



Simon Dylla

**Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der  
subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität von  
Fahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe**

Development of a method for the objectification of  
subjectively perceived gear-control quality of  
manual-shifted vehicles

Band 42

Herausgeber: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Copyright: IPEK ▪ Institut für Produktentwicklung, 2009  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Universität des Landes Baden-Württemberg und  
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft  
Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

# **Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität von Fahrzeugen mit manuellem Schaltgetriebe**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Simon Dylla  
aus Wuppertal

Tag der mündlichen Prüfung: 16. Dezember 2009  
Hauptreferent: o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. F. Gauterin



## **Vorwort des Herausgebers**

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK Institut für Produktentwicklung Karlsruhe (ehemals: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hochbelasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreibsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Focus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung – sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie – zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers



## **Vorwort zu Band 42**

Der zunehmende Wettbewerb im Bereich der Fahrzeugtechnik führt zu einer stetig steigenden Leistungsfähigkeit der entwickelten Fahrzeuge unter allen Kriterien. Neben Fragen der Zuverlässigkeit und auch des Kraftstoffverbrauches sowie der Fahrleistung spielt das sog. NVH-Verhalten und die Charakteristik an den Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug bei der Produktbeurteilung durch den Kunden eine besondere Rolle. Eine wesentliche Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug ist bei manuell geschalteten Antriebssträngen die Charakteristik des Schaltvorgangs. Diese wird unter dem Begriff Schaltqualität beschrieben. Sie ist ein wesentliches Element in der Beurteilung der Fahrzeugqualität durch den Nutzer und damit für die Kaufentscheidung. Daher werden in den Zielsystemen neuer Fahrzeuge neben vielen anderen charakteristischen Größen auch Aspekte der Schaltqualität adressiert. Die Herausforderung ist dabei nun allerdings, diesen an sich subjektiv und individuell geprägten Begriff Schaltqualität in geeigneten Formulierungen und Beschreibungen zu erfassen und ihn damit messbar, beurteilbar und auch in Zielsystemen definierbar zu machen. Diesem sog. Schritt der Objektivierung von subjektiv empfundenen Charakteristika technischer Größen mit dem Fokus auf die Qualität der Schaltvorgänge in manuellen Schaltgetrieben von Fahrzeugen stellt sich Herr Dr.-Ing. Simon Dylla in seiner wissenschaftlichen Arbeit.

Herr Dr.-Ing. Simon Dylla hat sich zum Ziel gesetzt, eine durchgängige Methode zur Erhöhung der Versuchsgüte und Verbesserung der Aussagekraft von Versuchen zur Beschreibung der Schaltcharakteristik zu erarbeiten. Dazu erforscht und entwickelt er eine Methode, die geeignet ist, objektiv ermittelbare Kenngrößen, die auf Messgrößen oder Simulationsergebnissen beruhen, zu Komforteigenschaften zu korrelieren. Damit wird es möglich, bereits in der Definitionsphase von neuen Fahrzeugen durch diese geeigneten Kenngrößen komfortrelevante Zielvorgaben für die Schaltcharakteristik im Zielsystem des zukünftigen Fahrzeuges festzulegen. Die Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Simon Dylla leistet einen wertvollen Beitrag zur weiteren systematischen Verbesserung der Entwicklungsprozesse im Fahrzeugbau.

Albert Albers





## **Kurzfassung**

Die Verknüpfung der subjektiven Wahrnehmung mit objektiven Messwerten ist das zentrale Thema der Komfortanalyse und auch Thema der vorliegenden Arbeit. Bei der Untersuchung des Schaltbetätigungskomforts trifft ein hoch entwickeltes technisches System mit geringen Entwicklungsfortschritten auf die hohe inter- und intraindividuelle Varianz der subjektiven Messung. Um unter diesen schwierigen Bedingungen die Weiterentwicklung zu ermöglichen, müssen die Untersuchungsverfahren speziell auf die Randbedingungen angepasst werden.

Da die zur Erfassung der subjektiven Wahrnehmung verwendeten Begriffe und Verfahren aber meist auf empirisch entwickelten Methoden basieren, wird mit einer neuen Definition der Komfortterminologie die Grundlage für die Untersuchung geschaffen. Die dazu verwendete Zwei-Kanal-Theorie zeigt sich als besonders geeignet, bislang bestehende Widersprüche aufzulösen.

Auf dieser Grundlage werden durch die Orientierung an den Methoden der empirischen Sozialforschung die Grundgrößen der haptischen Wahrnehmung am Handschalthebel ermittelt. Der subjektiven Messung wird dabei durch einen speziell entwickelten Bewertungsbogen und elektronische Erfassungsmöglichkeiten besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

Die Erfassung technischer Messdaten erfolgt durch konventionelle Messtechnik, jedoch wird die Auswertung vollständig neu entwickelt. Die definierten Kennwerte werden auf systematische und stochastische Zusammenhänge untersucht, um die statistischen Methoden zur Datenkomprimierung bis auf Systemebene auszulegen. Eine besondere Herausforderung stellt dabei die Komplexität der Bedienung dar. Um bei Bedarf die Analyse bis zur Vorgangsebene zu ermöglichen, wurde die Auswertung in der Matlab-Toolbox SBKO umgesetzt. Diese erhöht die Objektivität der Auswertung durch vollautomatische Auswertalgorithmen.

Die hier vorgeschlagene Methode konnte inzwischen im Fahrzeugentstehungsprozess der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG umgesetzt werden. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Analysewerkzeug SBKO wird dort erfolgreich eingesetzt.



## **Abstract**

Connecting subjective perception with objective measurement criteria is the central focus of comfort analysis and of this dissertation. When investigating shifting comfort, the highly developed technical system with a low potential of further improvement collides with the high level of variation within and between different subjective measurements. In order to enable further development under these difficult circumstances, the processes of investigation and evaluation must be adapted to the boundary conditions.

Since the terms and processes used for describing and recording subjective perception are generally based on empirically developed methods, a new definition of terminology for comfort as basis for the research is created. The two-channel theory used here is well-suited to solve existing conflicts in this area.

On this basis and through methods used in empirical social research, the basic metrics of haptic perception of the gear shift lever can be determined. Particular attention is given to the measurement of subjective values by using a method of electronic data-recording and a questionnaire developed specifically for this purpose.

Although the technical data is collected with conventional measurement technology, the method for evaluating these data is entirely new. The defined values are investigated in a way that systematic and stochastic correlations can be found in order to design statistical methods for compressing data down to a system level. In this context, a particular challenge is presented by the operating complexity for the user. If necessary, to allow the extension of the analysis down to the system level, the evaluation of the collected data is carried out in the Matlab toolbox SBKO, which increases the objectivity of the evaluation by means of fully automated algorithms.

The method suggested here is now used within the vehicle development process at Porsche, where the SBKO analysis tool as described in this doctoral thesis is in use.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Produktentwicklung (IPEK) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) in enger Zusammenarbeit mit der Getriebeentwicklung der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG.

Meinem Doktorvater Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers, Leiter des IPEK, gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Begleitung dieser Arbeit. Seine Erfahrung bei der Entwicklung neuer Methoden hat meine Herangehensweise an Methodikthemen nachhaltig geprägt.

Herrn Dipl.-Ing. Gerd Bofinger, Leiter der Getriebeentwicklung der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, danke ich besonders herzlich für die jahrelange uneingeschränkte Unterstützung und das Vertrauen in meine Arbeit.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. F. Gauterin, Leiter des Institut für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) danke ich für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an dieser Arbeit.

Herrn Dr.-Ing. Joachim Esser danke für die Einbindung der Arbeit und meiner Person in seinen Fachbereich der Getriebeapplikation und die dort geschaffenen Freiräume.

Meinem Weggefährten bei der Untersuchung manueller Schaltbetätigungen Herrn Dipl.-Ing. Arnd Langer danke ich für die Teilhabe an seinem unerschöpflichen Erfahrungsschatz und die Bereitschaft, die verschiedenen Schritte der Methodenentwicklung in seinem Arbeitsalltag zu validieren.

Einen wesentlichen Beitrag zum positiven und teilweise auch wehmütigen Rückblick an meine Zeit am Institut haben Frau Dipl.-Ing. Monika Jans, Herr Dr.-Ing. Marc Albrecht, Herr Dipl.-Ing. Markus Dickerhoff, Herr Dr.-Ing. Carel Karrar, Herr Dipl.-Ing. Sascha Ott und Herr Dipl.-Ing. Björn Stehle geleistet. Euch vielen Dank für die fachliche und nichtfachliche Unterstützung.

Ganz besonders herzlich danke ich den Menschen, die mich in vielen anstrengenden Jahren er- und großgezogen haben und mir durch Ihre Liebe und Aufopferungsbereitschaft die persönliche und fachliche Entwicklung bis zum heutigen Tag ermöglicht haben.

Zuletzt möchte ich mich bei den zweifellos wichtigsten Menschen in meinem Leben bedanken, bei meiner Frau Anne, meinen Töchtern Luise und Marie. Ihr habt mir vor allem den Abschluss dieser Arbeit durch Euer Vertrauen, Eure Motivation und die notwendigen Freiräume möglich gemacht und sorgt immer wieder dafür, meinen Blick auf die wirklich wesentlichen Dinge des Lebens zu lenken: Ich danke Euch sehr!



# Inhalt

|                                                             |            |
|-------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Forschungsberichte</b> .....                             | <b>III</b> |
| <b>1 Einleitung</b> .....                                   | <b>1</b>   |
| <b>2 Stand der Forschung und Technik</b> .....              | <b>2</b>   |
| 2.1 Untersuchungssystem.....                                | 2          |
| 2.1.1 Bauteile .....                                        | 5          |
| 2.2 Grundlagen der Systemanalyse.....                       | 12         |
| 2.3 Versuchsmethoden im Produktentstehungsprozess.....      | 14         |
| 2.3.1 Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM) ..... | 14         |
| 2.3.2 Vollständige Simulation.....                          | 18         |
| 2.3.3 Schaltkraftsimulator .....                            | 21         |
| 2.3.4 Prüfstandsversuch .....                               | 22         |
| 2.3.5 Fahrversuch .....                                     | 24         |
| 2.4 Quantifizierung der objektiven Messung.....             | 26         |
| 2.5 Quantifizierung der subjektiven Beurteilung .....       | 35         |
| 2.5.1 Bewertungsskalen.....                                 | 36         |
| 2.5.2 Fehlermechanismen .....                               | 43         |
| 2.6 Gütekriterien des Versuchs.....                         | 44         |
| 2.6.1 Objektivität .....                                    | 45         |
| 2.6.2 Reliabilität .....                                    | 45         |
| 2.6.3 Validität .....                                       | 46         |
| 2.7 Subjektive Wahrnehmung .....                            | 46         |
| 2.7.1 Haptik.....                                           | 47         |
| 2.7.2 Wahrnehmungstheorie.....                              | 48         |
| 2.7.3 Psychophysikalische Messverfahren.....                | 51         |
| 2.8 Komfort.....                                            | 57         |
| 2.8.1 Terminologie .....                                    | 60         |
| <b>3 Motivation</b> .....                                   | <b>64</b>  |
| <b>4 Methodenentwicklung</b> .....                          | <b>66</b>  |
| 4.1 Systemanalyse.....                                      | 66         |
| 4.1.1 Teilsysteme und -funktionen.....                      | 66         |
| 4.1.2 Subjektive Teilfunktionen.....                        | 69         |
| 4.1.3 Ablauf des dynamischen Schaltvorgangs.....            | 72         |
| 4.1.4 Störungen des Schaltvorgangs.....                     | 82         |
| 4.2 Analyse der konventionellen Versuchsmethoden .....      | 85         |
| 4.2.1 Subjektive Methode .....                              | 86         |
| 4.2.2 Objektive Methoden .....                              | 90         |
| 4.3 Definition Schaltbetätigungscomfort .....               | 94         |
| 4.3.1 Analyse und Anforderungen .....                       | 94         |
| 4.3.2 Definition der neuen Terminologie.....                | 95         |



|          |                                                                |            |
|----------|----------------------------------------------------------------|------------|
| 4.4      | Entwurf der neuen Versuchsmethode.....                         | 98         |
| 4.4.1    | Subjektive Bewertung .....                                     | 99         |
| 4.4.2    | Objektive Berechnung.....                                      | 105        |
| 4.4.2.1  | H-Schaltbild .....                                             | 107        |
| 4.4.2.2  | Elastizität in Querrichtung.....                               | 108        |
| 4.4.2.3  | Vorwählen .....                                                | 109        |
| 4.4.2.4  | Statischer Schaltvorgang.....                                  | 113        |
| 4.4.2.5  | Dynamischer Schaltvorgang.....                                 | 115        |
| 4.5      | Validierung der Kennwerte.....                                 | 124        |
| 4.5.1    | Differenzschwelle der Kennwerte (Vorwählen).....               | 124        |
| 4.5.2    | Relevanz der Kennwerte (stat. Schalten) .....                  | 129        |
| 4.5.3    | Relevanz der Kennwerte (dyn. Schalten) .....                   | 131        |
| 4.5.4    | Auswahl des Kennwertes zur Synchronleistungsbeschreibung ..... | 134        |
| <b>5</b> | <b>Methodenumsetzung (SBKO).....</b>                           | <b>136</b> |
| 5.1      | Struktur und Module.....                                       | 136        |
| 5.2      | Ebene 0 .....                                                  | 137        |
| 5.2.1    | Charakter .....                                                | 137        |
| 5.2.2    | Diskomfort.....                                                | 139        |
| 5.3      | Ebene 1 .....                                                  | 140        |
| 5.4      | Ebene 2 .....                                                  | 141        |
| 5.5      | Ebene 3.....                                                   | 143        |
| <b>6</b> | <b>Methodenanwendung.....</b>                                  | <b>145</b> |
| 6.1      | Festlegung der komfortrelevanten Zielvorgaben .....            | 145        |
| 6.1.1    | Vorwählen .....                                                | 145        |
| 6.1.2    | Statischer Schaltvorgang.....                                  | 149        |
| 6.2      | Vergleich verschiedener Systeme .....                          | 152        |
| 6.2.1    | Einfluss des Konuswinkels .....                                | 153        |
| 6.2.2    | Einfluss der Schalthebelübersetzung .....                      | 158        |
| <b>7</b> | <b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>                      | <b>163</b> |
| <b>8</b> | <b>Literaturverzeichnis.....</b>                               | <b>164</b> |

## Formelzeichen

|                      |                 |                              |
|----------------------|-----------------|------------------------------|
| $\alpha$             | -               | Stufensprung                 |
|                      | °               | Konuswinkel                  |
| $\mu$                | -               | Reibkoeffizient              |
| <b>E</b>             | -               | Erlebnisintensität           |
| <b>F</b>             | N               | Kraft                        |
| <b>i</b>             | -               | Übersetzung                  |
| <b>I<sub>s</sub></b> | Ns              | Synchronimpuls               |
| <b>k</b>             | -               | Webersche Konstante          |
| <b>m</b>             | -               | modalitätsspezifische Potenz |
| <b>n</b>             | s <sup>-1</sup> | Drehzahl                     |
| <b>r</b>             | N/mm            | Rauhigkeitsbeiwert           |
| <b>R</b>             | -               | Reizintensität               |
| <b>S<sub>0</sub></b> | -               | Bezugsreiz                   |
| <b>S<sub>v</sub></b> | -               | Vergleichsreiz               |
| <b>t</b>             | s               | Zeit                         |
| <b>t<sub>x</sub></b> | s               | Zeitpunkt                    |
| <b>v</b>             | m/s             | Geschwindigkeit              |

## Abkürzungen

|                       |                                                                |
|-----------------------|----------------------------------------------------------------|
| <b>AMT</b>            | automatisiertes Schaltgetriebe (automated manual transmission) |
| <b>AT</b>             | Wandlerautomat (automatic transmission)                        |
| <b>ATZ</b>            | Automobiltechnische Zeitschrift                                |
| <b>BF</b>             | Begrenzungsfläche                                              |
| <b>db<sub>s</sub></b> | Double bump synchronization force ratio                        |
| <b>DCT</b>            | Doppelkupplungsgetriebe (dual clutch transmission)             |
| <b>DMS</b>            | Dehnungsmessstreifen                                           |
| <b>EBS</b>            | Erzeugnis-Bewertungs-System                                    |
| <b>EMU</b>            | eben merklicher Unterschied                                    |
| <b>FK</b>             | Funktionskontakt                                               |
| <b>GSQA</b>           | Gear Shift Quality Assessment                                  |
| <b>HS</b>             | Handlungssystem                                                |
| <b>iPeM</b>           | integriertes Produktentstehungsmodell                          |
| <b>KAP</b>            | Kraftangriffspunkt                                             |
| <b>kNN</b>            | künstliches Neuronales Netz                                    |
| <b>KU-Skala</b>       | Kategorien-Unterteilungs-Skala                                 |
| <b>LCJ</b>            | Law of Comparative Judgment                                    |
| <b>LSS</b>            | Leitstützstruktur                                              |
| <b>MKS</b>            | Mehrkörpersimulation                                           |
| <b>MMS</b>            | Mensch-Maschine-Schnittstelle                                  |
| <b>N</b>              | Neutralposition                                                |
| <b>OGAS</b>           | Objective Gearshift Analysis System                            |
| <b>OS</b>             | Objektsystem                                                   |
| <b>PBI</b>            | Porsche Bewertungsindex                                        |
| <b>PD-Regler</b>      | Proportional-Differential-Regler                               |
| <b>PEP</b>            | Produktentstehungsprozess                                      |
| <b>R</b>              | Rückwärtsgang                                                  |
| <b>RS</b>             | Reststruktur                                                   |
| <b>RKZ</b>            | Rauheitskennzahl                                               |

|                 |                                        |
|-----------------|----------------------------------------|
| <b>SB</b>       | subjektiver Bewerter                   |
| <b>SBB</b>      | subjective button box                  |
| <b>SBKO</b>     | Schaltbetätigungskomfortobjektivierung |
| <b>SQD-Zahl</b> | Schaltqualitätszahl                    |
| <b>SynP</b>     | Synchronphase                          |
| <b>TS</b>       | Tragstruktur                           |
| <b>ÜR</b>       | „Überschieben-bis-Einrasten“-Phase     |
| <b>UI</b>       | Unsicherheitsintervall                 |
| <b>US</b>       | Unterschiedsschwelle                   |
| <b>VSP</b>      | Vorsynchronphase                       |
| <b>WF</b>       | Wirkfläche                             |
| <b>WFP</b>      | Wirkflächenpaar                        |
| <b>ZEIS</b>     | Zwei-Ebenen-Intensitäts-Skala          |
| <b>ZS</b>       | Zielsystem                             |



# 1 Einleitung

Bis vor wenigen Jahren war die Funktionssicherheit eines Kraftfahrzeugs das maßgebliche Qualitätskriterium. Durch zunehmende Angleichung des Weltmarktes ist für den Kunden die Einstufung verschiedener Hersteller nach diesem Merkmal immer schwieriger geworden. Der Kunde differenziert daher zunehmend auch nach komfortorientierten und damit subjektiven Aspekten. Aus diesem Grund ist es für den Fahrzeughersteller wichtig, den objektiven Qualitätsvorsprung über entsprechende Mensch-Maschine-Schnittstellen für den Kunden subjektiv wahrnehmbar darzustellen.

