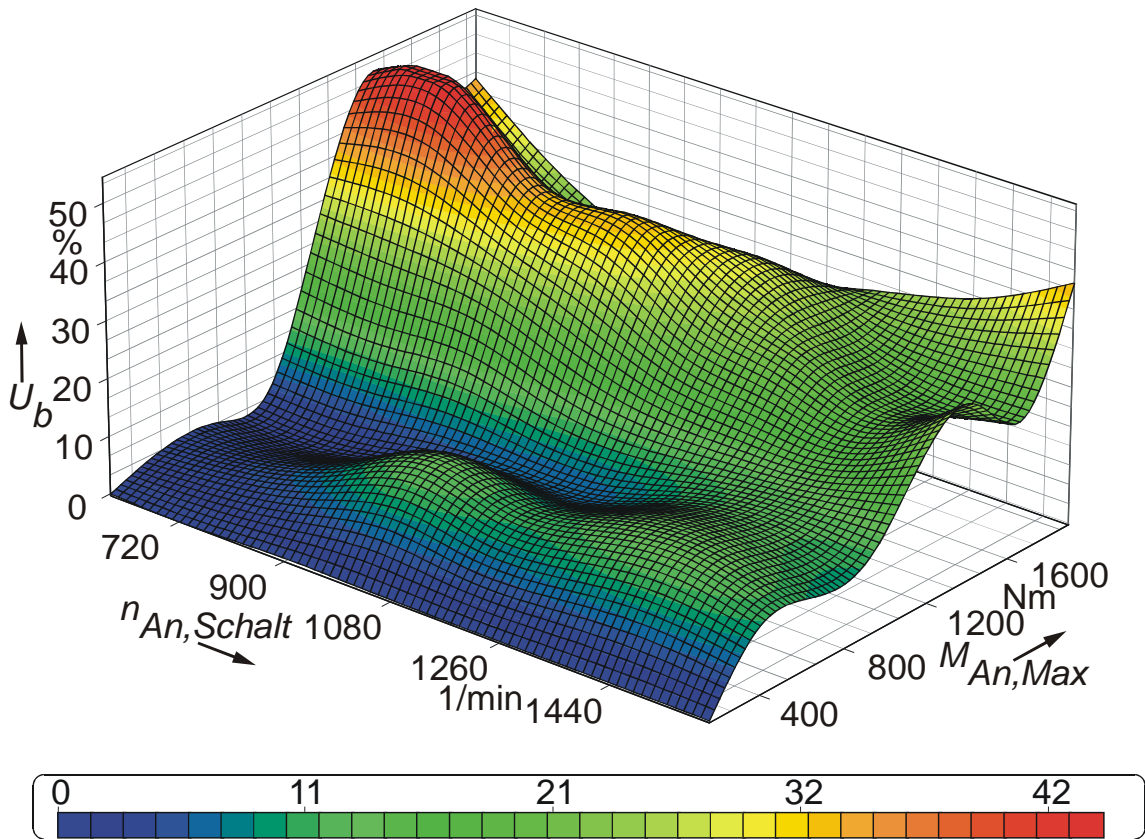


Bild A.5.6: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 5-4 der 2. Gruppe