Für den Bereich der Schaltbetätigungsqualität stellt der Schalthebel neben dem akustischen Übertragungspfad die maßgebliche Schnittstelle dar. Vor allem bei sportlichen Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe leistet die haptisch wahrgenommene Schaltbetätigungsqualität einen großen Beitrag zum Gesamtqualitätseindruck.

Im Rahmen des Produktentstehungsprozesses ist es zu verschiedenen Zeitpunkten notwendig, den aktuellen Zustand der Schaltbetätigungsqualität mit den zu Beginn definierten Anforderungen zu vergleichen. Da manuelle Schaltgetriebe aber allgemein über einen hohen Entwicklungsstand verfügen, werden die Qualitätsfortschritte immer geringer. Die rein subjektive Bewertung reicht aufgrund der hohen intra- und interindividuellen Varianz der Qualitätsempfindung nicht mehr aus, um den Entscheidungsprozess zu unterstützen.

Um trotzdem weiterhin Entwicklungsfortschritte zu erzielen, ist eine speziell auf die Randbedingungen der subjektiven Empfindung angepasste Untersuchungsmethode erforderlich. Diese Methode wird in der vorliegenden Arbeit entwickelt.

## 2 Stand der Forschung und Technik

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den subjektiven Eindrücken von technischen Systemen. Es handelt sich um ein interdisziplinäres Schnittstellenthema, welches sich neben ingenieurwissenschaftlichen Aspekten auch über Bereiche der Psychologie erstreckt.

In diesem Kapitel werden daher neben den technischen Grundlagen der Entwicklung auch die aktuellen Methoden empirischer Sozialforschung vorgestellt. Die folgende Zusammenstellung beschränkt sich dabei auf die speziellen Bereiche, welche in dieser Untersuchung eine besondere Beachtung finden. Allgemeine ingenieurwissenschaftliche Grundlagen können den entsprechenden Standardwerken entnommen werden.<sup>1</sup>

### 2.1 Untersuchungssystem

Das mechanische, manuell betätigte Stufengetriebe ist in Europa nach wie vor die vorherrschende Getriebevariante für Pkw-Getriebe. Trotz zunehmender Entwicklungstendenzen in Richtung automatisierter Systeme wird diese Getriebevariante auch mittelfristig nur in Teilmärkten ersetzt werden.<sup>2</sup> Die Momentenwandlung dieser Getriebe ist durch die formschlüssige Übertragung nur in fest vorgegebenen Stufen möglich. Durch die Wahl entsprechender Zahnradpaarungen erfolgt die Auslegung der einzelnen Übersetzungsstufen. Das Übersetzungsverhältnis zweier benachbarter Stufen wird als Stufensprung  $\alpha_G$  bezeichnet. Bei einem Getriebe mit  $z$  Gängen berechnet sich der Stufensprung zwischen dem Gang  $(z-j-1)$  und dem benachbarten Gang  $(z-j)$  daher wie folgt:

$$\alpha_G(j) = \frac{i_{z-j-1}}{i_{z-j}} \quad \text{Gl. 2.1}$$

---

<sup>1</sup> Hütte 2004, Dubbel 2001

<sup>2</sup> Mertinkat / Krieg 2001; Hagemeyer et al. 2001; Rastinger et al. 2003

Bei Pkw erfolgt die Auslegung formal nach progressivem Schema. Der Stufensprung  $\alpha_G$  eines progressiv gestuften Getriebes mit  $z$  Gängen errechnet sich aus den Faktoren  $\alpha_{G1}$  und  $\alpha_{G2}$ :<sup>3</sup>

$$\alpha_G(j) = \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^j \quad \text{Gl. 2.2}$$

mit:  $\alpha_{G2} > 1, j = 0, 1, \dots, (z-1)$

Dadurch ergibt sich die Übersetzung des Ganges  $(z-j-1)$  aus der Übersetzung des nächst größeren Ganges  $(z-j)$  nach folgender Gleichung:<sup>4</sup>

$$i_{z-j-1} = i_{z-j} \cdot \alpha_{G1} \cdot \alpha_{G2}^j \quad \text{Gl. 2.3}$$

Durch die Progression des Stufensprungs sind die beim Schaltvorgang zu überwindenden Drehzahldifferenzen  $\Delta n_{a,b}$  bei höheren Gängen kleiner als bei niedrigen, während die Geschwindigkeitsspanne  $\Delta v_{a,b}$  benachbarter Gänge nur geringe Abweichungen aufweist:

$$\Delta n_{12} > \Delta n_{23} > \Delta n_{34} > \Delta n_{45} > \Delta n_{56} \quad \text{Gl. 2.4}$$

$$\Delta v_{12} \approx \Delta v_{23} \approx \Delta v_{34} \approx \Delta v_{45} \approx \Delta v_{56} \quad \text{Gl. 2.5}$$

Umgekehrt führt eine geometrische Auswertung zu gleichmäßigen Stufensprüngen und stark unterschiedlichen Geschwindigkeitsspannen. Die progressive Auslegung wird für Pkw gewählt, da so die beim Stufengetriebe unvermeidlichen Kennfeldlücken verglichen mit dem geometrischen Schema im oberen Geschwindigkeitsbereich kleiner sind. Die größeren Lücken im unteren Geschwindigkeitsbereich können aufgrund der hohen Überschussleistung in Kauf genommen werden.<sup>5</sup> Ein Drehzahl/Geschwindigkeits-Diagramm eines progressiv ausgelegten Getriebes ist in Bild 2-1 dargestellt.

---

<sup>3</sup> Wallentowitz 2004

<sup>4</sup> Wallentowitz 2004

<sup>5</sup> Lechner / Naunheimer 1994



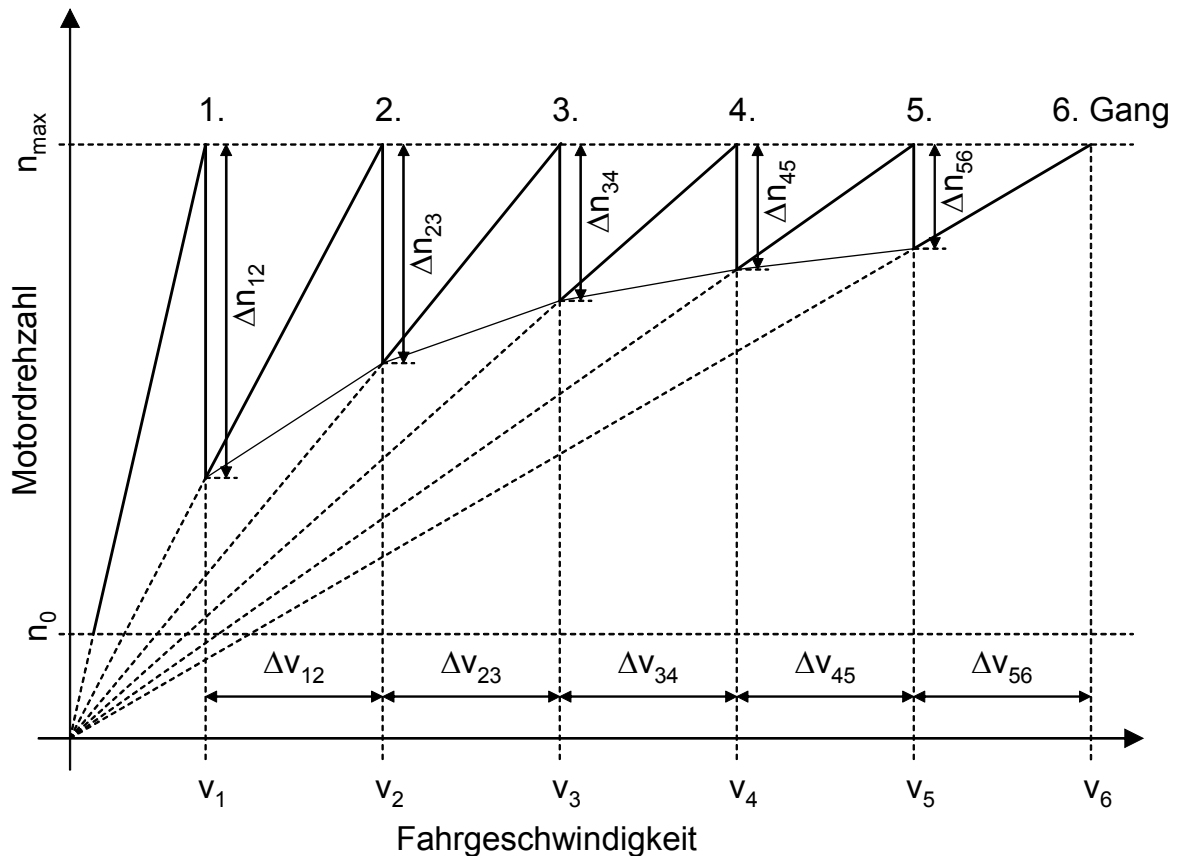


Bild 2-1: Drehzahl/Geschwindigkeits-Diagramm für progressive Getriebeabstufung<sup>6</sup>

Der Wechsel der einzelnen Übersetzungsstufen erfordert vom Fahrer die Durchführung des Schaltvorgangs. Um die formschlüssige Verbindung umzuschalten, ist die Unterbrechung der Lastübertragung durch Öffnung der Kupplung zwischen Motor und Getriebe notwendig. Makroskopisch läuft der Vorgang daher immer folgendermaßen ab:

- Öffnen der Kupplung zwischen Motor und Getriebeeingangswelle
- Lösen der formschlüssigen Verbindung der alten Übersetzungsstufe
- Herstellen der formschlüssigen Verbindung der neuen Übersetzungsstufe
- Schließen der Kupplung zwischen Motor und Getriebeeingangswelle

Der Aus- und Einkuppelvorgang wird von der Fahrzeugkupplung durchgeführt, die im Momentenfluss zwischen Motor und Getriebe angeordnet ist. Diese Kupplung ist in der Regel als fußbetätigte, kraftschlüssige Trockenkupplung ausgeführt. Die weitere

<sup>6</sup> nach Wallentowitz 2004

Bedienung des Schaltvorgangs wird vom Fahrer mit dem Handschalthebel vorgenommen.

Für die Bedienung des Getriebes sind daher vor allem die Mensch-Maschine-Schnittstellen Kupplungspedal und Schalthebel relevant. Einige Untersuchungen betrachten diese Schnittstellen und beschreiben die entsprechenden technischen Parameter.<sup>7</sup> Auf Grund der Komplexität von subjektiver Wahrnehmung und Funktionalität liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit allein auf der Schnittstelle „Schalthebel“, wohingegen die Eigenschaften des Kupplungspedals und deren Auswirkungen auf den Fahrer nicht untersucht werden.

Nachdem hier der allgemeine Ablauf bei der Bedienung manueller Schaltgetriebe festgehalten wurde, werden nun nachfolgend daran wesentlich beteiligte Bauteile und Komponenten vorgestellt. Anschließend wird erläutert, wie in der Literatur die Funktionsweise und die Funktionsstörungen des Untersuchungssystems beschrieben werden. Die Unterteilung des Funktionsumfangs in Teilaktionen wurde ebenfalls in einigen Untersuchungen durchgeführt, daher werden diese Ansätze ebenfalls beschrieben.

### **2.1.1 Bauteile**

Die folgende Beschreibung der Bauteile beschränkt sich auf die abstrakte, funktionale Beschreibung. Weiter gehende konstruktive Leitlinien sind beispielsweise von Röper und Razzacki ausführlich beschrieben worden.<sup>8</sup>

Mechanische PKW-Stufenschaltgetriebe bestehen grundsätzlich aus Zahnradpaarungen, die parallel auf Ein- und Ausgangswelle angeordnet sind. Bild 2-2 zeigt die Prinzipskizze eines Sechsgang-Handschatgetriebes, welches dem aktuellen Stand der Technik entspricht.<sup>9</sup> Jede Zahnradpaarung ist als Festräd-Losrad-Kombination ausgeführt und befindet sich ständig im Eingriff. Die Festräder ( $F_1$  bis  $F_6$ ) sind dabei auf einer der Wellen fixiert, während die Losräder ( $L_1$  bis  $L_6$ ) axial unverschiebbar auf der jeweils anderen Welle rotieren können. Um eine Übersetzungsstufe einzustellen, lässt sich das entsprechende Losrad formschlüssig mit der jeweiligen Welle verbinden. Die Verbindung wird durch eine synchronisierte, formschlüssig schaltbare Kupplung ( $S_{12}$ ,  $S_{34}$ ,  $S_{56}$ ) vorgenommen, welche (nach der

---

<sup>7</sup> Röper et al. 2001

<sup>8</sup> Röper /Yang 1998, Razzacki 2004

<sup>9</sup> Mertinkat / Krieg 2001, Rastinger et al. 2003

Öffnung der kraftschlüssigen Kupplung  $K$ ) unmittelbar vor dem Schaltvorgang den Gleichlauf der Kupplungspartner herstellt. Funktion und Aufbau dieser Kupplung (nachfolgend als Synchronereinheit bezeichnet) werden im nächsten Absatz erklärt. Festzuhalten ist aber zunächst, dass die Synchronereinheiten  $S_{ij}$  standardmäßig zwischen zwei benachbarten Gangstufen angeordnet sind. Durch die spiegelbildliche Anordnung aller Funktionselemente kann jede Synchronereinheit durch axiale Betätigung in beide Richtungen die Schaltung für je zwei Gänge übernehmen. (In Bild 2-2:  $S_{12}$  für die Gänge 1 / 2,  $S_{34}$  für die Gänge 3 / 4 und  $S_{56}$  für die Gänge 5 / 6).

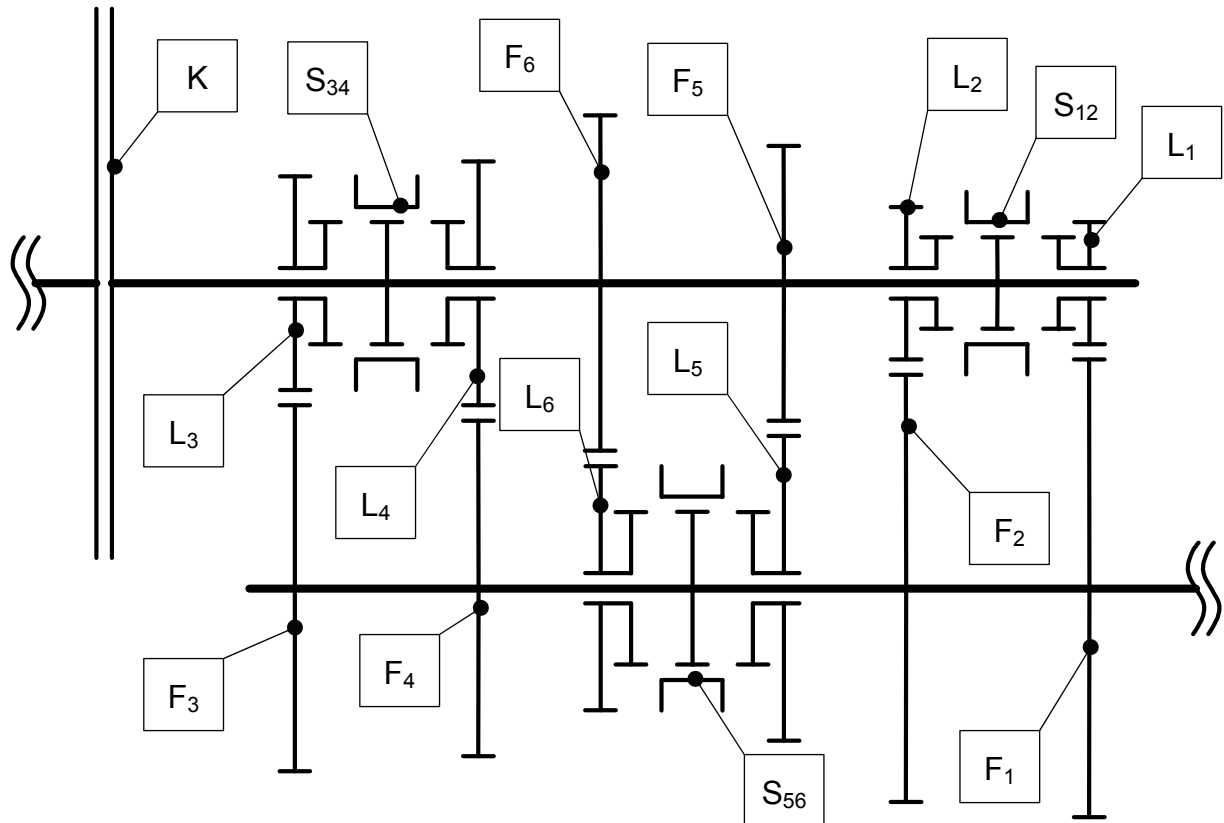


Bild 2-2: Prinzipskizze eines anaxialen Zweiwellen 6-Gang Handschaftgetriebes<sup>10</sup>

Als ausgeführtes Beispiel ist eine Schnittzeichnung des 6-Gang Handschaftgetriebes des Porsche Carrera in Bild 2-3 dargestellt. Die Position der entsprechenden Gangräder ist in der Darstellung gekennzeichnet.

<sup>10</sup> nach Lechner / Naunheimer 1994

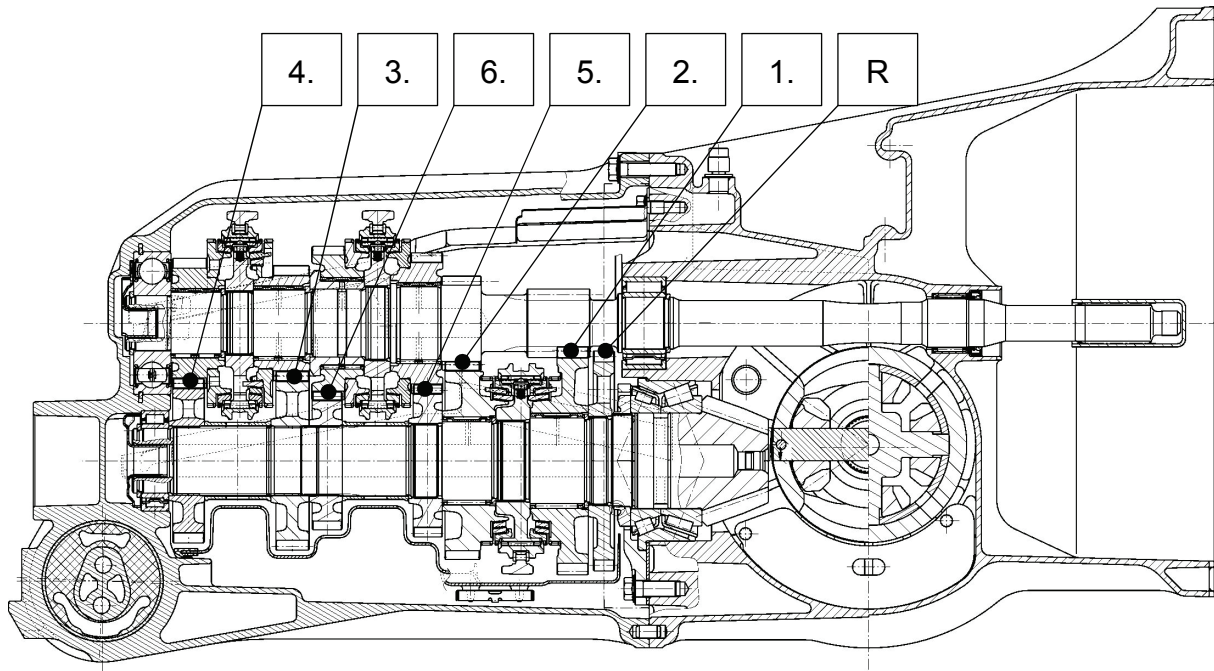


Bild 2-3: 6-Gang Handschaltgetriebe<sup>11</sup>

## I Synchronereinheit

Heutige Synchronereinheiten sind im Allgemeinen nach dem Prinzip der Borg-Warner-Sperrsynchronisierung ausgeführt, andere Bauformen besitzen nur marginale Marktanteile. Die Bauteile einer solchen Synchronereinheit sind in Bild 2-4 gezeigt. (In dieser Darstellung sind nur die Betätigungselemente zur Schaltung in eine Richtung gezeigt, die Elemente zur Schaltung in die Gegenrichtung wurden zur Erhöhung der Übersichtlichkeit ausgeblendet.) Der Synchronkörper (3) ist fest mit der Welle verbunden. Er trägt außen die Schiebemuffe (1), die durch eine Klauenverzahnung rotatorisch gebunden ist, aber axial auf dem Synchronkörper gleiten kann. Die Schiebemuffe wird durch die Druckstücke (2) in den entsprechenden Endlagen gehalten.

Der Kupplungskörper (5) ist fest mit dem Losrad verbunden. Er ist am Umfang mit der Kupplungsverzahnung versehen, in welche die Schiebemuffe bei Axialverschiebung eingreifen kann. Zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper ist der Synchronring angeordnet. Dieser wird durch Indexnocken (6) vom Synchronkörper geschleppt und rotiert daher mit dessen Drehzahl. Durch das Spiel der Nocken im Synchronkörper lässt er sich aber um wenige Grad verdrehen und

<sup>11</sup> Porsche 2007

kann daher die Schaltbewegung verhindern oder freigeben. Zwischen Synchronring und Kupplungskörper befindet sich die Reibflächenpaarung, welche beim Synchronvorgang für den Drehzahlausgleich sorgt. Um schon bei geringen Axialkräften ein hohes Reibmoment zu erzeugen, sind die Reibflächen konisch ausgeführt. Die genaue Funktion des Systems „Synchron Einheit“ wird in Kapitel 4.1.3 ausführlich analysiert.

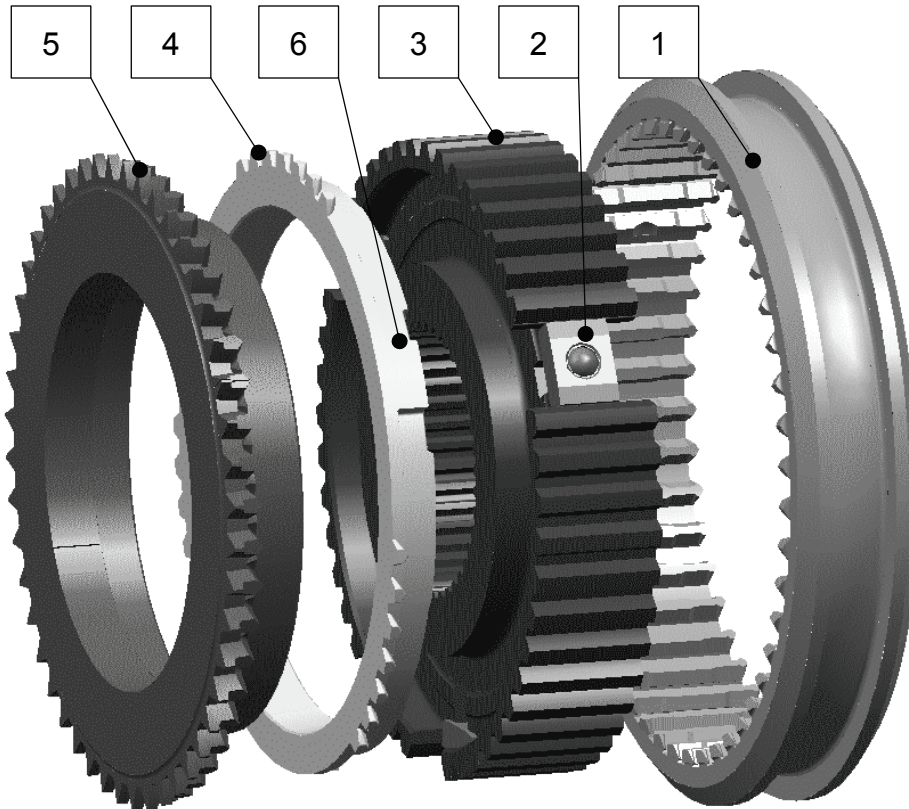


Bild 2-4 Synchron Einheit einer Borg-Warner-Sperrsynchroisierung<sup>12</sup>

## II Innenschaltung

Alle Schaltelemente zwischen der Schiebemuffe und der Schnittstelle zur Außenschaltung (Getriebeschalt- bzw. Wählhebel) werden zur Innenschaltung zusammengefasst. Dazu gehören vor allem zentrale und dezentrale Rastier- und Betätigungselemente.

<sup>12</sup> Porsche 2007

Die dezentralen Elemente bedienen je eine Synchronereinheit und sind dementsprechend mehrfach vorhanden. Zentrale Bauteile sind nur einmal vorhanden und können zur Betätigung aller Gänge eingesetzt werden.

In Bild 2-5 und Bild 2-6 ist die Innenschaltung des Handschaltgetriebes des Porsche Carrera Turbo beispielhaft dargestellt. Dieses Getriebe ist mit einer zentralen Schaltwelle (1) ausgestattet, welche zum Vorwählen verdreht wird und dadurch den entsprechenden Schaltfinger (2) in das Schaltmaul der dezentralen Schaltstangen (3) stellt. Zum Schalten der Gänge werden die Stangen gemeinsam mit den darauf fixierten Schaltgabeln (4) axial verschoben. Die Schaltgabeln gleiten in der umlaufenden Nut der Schiebemuffen und übertragen dadurch die Axialkräfte.

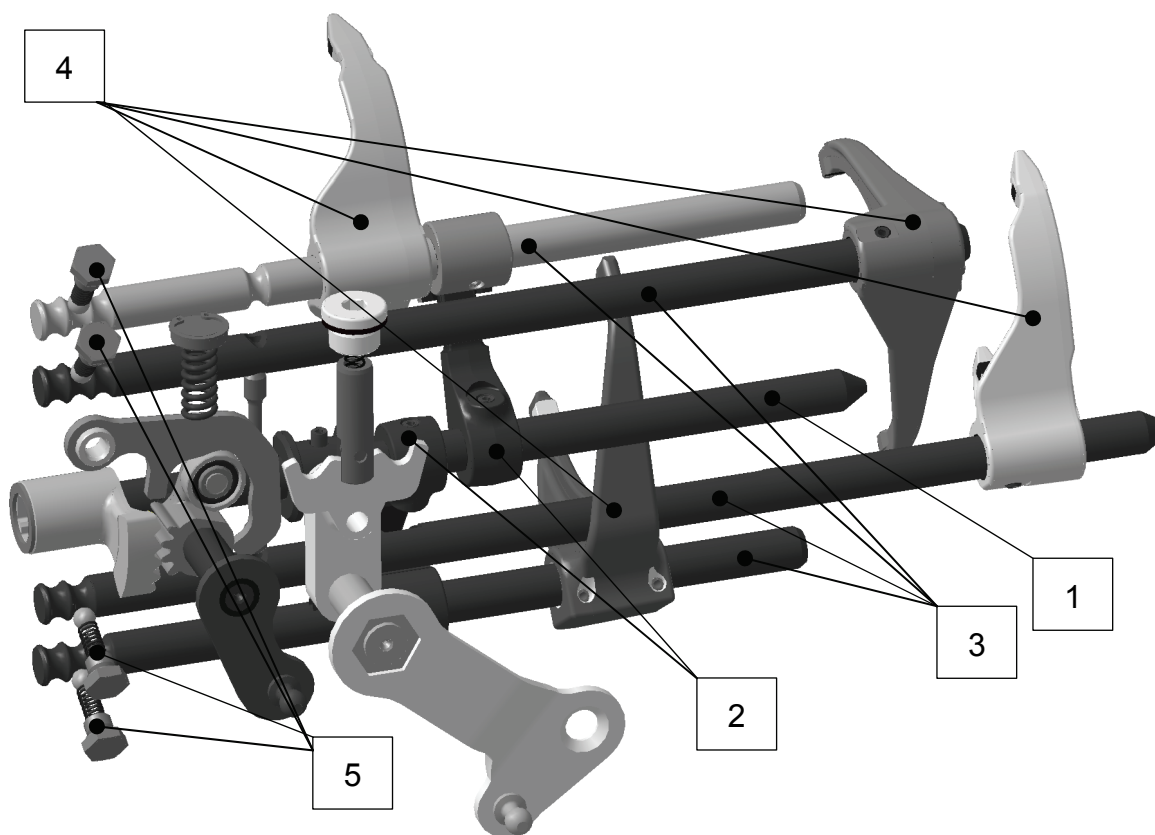


Bild 2-5: Innenschaltung<sup>13</sup>

<sup>13</sup> Porsche 2007

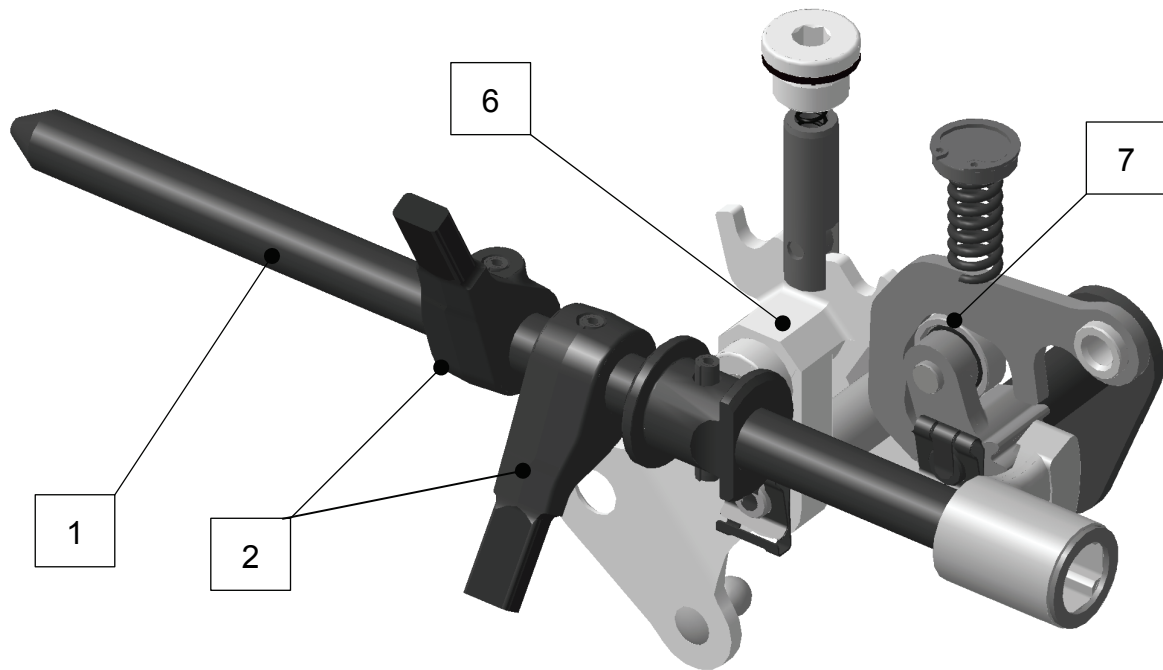


Bild 2-6: Zentrale Schaltelemente der Innenschaltung<sup>14</sup>

Um im geschalteten Zustand eine Vorspannung der Innenschaltung und dadurch erhöhten Verschleiß zu vermeiden, werden sowohl zentrale als auch dezentrale Schaltelemente separat rastiert. Die verschiedenen Bauformen der Rastierungen werden in den Informationen der Hersteller detailliert beschrieben und hier nicht weiter vorgestellt.<sup>15</sup>

Die vier dezentralen Rastierungen (5) sind am Ende der einzelnen Schaltstangen angeordnet. Neben der zentralen Schaltrastierung (6) ist in obiger Darstellung auch die Kurvenscheibe zur Erzeugung der Vorwählkennlinie (7) abgebildet, die nur eine stabile Mittellage besitzt.

Bis zur Schnittstelle der Außenschaltung sind daher in diesem Getriebe für jeden Gang drei Rastierungen vorhanden: Zentralrastierung, dezentrale Stangen- bzw. Schwingenrastierung und die Rastierung der Schiebemuffe. Da diese Anordnung auch bei den meisten anderen Innenschaltungsvarianten zu finden ist, kann sie als übliche Bauweise angenommen werden.