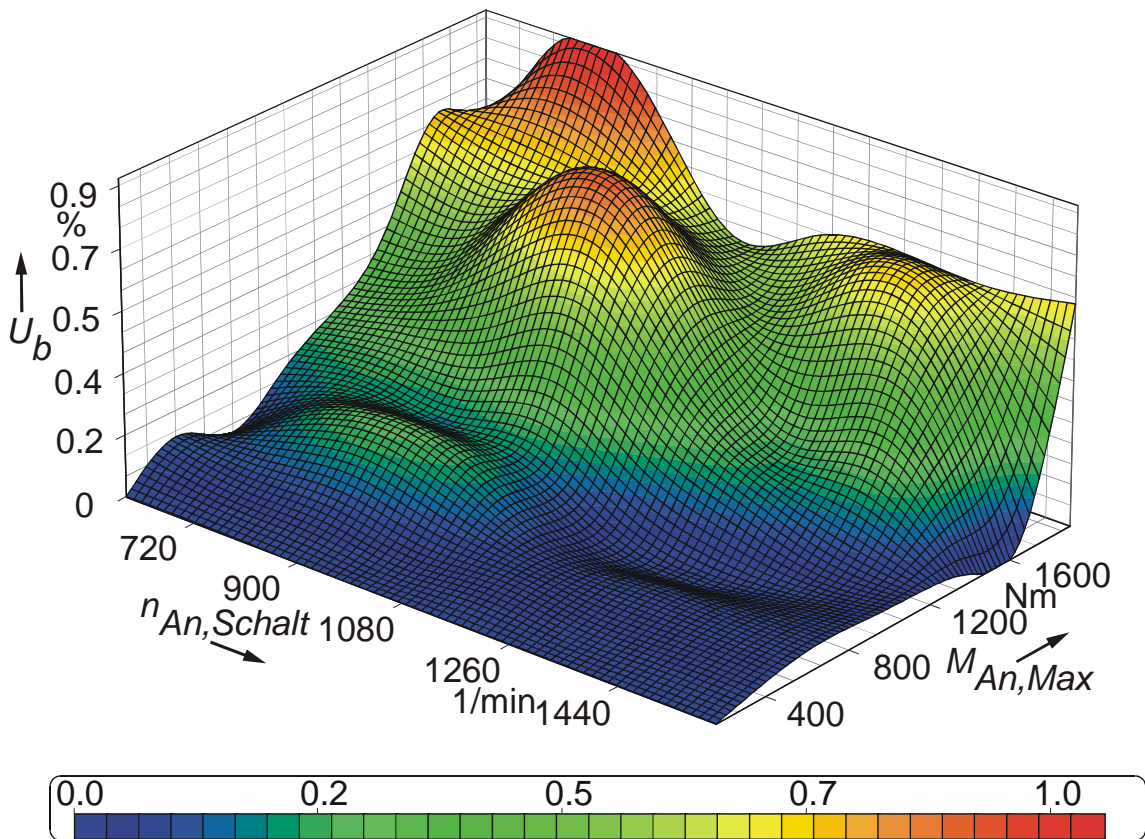


Bild A.5.7: Schaltkennfeld für den Übersetzungswechsel 6-5

## Lebenslauf

Name: Wolfgang Klos  
Geburtsdatum: 22. Februar 1972  
Familienstand: ledig  
Staatsangehörigkeit: deutsch

**Schulbildung:**  
1984 - 1988 Realschule Pfuhl

**Berufsbildung:**  
09.1988 - 10.1991 Ausbildung zum Kraftfahrzeugmechaniker Firma VAG  
Held & Ströhle in Ulm / Wiblingen

**Zivildienst:**  
10.1991 - 08.1992 Zivildienst beim Arbeiter Samariter Bund (ASB) im Bereich der Individuellen Schwerstbehinderten Betreuung (ISB)

**Fachhochschulreife:**  
08.1992 - 07.1993 Berufskolleg an der Ferdinand-von-Steinbeis-Schule in Ulm

**Studium (Fachhochschule Ulm):**  
10.1993 - 09.1997 Studium der Fahrzeugtechnik an der Fachhochschule Ulm  
Schwerpunkt: Konstruktion und Entwicklung

**Schweißfachingenieur:**  
03.1997 - 09.1997 Ausbildung zum Schweißfachingenieur SFI (EWE)

**Studium (Universität Gh Kassel):**  
10.1997 - 06.1999 Studium des Maschinenbaus an der Universität Gesamthochschule Kassel

**Berufstätigkeit:**  
05.1999 - 06.2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Universität Stuttgart, Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau (IMK)  
seit 07.2002 Entwicklungsingenieur Firma DaimlerChrysler AG in Untertürkheim  
Bereich: Automatgetriebeentwicklung