<sup>14</sup> Porsche 2007

<sup>15</sup> INA 2003

### III Außenschaltung

Die grundsätzliche Funktion der Außenschaltung ist die Übertragung der Bewegung zwischen Handschalthebel und der entsprechenden Schnittstelle am Getriebe. Im Fahrzeugbau haben sich dazu zahlreiche Varianten herausgebildet, die hier nur teilweise erörtert werden. Am weitesten verbreitet sind die Stangen- und die Seilzugschaltung. Stangenschaltungen benötigen nur ein Element zur Übertragung der Bewegung. Je nach Ausführung werden die Funktionen Schalten und Wählen vom Schalthebel in Dreh- bzw. Schubbewegung der Schaltstange übersetzt. Die Stangenschaltung ist vergleichsweise reibungsarm und bietet eine direkte und steife Anbindung an die Innenschaltung. Sie lässt sich aber ohne eine aufwändige Konstruktion nicht bei allen Antriebsstrangsystemen verwenden (z.B. Mittelmotorkonzepte) und bietet durch die direkte Ankopplung des Schalthebels auch eine Reihe von Nachteilen (z.B. Schalthebelvibrationen, Akustik, Schalthebelnicken), denen mit konstruktiven Sekundärmaßnahmen begegnet wird. Die Entwicklungstendenz verlagert sich dadurch stärker zu den Seilzugsystemen.<sup>16</sup>

Seilzugsysteme übertragen die Vorwähl- und Schaltbewegung mit zwei getrennten Seilzügen bis zum Schaltbock, wo die Bewegungen durch ein kardanisches Gelenk in die Quer- bzw. Längsbewegung des Hebels übersetzt wird (Bild 2-7). Durch die Anbindung der Seilzughülle am Getriebe und direkt am Schaltbock werden Aggregatbewegungen nicht in Hebelbewegung umgesetzt. Vor allem in verwinkelten und langen Betätigungsstrecken ermöglichen diese Systeme die Getriebebedienung. Nachteilig wirkt sich vor allem die vergleichsweise hohe Reibung aus.<sup>17</sup>

---

<sup>16</sup> Ersoy 1998, Rastinger et al. 2003

<sup>17</sup> Casper et al. 2004, Jopp 2004



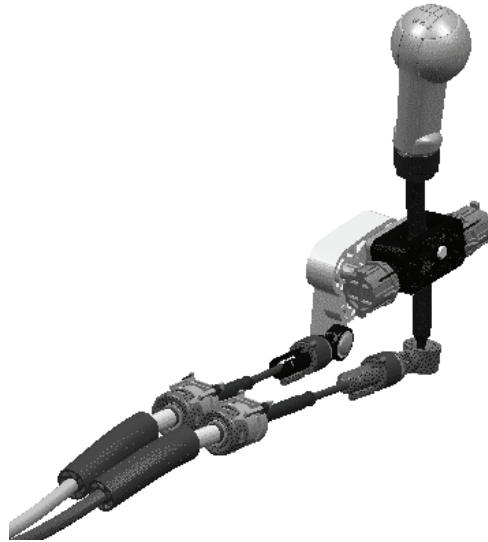


Bild 2-7: Schalthebel mit Seilzuganbindung<sup>18</sup>

## 2.2 Grundlagen der Systemanalyse

Die Grundlage zum Verständnis der Funktion technischer Systeme ist das Elementarmodell C&CM (Contact & Channel Model).<sup>19</sup> Als „System“ kann dabei jedes technische Gebilde aufgefasst werden, das sich von seiner Umgebung Systemgrenzen abgrenzt und eine bestimmte Funktion erfüllt. Jedes System lässt sich in Teilsysteme untergliedern, die wiederum durch Teilsystemgrenzen, Ein- und Ausgangsgrößen und Teilfunktionen beschreibbar sind.

Das Elementarmodell C&CM reduziert das System durch die Abstraktion auf wenige Grundelemente auf seine Haupt- und Teilfunktionen. Albers / Matthiesen<sup>20</sup> formulieren die Grundhypothesen des Denkmodells wie folgt:

---

<sup>18</sup> Porsche 2007

<sup>19</sup>Albers et al. 2008, Matthiesen 2002

<sup>20</sup> Albers / Matthiesen 2002

**Grundhypothese I:**

Jedes Grundelement eines technischen Systems erfüllt seine Funktion durch eine Wechselwirkung mit mindestens einem anderen Grundelement.

Die eigentliche Funktion wird erst durch den Kontakt einer Fläche mit einer anderen Fläche realisiert. Die Flächen werden somit zu Wirkflächen – **WF** und bilden Wirkflächenpaare – **WFP**.

Die WFP werden durch Leit-Stütz-Strukturen – **LSS** im Raum festgelegt.

**Grundhypothese II:**

Die Funktion eines technischen Systems oder eines technischen Systems oder eines technischen Teilsystems wird grundsätzlich über mindestens zwei WFP und eine sie verbindende LSS verwirklicht.

Funktionsbestimmend sind dabei allein die Eigenschaften und Wechselwirkungen der beiden WFP und der sie verbindenden LSS.

Spielen Felder für die Funktionserfüllung eine Rolle, so ist die Wechselwirkung des Feldes mit mindestens zwei weiteren LSS zusätzlich funktionserfüllend.

**Grundhypothese III:**

Jedes Teilsystem besteht aus den Grundelementen WFP und LSS, die in beliebiger Anzahl, Anordnung und Ausformung auftreten können.

Aufbauend auf diesen Hypothesen liefert Albers auch die Definitionen für die entsprechenden Grundelemente:

**Wirkflächen WF** sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und am Energie-, Stoff und Informationsaustausch des technischen Systems beteiligt sind.

**Begrenzungsflächen BF** sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die nie Wirkflächen sind.

**Leitstützstrukturen LSS** sind Volumina von Körpern, Flüssigkeiten oder Gasen oder felddurchsetzte Räume, die genau zwei WFP verbinden und dauernd oder zeitweise eine Leitung von Kraft, Energie, Stoff oder Information zwischen den WFP eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen.

Die **Tragstruktur TS** ist die Menge aller möglichen Leitstützstrukturen.

Die **Reststruktur RS** bilden alle Volumina von Körpern, Flüssigkeiten oder Gasen oder felddurchsetzte Räume, die nie Tragstruktur werden.

**Wirkflächenpaare WFP** sind beliebig geformte Flächen, die ganz oder zeitweise im Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen werden. Der **Funktionskontakt FK** ist dabei der Teil eines WFPs, in dem aktuell die Wechselwirkungen stattfinden.

## 2.3 Versuchsmethoden im Produktentstehungsprozess

Im folgenden Kapitel werden die aktuellen Versuchsmethoden im Produktentstehungsprozess beschrieben. Für die in Kapitel 4 entwickelte neue Methode ist es unerlässlich, zunächst den Anspruch an die Versuchsmethode durch eine Einordnung in den Produktentstehungsprozess zu ermitteln. Zu diesem Zweck wird das von Albers<sup>21</sup> entwickelte „integrierte Produktentstehungsmodell“ (iPeM) nachfolgend vorgestellt.

### 2.3.1 Das integrierte Produktentstehungsmodell (iPeM)

Das iPeM stellt einen ganzheitlichen Ansatz dar, der allgemein auf alle Varianten von Produktentstehung anwendbar ist. Die systematische Beschreibung der Produktentstehung erfolgt auf Basis des ZHO-Modells (Bild 2-8), dessen Struktur sich auch im iPeM wieder findet. Ropohl<sup>22</sup> beschreibt das ZHO-Modell und geht davon aus, dass die drei Elemente Zielsystem, Handlungssystem und Objektsystem in loser Kopplung zueinander entwickelt werden.

---

<sup>21</sup> Albers / Meboldt 2007

<sup>22</sup> Ropohl 1979, Ropohl 1999

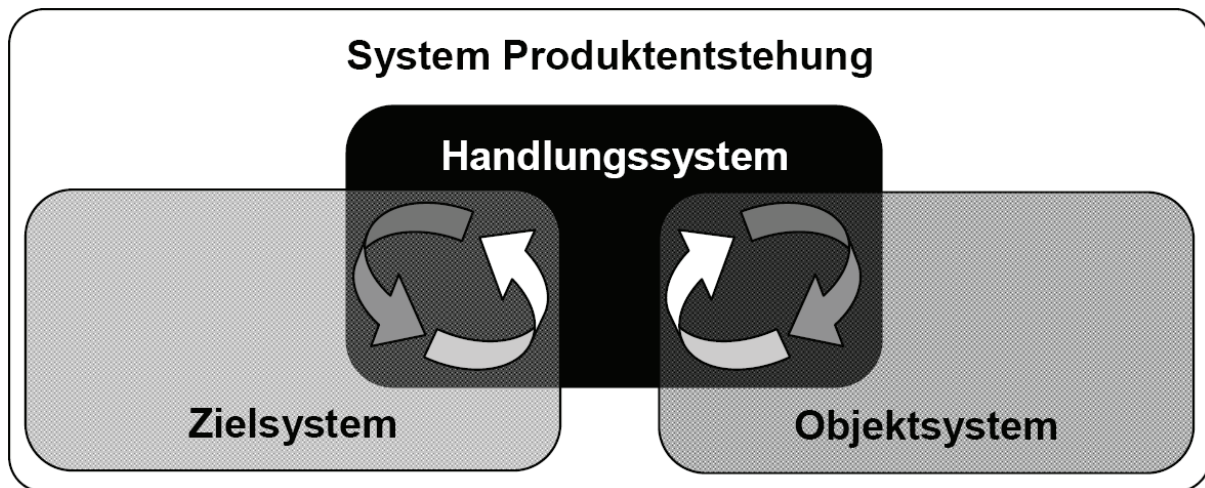


Bild 2-8: Verknüpfung von Ziel-, Handlungs- und Objektsystem<sup>23</sup>

Die grundsätzliche Aufgabe der Produktentwicklung ist es, ein Zielsystem (ZS) zu definieren und mit Hilfe des Handlungssystems (HS) in das korrespondierende Objektsystem (OS) zu überführen.<sup>24</sup> Das Zielsystem wird zu Beginn des Produktentstehungsprozesses definiert und im weiteren Verlauf ständig weiter konkretisiert. Es enthält alle relevanten Ziele und deren Abhängigkeiten und Randbedingungen, nicht aber die zur Erfüllung dieser Ziele passende Lösung. Die richtige, durchgängige und vollständige Erfassung und Abstimmung der Ziele ist die Basis der erfolgreichen Produktentwicklung und Kernbestandteil der Entwicklungstätigkeit. Demgegenüber steht das Objektsystem für die realisierte Lösung des Zielsystems. Objektsysteme liegen nicht zwangsläufig in materieller Form vor, sondern können auch ausschließlich aus nichtmateriellen Komponenten wie z.B. Software oder Methoden bestehen.

Alle Komponenten, welche das Ziel- ins Objektsystem überführen, werden im Handlungssystem zusammengefasst. Meboldt beschreibt Handlungssysteme als „sozio-technische Systeme, die strukturierte und vernetzte Aktivitäten für die Transformationen zwischen dem Ziel- und Objektsystem durchführen. Aktivitäten sind die kleinste Ausführungseinheit des Handlungssystems. Sie setzen sich aus Tätigkeiten, ausführenden Ressourcen, zu benutzenden Ressourcen und zeitlicher Abhängigkeit zusammen. Aktivitäten sind die kleinsten Elemente eines Prozesses.

<sup>23</sup> Meboldt 2008

<sup>24</sup> Albers 2003

Ziel- und Objektsystem werden durch das Handlungssystem erstellt und stehen nur durch dieses in gegenseitiger Wechselbeziehung.“<sup>25</sup>

Die Modellierung der systemtechnischen Logik der ZHO-Systeme erfolgt im iPeM durch die SPALTEN-Aktivitätenmatrix, in der die verschiedenen Aktivitäten zusammengefasst werden (Bild 2-9). Die SPALTEN-Aktivitätenmatrix wird von zwei Dimensionen aufgespannt: Die zehn Hauptaktivitäten der Makroebene orientieren sich am Lebenszyklusmodell nach Albers<sup>26</sup>, während sich die Mikroaktivitäten aus dem Problemlösungszyklus ableiten. SPALTEN ist dabei kein sequentielles Ablaufmodell, sondern „Metamodell der Aktivitäten der Produktentstehung, auf dessen Basis Abläufe in der Produktentstehung beschrieben werden.“<sup>27</sup>

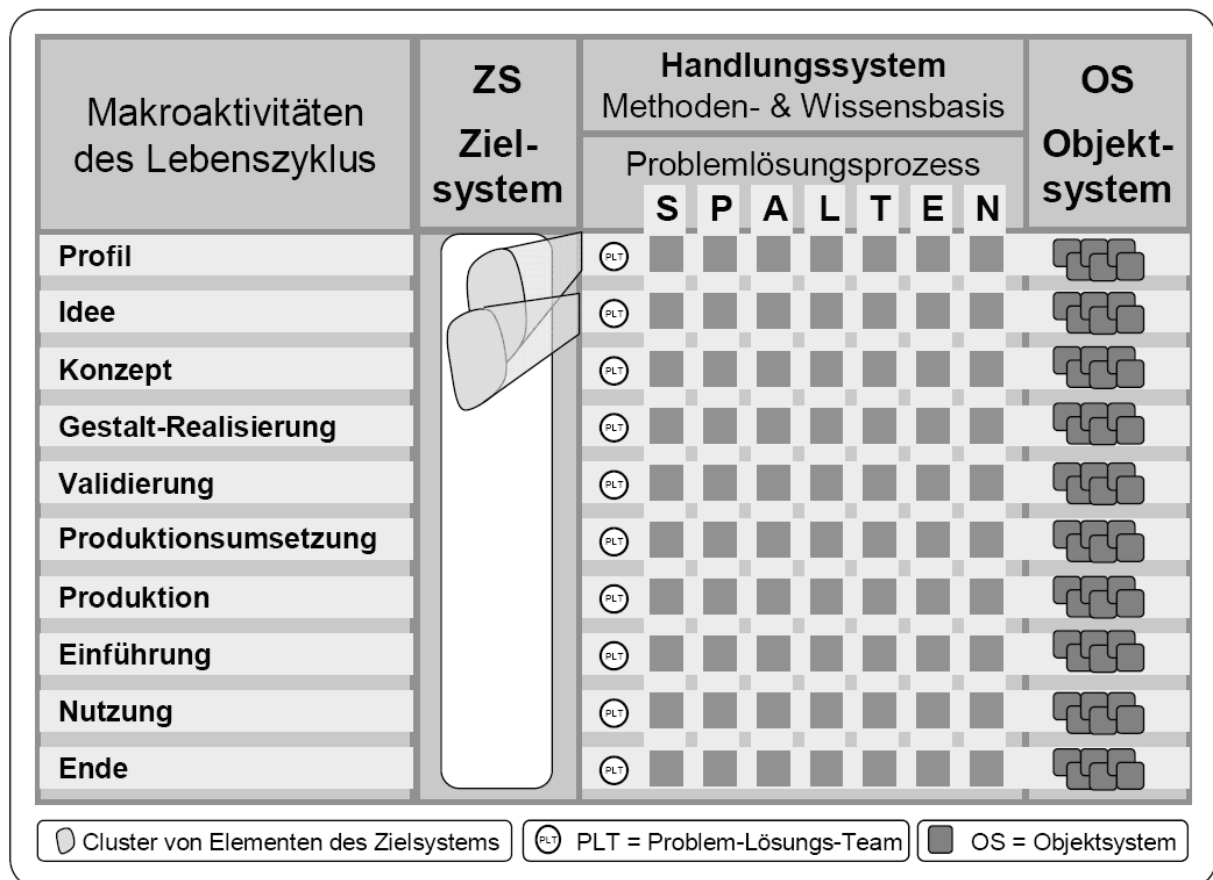


Bild 2-9: Die SPALTEN-Aktivitätenmatrix<sup>28</sup>

<sup>25</sup> Meboldt 2008

<sup>26</sup> edit: Albers-Quelle PEP

<sup>27</sup> Meboldt 2008

<sup>28</sup> Albers / Meboldt 2006

Die in dieser Arbeit untersuchten Methoden befinden sich im Spannungsfeld zwischen den Makro-Aktivitäten Konzept, Gestalt-Realisierung und Validierung.

Das Ziel der Makroaktivität Konzept ist die Darlegung aller wesentlichen Eigenschaften des Produkts durch geeignete Beschreibungen der einzelnen Parameter. Die Konzeptaktivitäten erreichen dabei nur einen begrenzten Detaillierungsgrad. Die exakte und verbindliche Definition der Produkteigenschaften erfolgt während der konstruktiven Aktivität Gestalt-Realisierung. Während der Validierung wird mit der Erfüllungsgrad überprüft.

Neben der Definition der Produkteigenschaften müssen die relevanten Prüfverfahren ebenfalls berücksichtigt und entsprechend des aktuellen Ausarbeitungsstandes geplant werden. Während in einem frühen Entwicklungsstadium das Simulationsergebnis eines einfachen Teilmodells ausreichen kann, ist vor der Produkteinführung in der Regel die Prüfung (mindestens) eines realen Produkts notwendig.

Die einzelnen produktbeschreibenden Eigenschaften lassen sich, wie in Bild 2-10 dargestellt, in die drei verschiedenen Klassen einteilen.<sup>29</sup> Zur Klasse der Lebensdauermerkmale werden Eigenschaften gezählt, welche über die mögliche Nutzungsdauer des Produkts entscheiden. Dazu gehören z.B. Missbrauchsverhalten oder Verschleißigenschaften. Demgegenüber gehen die Leistungsmerkmale über die reine Funktion hinaus und enthalten diejenigen Parameter, welche durch messtechnische oder modellierende Verfahren im Hinblick auf Vorschriften und Anwendung ermittelt werden können. Die Merkmale der Klasse Interaktion spielen eine besondere Rolle, da sie nur gemeinsam mit Benutzer und Umgebung zu ermitteln und einer messtechnischen Erfassung dadurch schwer zugänglich sind. Diese Größen werden meist subjektiv beurteilt und lassen sich daher nur schwer als Kenngrößen zur Lastenheftvorgabe festlegen.

---

<sup>29</sup> Albers 2003

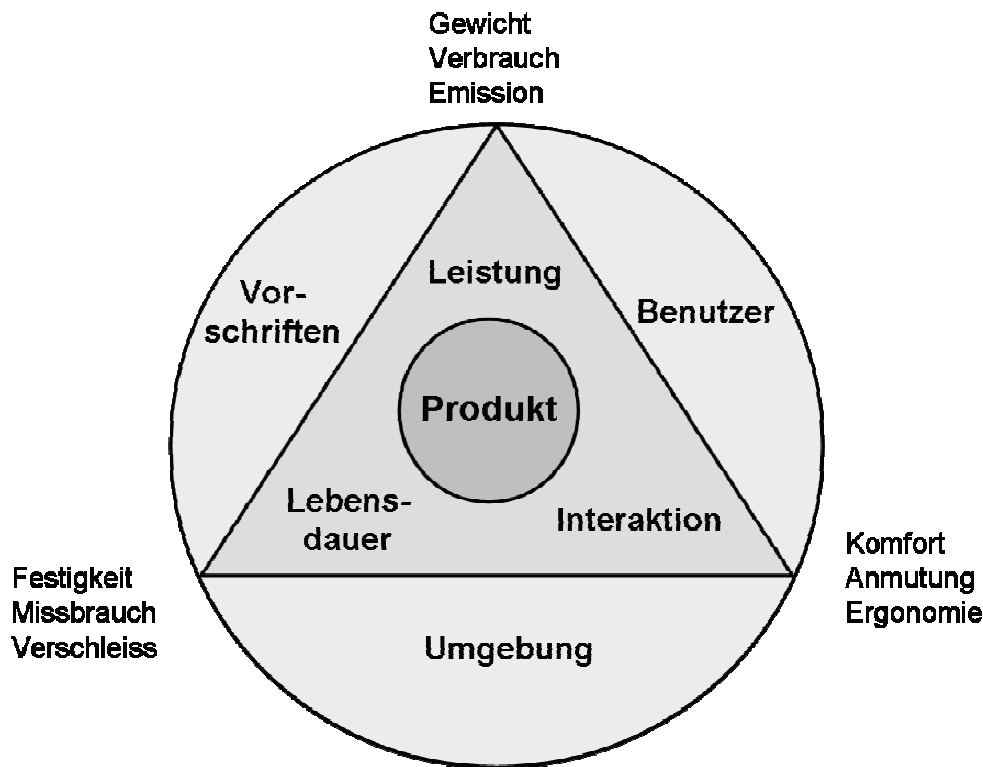


Bild 2-10: Einteilung der Produkteigenschaften in Klassen<sup>30</sup>

Zur letzt genannten Klasse zählen auch die Komforteigenschaften. In Kapitel 4 wird daher untersucht, welche Folgen diese Einordnung für die Produktentwicklung hat und welche Forderungen daraus abgeleitet werden können.

Nachfolgend werden die unterschiedlichen Verfahren zur Untersuchung des Schaltbetätigungscomforts näher beschrieben.

### 2.3.2 Vollständige Simulation

Die vollständige Simulation findet vor allem in der sehr frühen Phase des Produktentstehungsprozesses (PEP) statt, in welcher noch keine realen Bauteile vorliegen. Wie Heißing<sup>31</sup> ausführt, ist die benötigte Trennschärfe zu diesem Zeitpunkt noch gering und steigt erst im weiteren Projektfortschritt an. Durch den damit einhergehenden, steigenden Modellierungsaufwand lässt die Effektivität der Simulation im Laufe des Projektfortschritts nach (Bild 2-11).

<sup>30</sup> Albers 2003

<sup>31</sup> Heißing 2002

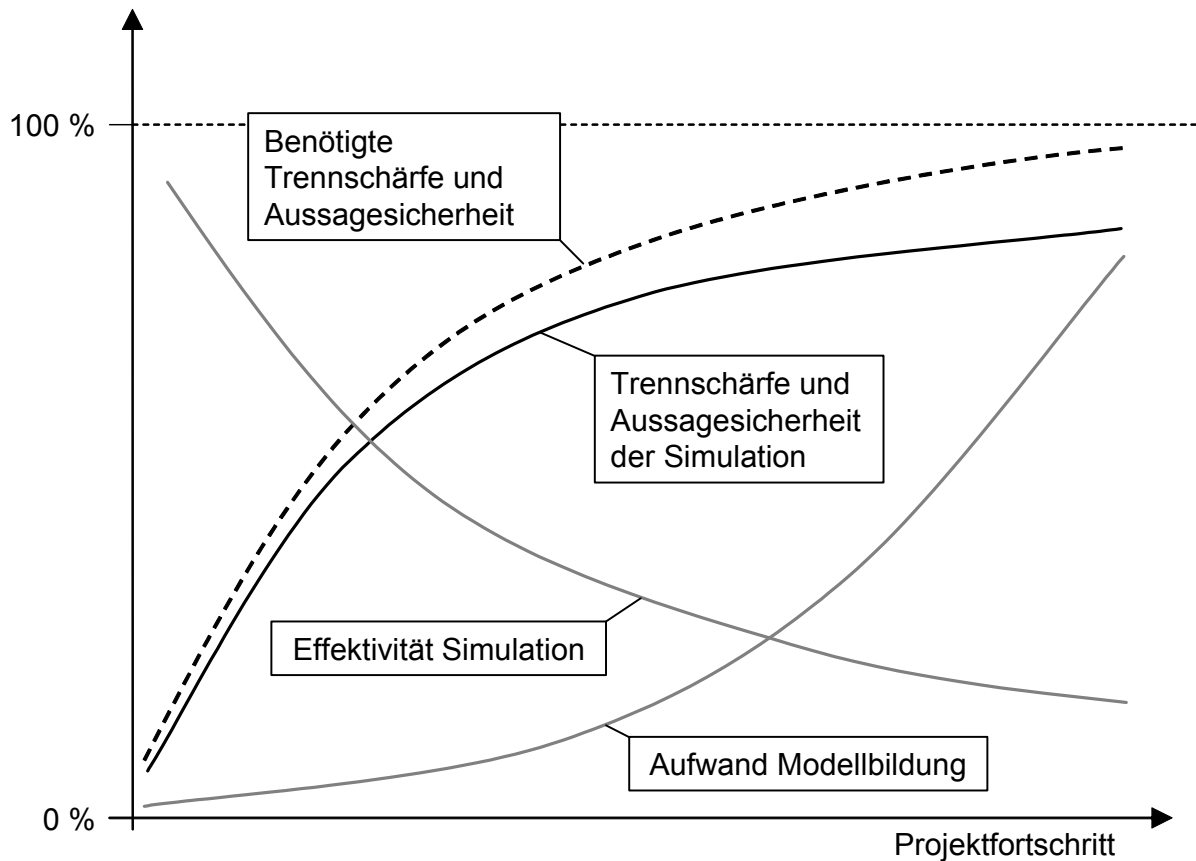
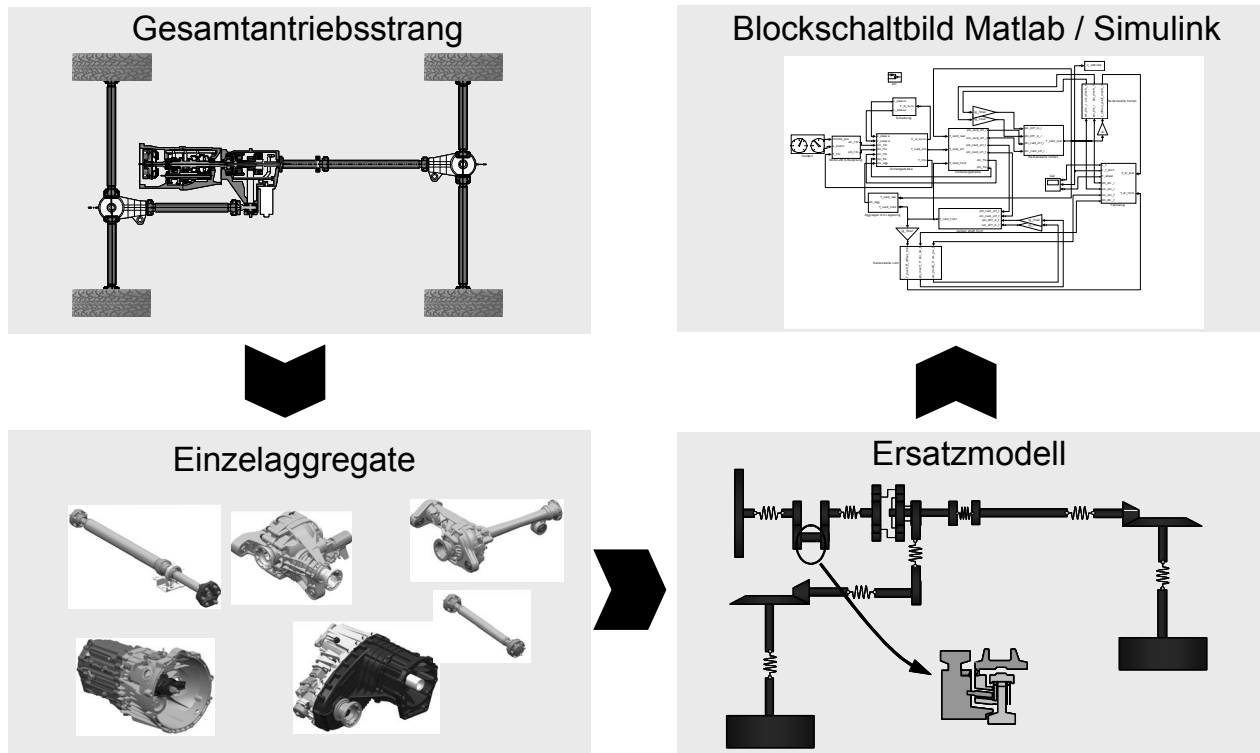


Bild 2-11: Aufwand und Nutzen der Simulation<sup>32</sup>

Im Bereich des Schaltbetätigungscomforts werden vor allem MKS-Systeme zur Berechnung des Kraftverlaufs beim Schaltvorgang verwendet. Zur Modellierung dieses Vorgangs wird der vollständige Antriebsstrang von der Kupplung bis zu den Antriebsrädern als mathematisches Modell abgebildet. Komplexe mechanische Bauteile werden dabei soweit wie möglich auf einfache Körper mit gleichen Haupteigenschaften reduziert. Der Vorgang ist schematisch in Bild 2-12 dargestellt.

<sup>32</sup> Heißing 2002



Bild 2-12: Modellbildung zur Schaltkomfortermittlung<sup>33</sup>

Einen wesentlichen und komplexen Teil des Modells bildet die Synchronereinheit, da hier auch die Kontur der Zähne und die Kontaktkräfte mit abgebildet werden. Als Modellierungsumgebung wird dazu neben Matlab/Simulink<sup>34</sup> auch ITI-SIM<sup>35</sup> oder Dymola<sup>36</sup> verwendet. Um die stochastischen Effekte des Schaltkraftverlaufs (vgl. Kap. 4.4.2.5) zu berücksichtigen, wird die Simulation (z.B. bei Casper<sup>37</sup>) mit variierenden Verzahnungsstellungen mehrmals wiederholt. Das Ergebnis der Simulation besteht unabhängig vom Simulationstool zunächst aus Kraft- und Wegverlauf des Schalthebels im Zeitbereich. Weiterhin liegen nach der Simulation die Bewegungsgrößen aller modellierten Bauteile vor. Um die Qualität des Systems zu beschreiben, werden mit Hilfe aller vorliegenden Zeitsignale die Kennwerte erzeugt. Ein solcher Kennwert ist beispielsweise die Schaltqualitätszahl SQD, welche von Kurrle<sup>38</sup> vorgestellt wird. Bei der Berechnung der SQD wird die unterschiedliche

<sup>33</sup> Casper et al. 2004

<sup>34</sup> Bencker 2004

<sup>35</sup> Kwittner et al. 2003, Abel et al. 2005,

<sup>36</sup> Leist et al. 2005

<sup>37</sup> Casper et al. 2004

<sup>38</sup> Kurrle 2006

Wahrnehmung verschiedener Frequenzen am Schalthebel berücksichtigt und ein äquivalentes Subjektivurteil prognostiziert. Die Höhe dieser Zahl gibt an, in welchem Ausmaß der Schaltvorgang von einer Störung betroffen ist.

### 2.3.3 Schaltkraftsimulator

Da die Simulation grundsätzlich vollständig auf reale Bauteile verzichtet, liegen Schaltvorgänge nur in Datenform vor. Im Entscheidungsprozess steht man daher vor dem Problem, die Bewertung vornehmen zu müssen, ohne das System „in der Hand“ zu haben. Diese Möglichkeit bietet erst der später im PEP realisierbare Prüfstand. Um diese Lücke zu schließen und dem Entscheidungsträger das System ohne ein reales, ausgeführtes Exemplar wahrnehmbar zu präsentieren, wurde bei der Porsche AG der Schaltkraftsimulator entwickelt (Bild 2-12).<sup>39</sup>

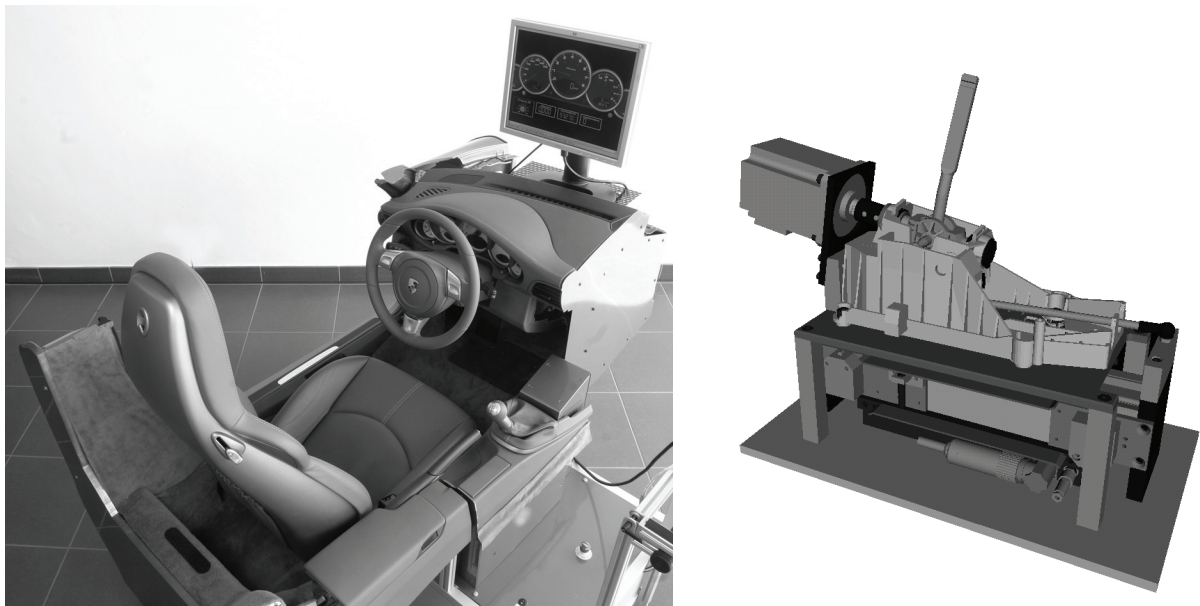


Bild 2-13: Schaltkraftsimulator: Gesamtsystem (links) und Schalthebelanbindung (rechts)<sup>40</sup>

Im Gegensatz zu dem bei der vollständigen Simulation verwendeten virtuellen Fahrermodell kommt nun der Mensch selbst als Bediener zum Einsatz. Zu diesem Zweck ist die Mensch-Maschine-Schnittstelle als reale Komponente vorhanden. Alle

<sup>39</sup> Kurrle 2006, Casper et al. 2004

<sup>40</sup> Porsche 2007

weiteren Komponenten werden modelliert. Die Darstellung der Schnittstellenkräfte erfolgt über Elektromotoren. Durch die Einbindung des menschlichen Bedieners in den Regelkreis müssen die Rechenschritte des Modells in Echtzeit ausgeführt werden können, was hohe Anforderungen an das verwendete Simulationssystem stellt.<sup>41</sup>

### 2.3.4 Prüfstandsversuch

Der weitere Fortschritt im PEP bedingt eine immer höhere Trennschärfe, daher ist die Erprobung realer Komponenten erforderlich. Je nach Untersuchungsziel unterscheiden sich die Umfänge an ausgeführten und simulierten Komponenten. So wird die Bedienung der Schaltbetätigung in der Regel von einem Roboter übernommen, die Komponenten können aber auch vom Versuchsingenieur direkt bedient werden. Zur Ermittlung der Schaltbetätigungsqualität werden vor allem Synchronprüfstände wie in Bild 2-14 gezeigt verwendet.

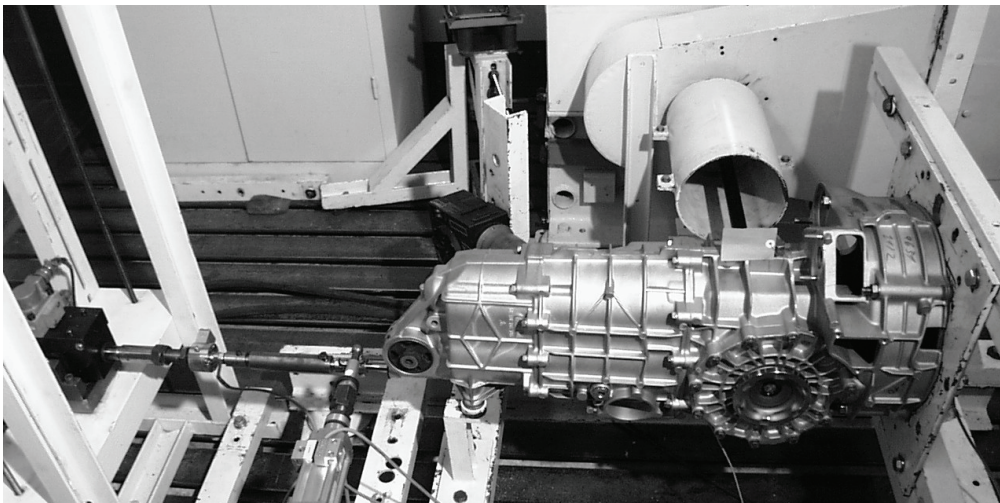


Bild 2-14: Aufbau Synchronprüfstand<sup>42</sup>

Hierbei sind die in Kapitel 2.1.1 beschriebenen Bauteile vorhanden und in Fahrzeuglage verbaut, während die gesamte Umgebung simuliert wird. Die Drehzahl wird über die Antriebswellen aufgeprägt, an welchen auch die entsprechend reduzierte Fahrzeugmasse angeflanscht ist. Da der Schaltvorgang idealer Weise bei vollständig geöffneter Kupplung abläuft, kann auf den Aufbau des Verbrennungsmotors inklusive Schwungrad und Druckplatte verzichtet werden. Die

<sup>41</sup> Kim et al. 2002

<sup>42</sup> Porsche 2007

Getriebebedienug erfolgt über Hydraulikzylinder und wird am Kraftangriffspunkt des Handschalthebels eingeleitet. Sollte zum entsprechenden Zeitpunkt keine Außenschaltung vorhanden sein, so lassen sich die Kräfte auch direkt am Getriebeschalthebel aufbringen. Weiterhin lässt sich die Bedienung auch per Hand ohne Aktorik einleiten. Im einfachsten Fall, wenn nur statische Größen erfasst werden sollen, können auch die angebundene Schwungmasse und der Elektromotor entfallen.

Ein kommerzielles Auswertungssystem zur Auswertung von Prüfstandsversuchen ist das „Pro-Gear“ der Firma Hofer. Diese Software wertet die einzelnen dynamischen Schaltvorgänge nach verschiedenen Kriterien aus und bewertet anschließend jeden Schaltvorgang. Das Bewertungssystem entspricht in wesentlichen Punkten dem in Kapitel 2.4 vorgestellten Erzeugnis-Bewertungs-System (EBS).

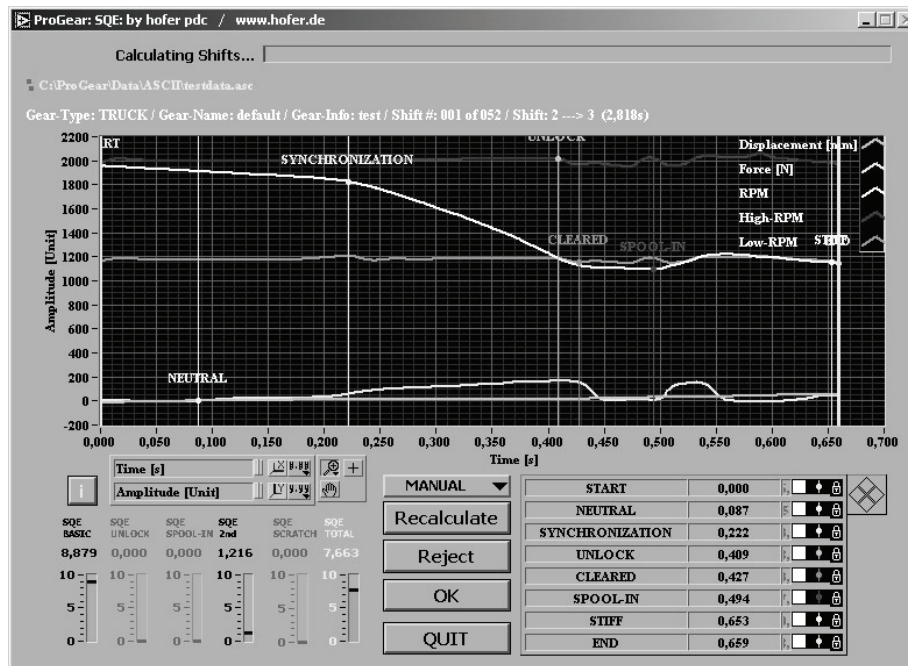


Bild 2-15: „Pro-Gear“ der Firma Hofer<sup>43</sup>

Das System lässt sich durch zusätzliche Hardware auch zur Auswertung von Fahrversuchen einsetzen.

<sup>43</sup> Porsche 2007

### 2.3.5 Fahrversuch

Die Durchführung des Fahrversuchs kann erst spät im PEP erfolgen, wenn ein realer Prototyp des Fahrzeugs vorhanden ist. Der Versuchsgegenstand entspricht damit weitgehend dem realen Fahrzeug, die Versuchsgüte ist dementsprechend hoch. Um Fahrversuche auch zu einem früheren Zeitpunkt realisieren zu können, werden vorhandene Fahrzeuge als Aggregateträger verwendet. Die relevanten Eigenschaften dieser Fahrzeuge (Schwingungseigenschaften, Gewicht, Leistung,...) entsprechen annähernd denen des Zielsystems.

Im Fahrversuch lassen sich umfassende Versuche zur Erfassung der subjektiv erlebten Qualität der Schaltbetätigung durchführen. Da diese Versuche zur Produktvalidierung dienen, spielen die Ergebnisse eine besonders große Rolle. Die Ergebnisse des Fahrversuchs werden entweder durch technische Messaufnehmer objektiv erfasst oder als subjektive Bewertung über entsprechende Sensorik (z.B. Fragebögen) subjektiv ermittelt. Zur objektiven Vermessung des Schalthebels wird bei der Porsche AG die GSQA (Gear Shift Quality Assessment) Messtechnik des Herstellers Ricardo verwendet (Bild 2-16). Diese Hard- und Softwarekombination wird von Ricardo als System vertrieben und weltweit bei mehr als 40 Automobilherstellern und -zulieferern eingesetzt<sup>44</sup>.

---

<sup>44</sup> Ricardo 2003



Bild 2-16: GSQA-Messtechnik<sup>45</sup>

Zentrales Element des GSQA ist der Messschaltknopf, welcher anstelle des originalen Schaltknopfs auf dem Schalthebel befestigt wird. Dieser enthält eine 3-Achs-Kraftmessdose, wodurch die Handkraft direkt an der Schnittstelle gemessen werden kann. Durch die Anbindung eines Wegmesssystems wird zusätzlich die Position des Schalthebels im Raum ermittelt. Neben diesen sechs Kanälen können weitere Sensoren integriert und dadurch zusätzliche Signale wie z.B. Getriebeeingangsdrehzahl oder Subjektivurteil erfasst werden. Das GSQA lässt sich ohne großen Aufwand an verschiedene Fahrzeuge adaptieren und erlaubt so einen kurzfristigen und variablen Einsatz. Werden neben den o. a. Hauptsignalen keine weiteren Signale benötigt, können Einbau und Inbetriebnahme innerhalb einer Stunde erfolgen. Ricardo vertreibt das System gemeinsam mit einer entsprechenden Auswertesoftware, welche die Bearbeitung der Messergebnisse ermöglicht. Das Resultat der Auswertung ist eine Sammlung von Kennwerten, welche das Untersuchungssystem beschreiben.

---

<sup>45</sup> Porsche 2007

## 2.4 Quantifizierung der objektiven Messung

Eine wesentliche Aufgabe der Versuchsdurchführung ist die Quantifizierung der Versuchsergebnisse. Während nach der vollständigen Simulation alle Bewegungsgrößen aller Bauteile zur Verfügung stehen, werden im Fahrversuch oft nur Kraft- und Wegsignal aufgezeichnet. Unabhängig vom Versuchsverfahren liegen die verschiedenen Signale aller technischen Messungen aber zunächst als Zeitschrieb vor und sind in dieser Form einer Analyse nicht (oder nur eingeschränkt) zugänglich.

Zur Datenaufbereitung können die Signale entweder als Kennlinien dargestellt (z.B. Kraft-/Weg-Kennlinie) oder Kennwerte daraus abgeleitet werden. Moir<sup>46</sup> stellt eine Auswertemethode dynamischer Schaltvorgänge vor, die sich stark an der OGAS-Software<sup>47</sup> orientiert. Da die Kennlinien des dynamischen Schaltvorgangs eine starke stochastische und systematische Verteilung aufweisen, werden für eine vergleichende Analyse nicht die einzelnen Kennlinien, sondern die 95%-Konfidenzintervalle betrachtet (Bild 2-17).

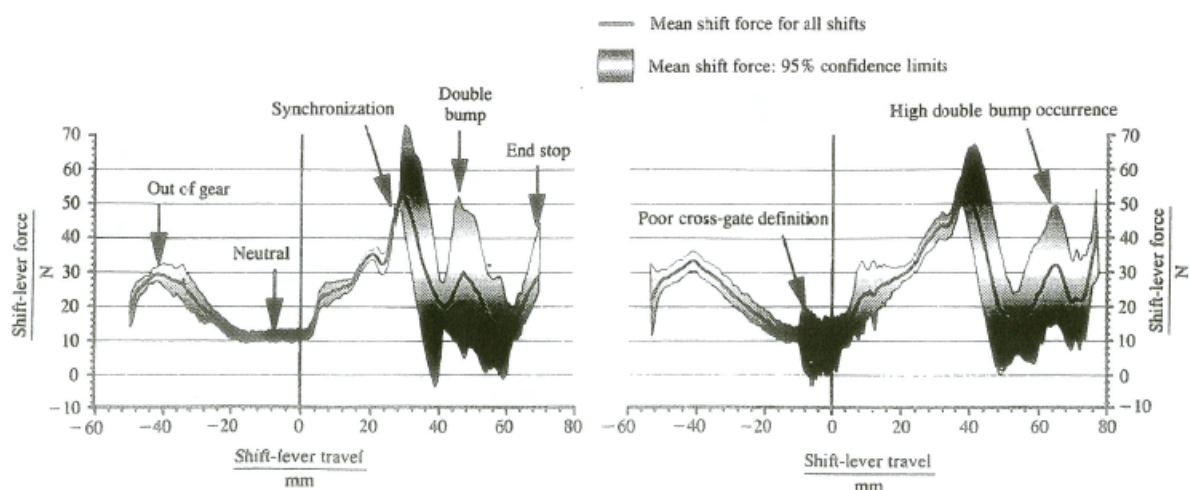


Bild 2-17: Mittelkurve und 95%-Konfidenzintervalle dynamischer Schaltvorgänge<sup>48</sup>

Weiterhin liefert Moir eine Sammlung an Kennwerten (Tabelle 2-1), welche einen dynamischen Schaltvorgang charakterisieren. Die Berechnung dieser Kennwerte erfolgt auf Basis einer Phasenaufteilung (vgl. Kap. 4.1.3) und benötigt neben dem

<sup>46</sup> Moir 1995

<sup>47</sup> Ricardo 2006

<sup>48</sup> Moir 1995

Kraft- und Wegsignal am Schalthebel auch Ein- und Ausgangsdrehzahl der Getriebewellen.

Tabelle 2-1: Kennwerte zur Beschreibung des dynamischen Schaltvorgangs<sup>49</sup>

|                         |                                           |
|-------------------------|-------------------------------------------|
| Measures of shift feel  | Travel shift integral                     |
|                         | Unified travel shift integral             |
|                         | Travel double bumb integral               |
|                         | Unified double bumb integral              |
|                         | Travel blocking release integral          |
|                         | Maximum double bumb force                 |
|                         | Double bumb synchronization force (ratio) |
|                         | Time double bumb integral                 |
| Measures of shift force | Time shift integral                       |
|                         | Time synchronization integral             |
|                         | Maximum synchronization force             |
|                         | Synchronization time                      |
|                         | Shift time                                |

Besondere Bedeutung kommt dem Synchronimpuls („Time synchronization integral“,  $I_S$ ) zu. Dieser wird aus dem Produkt von Schaltkraft  $F_H$  und Dauer der Synchronisation  $t_{IV} - t_{III}$  ermittelt (Gl. 2-1).

$$I_S = \int_{t_{III}}^{t_{IV}} F_H(t) dt \quad \text{Gl. 2-1}$$

<sup>49</sup> Moir 1995



Geht man davon aus, dass die zur Synchronisierung benötigte Energie näherungsweise unabhängig von Verlauf und Betrag der Handschaltkraft ist, dann kann der Synchronimpuls nicht nur zur Bewertung eines einzelnen Schaltvorgangs, sondern als Systemkennwert eines Schalttyps unter definierten Randbedingungen verwendet werden. Moir stellt beim Vergleich der objektiven Kennwerte fest, dass der Synchronimpuls besonders gut zur Bewertung der Leistungsfähigkeit der Synchronisierung geeignet ist.

Als Maß für die Störung des dynamischen Schaltvorgangs verwendet Moir wie auch Bencker<sup>50</sup> und Kwittner<sup>51</sup> neben anderen Kennwerten die Anzahl der Kraftspitzen zwischen  $t_V$  und  $t_{VII}$  (entsprechend der in Kapitel 4.1.3 vorgestellten Phasen, Bild 2-18), da der Fahrer in diesem Bereich keine Kraftspitzen erwartet.

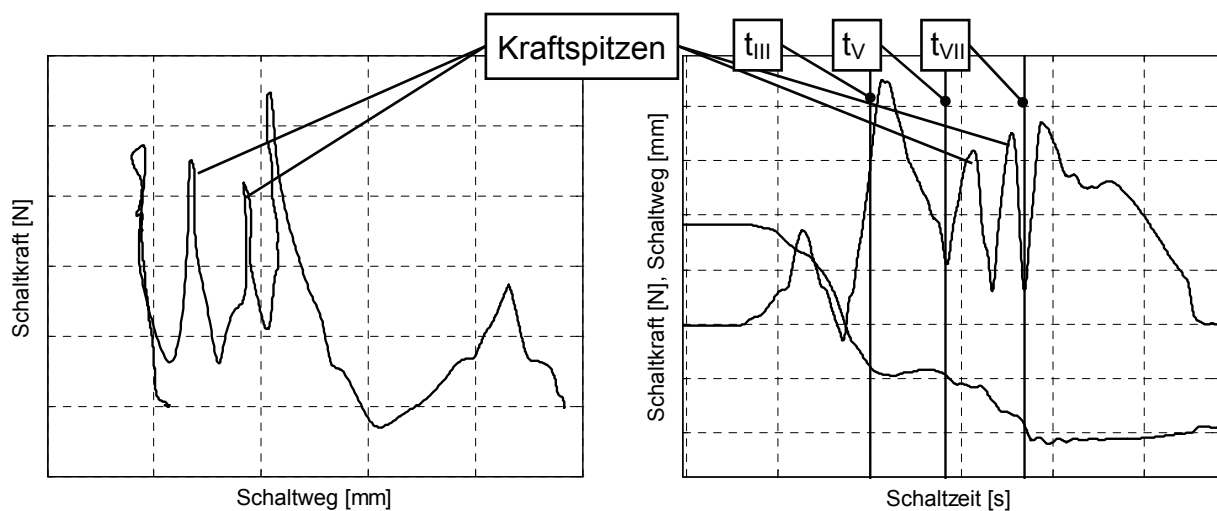


Bild 2-18: Exemplarische Darstellung eines dynamischen Schaltvorgangs<sup>52</sup>

Weiterhin wird die Intensität der Störung durch das Verhältnis der maximalen Kräfte zwischen  $t_V$  und  $t_{VII}$  und zwischen  $t_{II}$  und  $t_V$  (Gl. 2-2) ermittelt ("Double bump synchronization force (ratio)", dbs). Durch die Relativierung wird der Annahme Rechnung getragen, dass das Kraftniveau der Störung subjektiv nicht absolut, sondern relativ zur Synchronkraft wahrgenommen wird.

$$\text{dbs} = \frac{\max(F(t) | t \in [t_V; t_{VII}])}{\max(F(t) | t \in [t_{II}; t_V])} \quad \text{Gl. 2-2}$$

<sup>50</sup> Bencker 2004

<sup>51</sup> Kwittner et al 2003

<sup>52</sup> Porsche 2007

Die von Röper vorgestellte Rauheitskennzahl (RKZ, Gl. 2-3, Bild 2-19) beschreibt die Rauheit des Kraft-Zeit-Verlaufs zwischen  $t_{III}$  und  $t_V$ . Sie wird durch die Aufsummierung der Amplituden des Kraftverlaufs in diesem Zeitraum gebildet und ist laut Röper ein Maß für die wahrgenommene Störung in diesem Zeitraum. Ziel der Entwicklung ist es daher, die RKZ zu minimieren.<sup>53</sup>

$$RKZ = \Delta F_1 + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \dots + (F_a + F_e - 2F_m) \quad \text{Gl. 2-3}$$

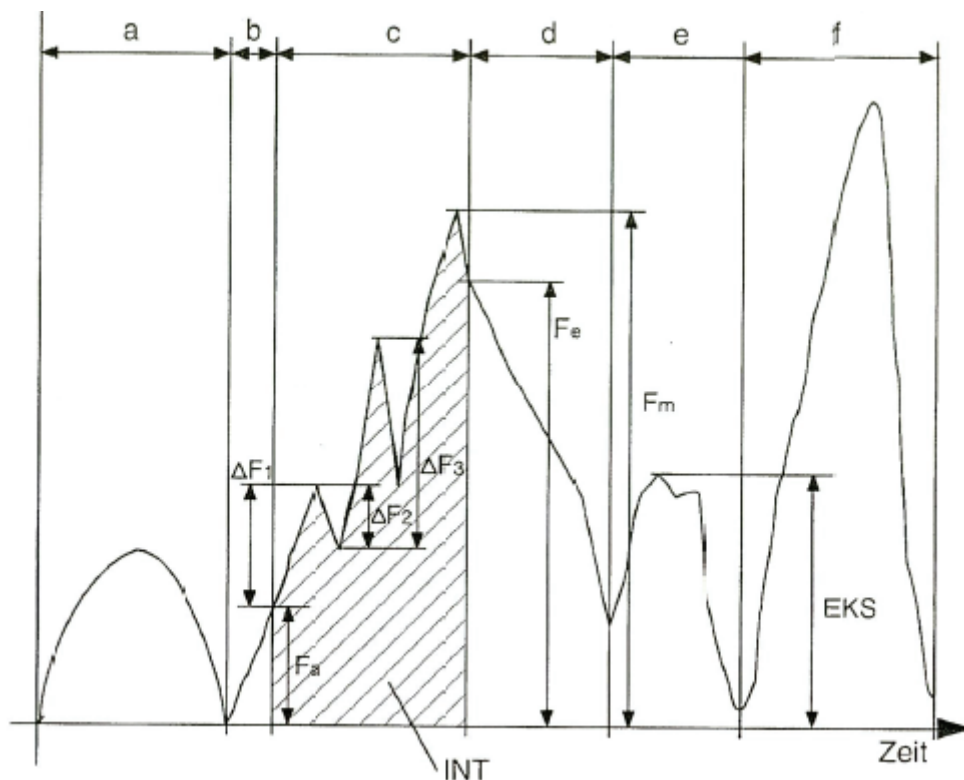


Bild 2-19: Dynamischer Schaltvorgang zur Definition der RKZ<sup>54</sup>

Die bislang vorgestellten Kennwerte beschreiben das Untersuchungssystem nicht nur objektiv, sondern liefern durch Annahmen über die entsprechende Wahrnehmung ein Maß für die subjektive Bewertung. Casper<sup>55</sup> und Kurrle<sup>56</sup>

<sup>53</sup> Röper et al. 2001

<sup>54</sup> Röper et al. 2001

<sup>55</sup> Casper et al. 2004

<sup>56</sup> Kurrle 2006

verlagern den Untersuchungsschwerpunkt durch die Entwicklung einer Schaltqualitätszahl (SQD) weiter in Richtung Subjektivurteil. Der Definition dieser Kenngröße geht eine intensive Untersuchung der subjektiven Wahrnehmung voraus. Durch eine Umrechnung der Schaltqualitätszahl in eine Note entsprechend der ATZ-Bewertungsskala wird aus einer dimensionslosen Zahl eine subjektive Bewertung erzeugt. Eine technische Interpretation ist nicht möglich. In Bild 2-20 ist das Ergebnis einer Simulationsrechnung dargestellt.

Um über die Beschreibung eines einzelnen Schaltvorgangs hinaus eine Systembeschreibung zu erhalten, wird die Simulation auf den gesamten Betriebsbereich angewendet. Durch die Variation der Stellung der Kupplungskörperverzahnung über 20 verschiedene Stellungen wird die stochastische Verteilung der Störungen nachgebildet, die in Bild 2-20 als max/min-Bereiche gekennzeichnet sind.

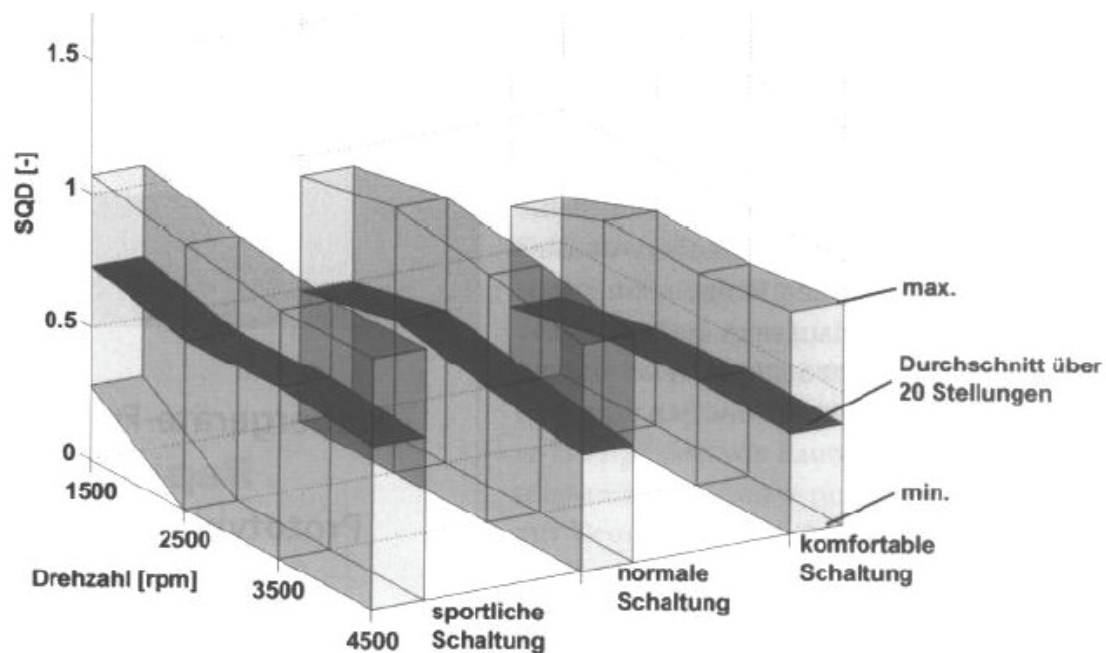


Bild 2-20: Exemplarische SQD-Auswertung einer vollständigen Simulation<sup>57</sup>

Auch das von Raeder<sup>58</sup> vorgestellte Erzeugnis-Bewertungs-System (EBS) liefert eine Kenngröße, durch welche die subjektive Bewertung von dynamischen Schaltvorgängen modelliert wird. Dazu wird zunächst an Hand des

<sup>57</sup> Casper et al 2004

<sup>58</sup> Raeder / Wunderlich 1995

Synchronimpulses eine Grundnote gebildet, anschließend werden die Ausprägungen der verschiedenen Störungen einzeln quantifiziert und das subjektive Äquivalent ermittelt (Bild 2-21). Durch die Subtraktion der dadurch erzeugten Komfortabzüge wird abschließend die Endnote ermittelt, welche sich vom Skalierungsniveau an der ATZ-Bewertungsskala orientiert (Bild 2-22).

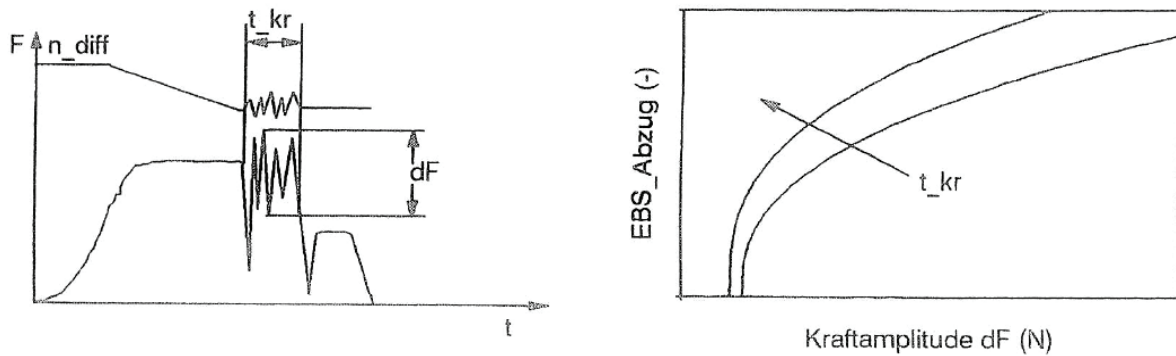


Bild 2-21: Berechnung des EBS-Komfortabzugs für Hochschaltkratzen<sup>59</sup>

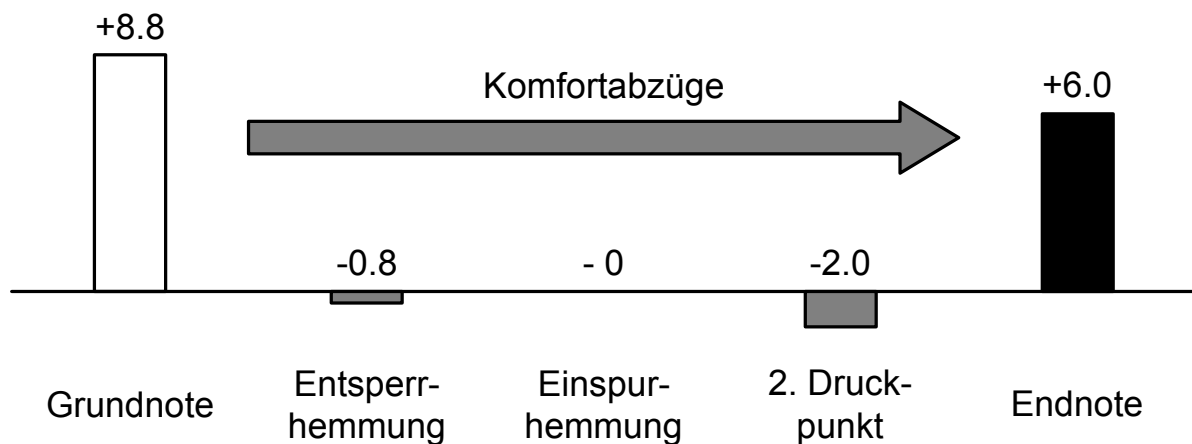


Bild 2-22: Endnotenermittlung mit dem EBS<sup>60</sup>

Die bislang aufgeführten Kennwerte beschreiben mit dem dynamischen Schaltvorgang nur einen Teil der Gesamtfunktionalität des Untersuchungssystems. Röper<sup>61</sup> stellt darüber hinaus Kennwerte vor, welche auch die anderen Teilfunktionen (vgl. Kap. 4.1.2) charakterisieren.

<sup>59</sup> Raeder / Wunderlich 1995

<sup>60</sup> nach Raeder / Wunderlich 1995

<sup>61</sup> Röper et al. 2001

Der statische Schaltvorgang wird mit den in Tabelle 2-2 aufgezählten und in Bild 2-23 skizzierten Kennwerten charakterisiert. Diese werden aus der Kraft-/Weg-Kennlinie gebildet und enthalten die verschiedenen Betätigungskräfte, -wege und -steifigkeit.

Tabelle 2-2: Kennwerte des statischen Schaltvorgangs<sup>62</sup>

|       |                                                                             |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------|
| a     | Schaltweg (Abstand der Gangposition von der Neutralebene)                   |
| b     | „Überschalt“-Weg                                                            |
| c     | freies Spiel im Gang (Schaltrichtung)                                       |
| k     | Anschlagsteifigkeit bei definierter Kraft (Schaltrichtung)                  |
| $k_S$ | Systemsteifigkeit bei definierter Kraft (Schaltrichtung)                    |
| E     | maximale statische Einlegekraft                                             |
| R     | Kraftabfall beim Gangeinlegen                                               |
| A     | maximale statische Auslegekraft                                             |
| W     | max. Auslegekraft innerhalb eines definierten Abstands von der Gangposition |

<sup>62</sup> Röper et al. 2001

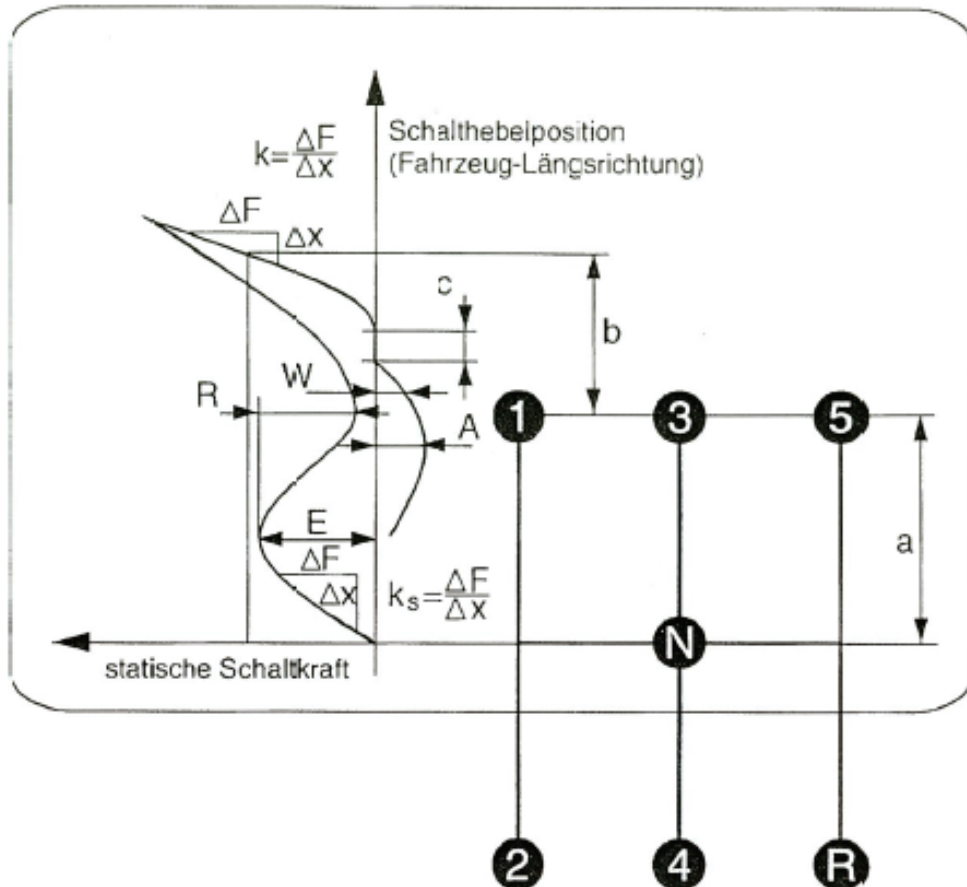


Bild 2-23: Kennwerte des statischen Schaltvorgangs<sup>63</sup>

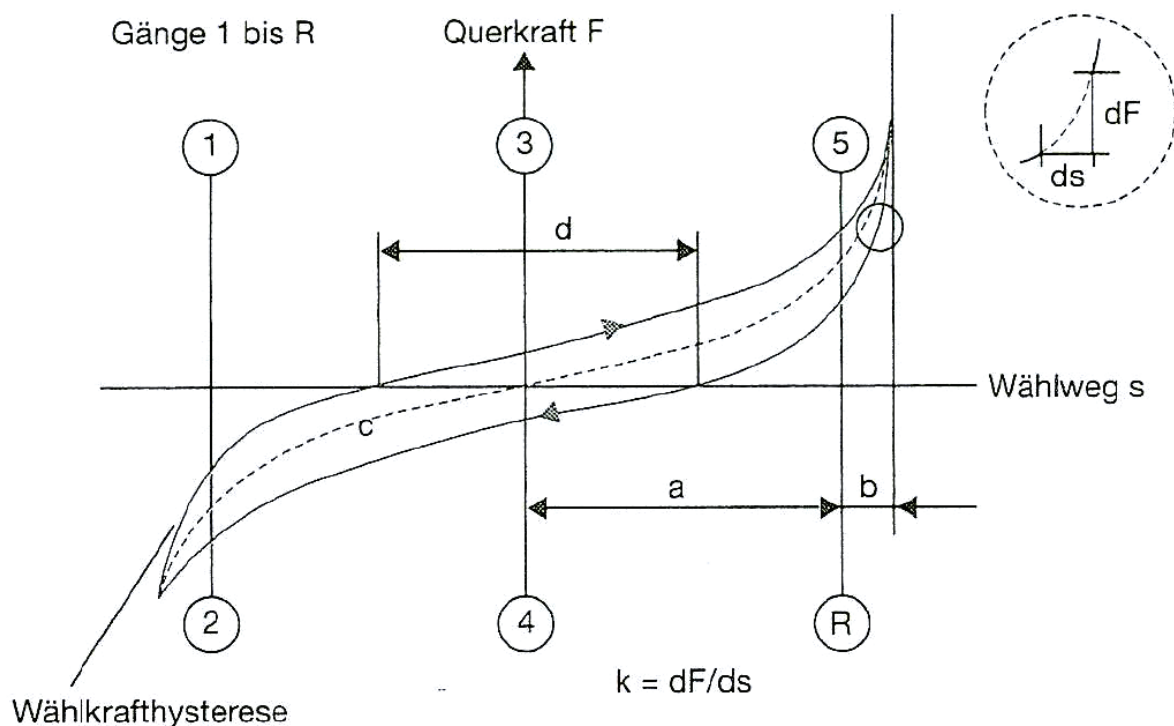
Analog zum statischen Schaltvorgang werden von Röper auch Teilfunktionen (Vorwählen, Präzision) beschrieben, auf deren ausführliche Darstellung hier verzichtet wird. Als Beispiel einer Beschreibung der Vorwählkennlinie sind in Tabelle 2-3 und Bild 2-24 die von Jopp<sup>64</sup> vorgeschlagenen Kennwerte gezeigt.

<sup>63</sup> Röper et al. 2001

<sup>64</sup> Jopp 2004

Tabelle 2-3: Kennwerte des Vorwählens<sup>65</sup>

|   |                                                         |
|---|---------------------------------------------------------|
| a | Wählweg                                                 |
| b | Überschaltweg                                           |
| c | idealer Schaltkraftverlauf                              |
| d | indifferente Schalthebelposition in der Neutralstellung |
| k | Anschlagsteifigkeit                                     |

Bild 2-24: Kennwerte des Vorwählens<sup>66</sup>

Vor allem in diesem Zusammenhang fällt auf, dass es teilweise keine Übereinstimmung von Zielvorgaben zu den jeweiligen Kennwerten gibt. Um dieses zu verdeutlichen, sind in Bild 2-25 die theoretischen Idealkennlinien verschiedener Autoren gegenübergestellt. INA<sup>67</sup> schlägt einen Verlauf mit möglichst geringer

<sup>65</sup> Jopp 2004<sup>66</sup> Jopp 2004<sup>67</sup> INA 2002

Hysterese und einem kontinuierlichen, sanften Anstieg vor, während Röper einen asymmetrischen Verlauf bevorzugt. Dieser müsse bei der Bewegung nach rechts deutlich höher liegen als bei der entgegen gesetzten Bewegung. Außerdem soll die Kraft bei der rechten Wählbewegung nicht kontinuierlich ansteigen, sondern ein Kraftmaximum mit anschließendem Abfall aufweisen.

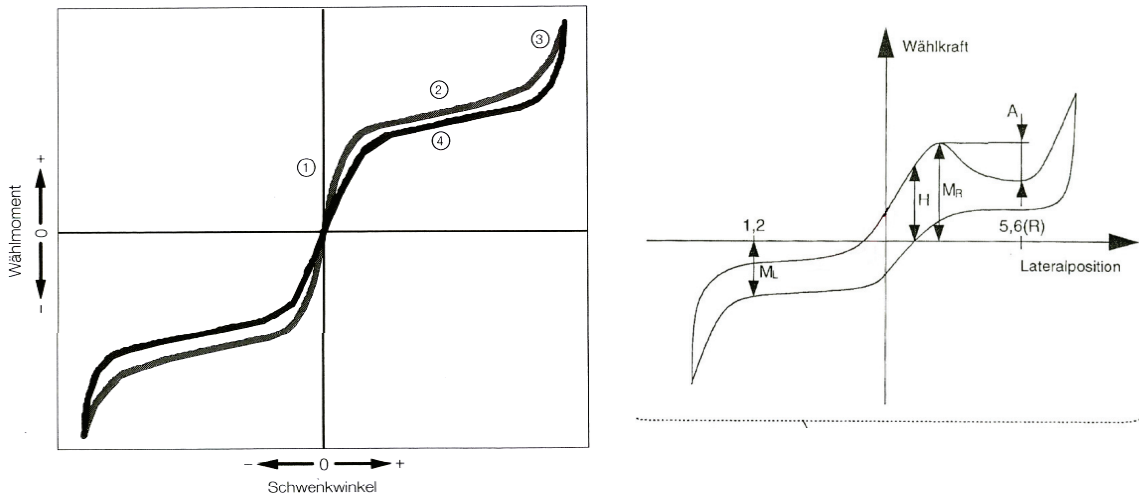


Bild 2-25: Idealer Wählmomentenverlauf nach INA<sup>68</sup> (links) und Röper<sup>69</sup> (rechts)

## 2.5 Quantifizierung der subjektiven Beurteilung

Analog zur objektiven, technischen Messung ist auch bei der Durchführung subjektiver Bewertungen eine Quantifizierung der Ergebnisse notwendig. Da die objektiv ermittelten Daten aktuell noch keinen umfassenden Überblick über den Zustand des Systems geben, ist der Stellenwert der subjektiven Bewertung nach wie vor hoch. Im Gegensatz zur objektiven Messung ist der Bewerter als Fahrer aktiv in den Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt eingebunden. Wie Stehle feststellt, führt die Varianz von Betriebspunkt und Fahrzeug sowie intra- und interindividuelle Varianz bei der subjektiven Bewertung zu einer sinkenden Güte der Versuchsergebnisse (Bild 2-26).

<sup>68</sup> INA 2002

<sup>69</sup> Röper et al. 2001



Um trotz der erschwerten Bedingungen eine ausreichende Messgüte zu erreichen, ist die Entwicklung von angepassten Versuchssensoren erforderlich. Diese müssen neben der Erfassung des Urteils auch eine Aufbereitung ermöglichen, die eine spätere Weiterverarbeitung zulässt.

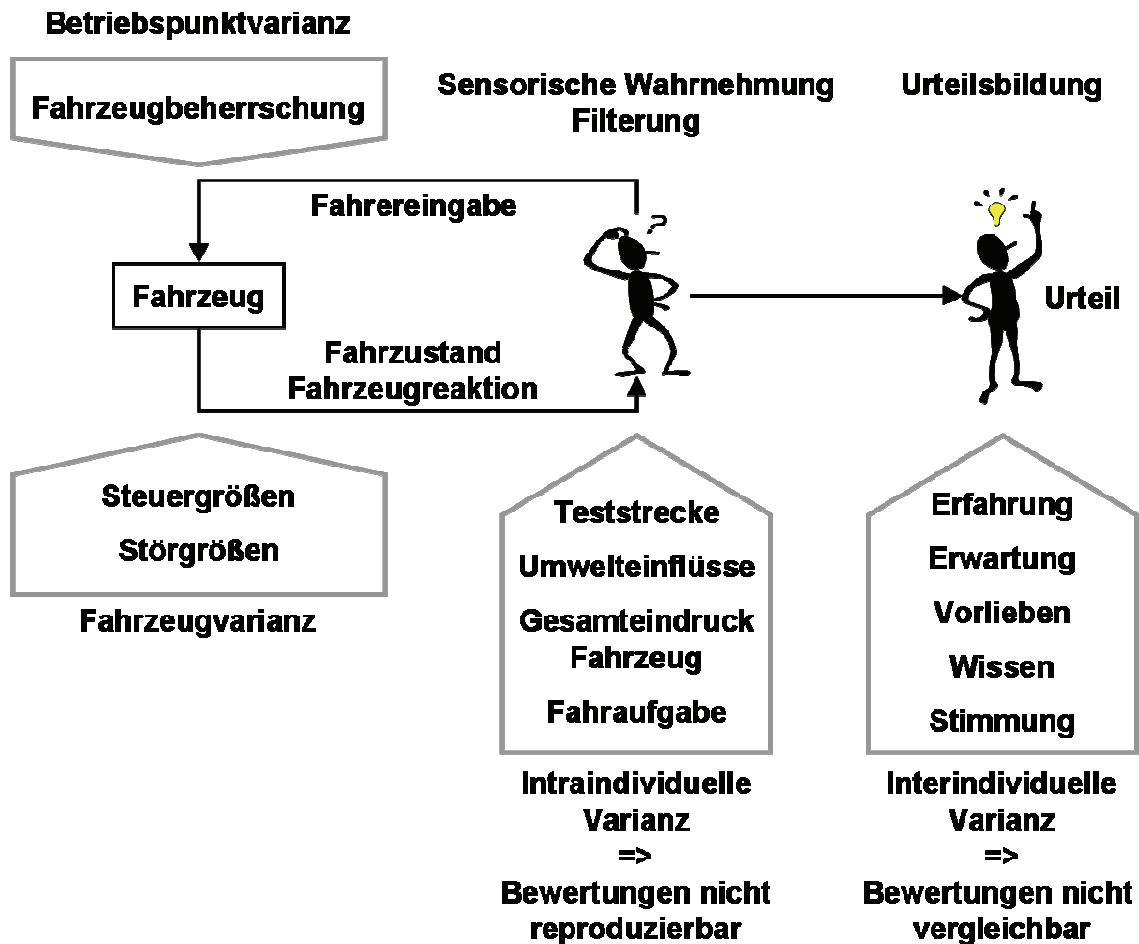


Bild 2-26: Grundprinzip und Einflussfaktoren auf die subjektive Messung<sup>70</sup>

### 2.5.1 Bewertungsskalen

Da die offene, freie Bewertung keine statistische Auswertung der Ergebnisse zulässt, müssen die Bewertungen bei der Erfassung durch entsprechende Methoden kodiert werden. Eine häufig verwendete Methode sind Rating-Skalen, welche dem Bewerter eine Intervallskala zur Einschätzung seines Urteils zur Verfügung stellen. Der Bewerter muss sich allerdings erst über sein Urteil bewusst werden, bevor er dieses in die Form der angebotenen Skala kodieren kann. Um gewollte oder ungewollte

<sup>70</sup> Stehle 2002

Manipulation zu vermeiden, werden auch indirekte Methoden angewendet. Diese messen die Ausprägung einer gut messbaren Größe (z.B. Lösung logischer Aufgaben), um auf eine korrelierende Größe zu schließen (z.B. Konzentrationsfähigkeit).<sup>71</sup> Im Rahmen der Komfortbewertung kommt diesen Methoden allerdings nur eine geringe Bedeutung zu, daher werden im Folgenden nur direkte Methoden mit Rating-Skalen vorgestellt.

Die verschiedenen Auslegungskriterien für Bewertungsskalen werden umfassend von Bortz/Döring vorgestellt.<sup>72</sup> Die wesentlichen Merkmale sind Polarität (uni- oder bipolar), Anzahl der Ebenen (eine oder mehrere Bewertungsebenen) und der Skalenstufen (Anker).

Die bipolare Skalierung verwendet eine Achse, deren beiden Extreme durch gegensätzliche Ausprägungen gekennzeichnet sind (z.B. weich-hart). Bei der Auswahl der Begriffe zur Beschreibung dieser Extreme ist darauf zu achten, dass nicht ein Begriff und die entsprechende Negation ausgewählt werden (z.B. sachlich - unsachlich). In einem solchen Falle entsteht nur scheinbar eine bipolare Skala. Hat ein Merkmal allerdings einen natürlichen Nullpunkt oder fällt es schwer, das Gegenteil einer Ausprägung zu finden, dann ist die Verwendung unipolarer Achsen sinnvoll (z.B. Lärm).

Die Zahl der Ebenen der Bewertungsskala legt fest, in wie vielen Schritten der Bewerter zu seinem Urteil kommt. Bei der Verwendung von mehr als einer Ebene hat der Bewerter die Möglichkeit, sein Urteil auf der ersten Ebene grob zu wählen und anschließend auf weiteren Ebenen feiner einzugrenzen.

Die Zahl der Anker (mögliche Bewertungsstufen) einer Skala wird häufig diskutiert. Mit zunehmender Anzahl nimmt die Differenzierungsfähigkeit zunächst zu, bis die Differenzierungskapazität des Bewerter erschöpft ist. Bei weiterer Verfeinerung der Stufung nimmt der Informationsgehalt der Ergebnisse ab, da verstärkt Messrauschen auftritt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Bewertungsskala analog der Sensorik der technischen Messung genau auf den Untersuchungsgegenstand abgestimmt werden muss und zum Erfolg der Untersuchung entscheidend beiträgt. Während in der Automobilindustrie weitgehend Einigkeit über die geeignete Skala zu herrschen scheint, tauchen in Forschungsberichten immer wieder neue Skalensysteme auf. Einige davon werden nachfolgend vorgestellt. Die Diskussion über die verschiedenen

---

<sup>71</sup> Krüger et al. 1999

<sup>72</sup> Bortz / Döring 1995

Konzepte und deren Eignung für den hier behandelten Anwendungsfall wird in Kapitel 4 geführt.

### ATZ-Bewertungsskala

Die ATZ-Bewertungsskala (Bild 2-27) wird (teilweise in modifizierter Form) in der Automobilindustrie ressortübergreifend seit 1982 verwendet.<sup>73</sup> Die Namensgebung beruht auf der erstmaligen Veröffentlichung von Aigner<sup>74</sup> in der Automobiltechnischen Zeitschrift. Grundlage ist eine unipolare 10-Anker-Skala, die mehrere Kriterien zur Wahl des entsprechenden Ankers anbietet. Diese Kriterien werden nicht in einer vorgegebenen Reihenfolge verwendet, sondern stehen bei der Bewertung gleichwertig nebeneinander. Der Bewerter hat so die Möglichkeit, das für den jeweiligen Anwendungsfall günstigste Kriterium heranzuziehen und durch Berücksichtigung weiterer Kriterien das Urteil zu überprüfen.

|                                                  |                        |                     |                    |                           |                   |           |             |          |          |               |
|--------------------------------------------------|------------------------|---------------------|--------------------|---------------------------|-------------------|-----------|-------------|----------|----------|---------------|
|                                                  | nicht annehmbar        |                     |                    |                           | Grenzfall         | annehmbar |             |          |          |               |
| Bewertungsindex                                  | 1                      | 2                   | 3                  | 4                         | 5                 | 6         | 7           | 8        | 9        | 10            |
| Bewertung des Verhaltens der Aggregate           | Produktions-Verwertung |                     |                    |                           | Grenzfall         | annehmbar | ausreichend | gut      | sehr gut | ausgezeichnet |
|                                                  | schlecht               |                     | Kunden beschwerden |                           |                   |           |             |          |          |               |
| Festgestellt von                                 | allen Kunden           | Durchschnittskunden |                    |                           | kritischen Kunden |           |             | Experten |          | -             |
| Geräusche<br>Vibrationen<br>Schütteln<br>Rauheit | nicht annehmbar        |                     | unannehm           | Verbesserung erforderlich | mäßig             | leicht    | sehr leicht | Spuren   | keine    |               |
| Achsenbewertung                                  | E                      | D                   |                    |                           | C                 |           |             | B        |          | A             |

Bild 2-27: ATZ-Bewertungsskala<sup>75</sup>

Die breite Anwendungsmöglichkeit dieses Bewertungssystems hat zu einer weiten Verbreitung geführt. Falls Kriterien nicht zum Anwendungsfall passen, lässt sich die Skala mit geringem Aufwand erweitern. So greifen viele Automobilhersteller, -dienstleister und -zulieferer auf diese Möglichkeit zurück und entwickeln Ihre eigene

<sup>73</sup> Böhl et al. 2003, Schögl et al. 2003, Guersing 2003, Albers / Albrecht 2002, Moir 1995

<sup>74</sup> Aigner 1982

<sup>75</sup> Aigner 1982

Bewertungsskala auf Grundlage der ATZ-Bewertungsskala. Als Beispiel ist in Bild 2-28 die Definition des bei der Porsche AG verwendeten Bewertungs-Index (PBI) dargestellt. Wie die ATZ-Bewertungsskala orientiert sich auch diese Skala stark an Kundenwünschen und -reaktionen.

| Bewertungsindex                             | 10                         | 9                     | 8              | 7                    | 6                                    | 5                                                                                  | 4                                         | 3                                             | 2                                                       | 1                                    |
|---------------------------------------------|----------------------------|-----------------------|----------------|----------------------|--------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------|---------------------------------------------------------|--------------------------------------|
| <b>Verhalten und Funktion der Aggregate</b> | übertrifft die Erwartungen | sehr gut              | gut            | befriedigend         | gerade noch ausreichend              | unbefriedigend                                                                     | mangelhaft                                | ungenügend                                    | Panne                                                   | Sicherheitsmangel                    |
| <b>Störungen</b>                            | keine                      | kaum wahrnehmbar      | sehr gering    | leicht               | gerade noch akzeptabel               | unangenehm                                                                         | deutlich störend                          | nicht mehr akzeptabel                         | Fahrzeug nicht gebrauchsfähig                           |                                      |
| <b>Undichtigkeiten</b>                      |                            | trocken               |                | Spuren von Schwitzen | leichtes Schwitzen                   | leichte Tropfenbildung                                                             | deutliche Tropfenbildung                  | starke Tropfenbildung                         | starke Undichtigkeit                                    | unkontrollierbare Undichtigk.        |
| <b>Wahrnehmbarkeit</b>                      | -                          | Profis                |                | krit. Kunden         |                                      | alle Kunden                                                                        |                                           | mit Sicherheit alle Kunden                    |                                                         |                                      |
| <b>Kundenverhalten</b>                      |                            | keine                 |                |                      | Hinweis beim regulären Servicetermin | Falls noch eine Beanstandung hinzukommt: Fahrt in die Werkstatt sobald wie möglich | Fahrt in die Werkstatt sobald wie möglich | sofortige, vorsichtige Fahrt in die Werkstatt | Versuch, Fahrbereitschaft zu erzeugen, ggf. abschleppen | Abstellen des Fahrzeugs, abschleppen |
| <b>Kundengefühl</b>                         | Begeisterung               | positive Überraschung | voll zufrieden | noch zufrieden       | leicht enttäuscht                    | stark enttäuscht                                                                   | massiv unzufrieden                        | verärgert                                     |                                                         | extrem verärgert                     |

Bild 2-28: Porsche Bewertungs-Index (PBI)<sup>76</sup>

Weitere modifizierte Skalen sind u. a. bei Albrecht<sup>77</sup> zu finden.

<sup>76</sup> Porsche 2007

<sup>77</sup> Albrecht 2005

**Likert-Skala<sup>78</sup>**

Die von Rensis Likert (1903–1981) bereits 1932 entwickelte Skala wird in der empirischen Sozialforschung zur Selbsteinschätzung verwendet. Dabei wird unterschieden, ob bestimmte Merkmale (a) eindeutig zutreffen, (b) zutreffen, (c) weder zutreffen noch nicht zutreffen, (d) nicht zutreffen oder (e) eindeutig nicht zutreffen. Die dadurch erzeugte bipolare 5-Anker Skala kann ebenfalls zur Bewertung technischer Merkmale verwendet werden. Vorteilhaft ist dabei die hohe Trennschärfe. Die Skala hat allerdings den Nachteil, dass der mittlere Skalenwert nicht immer eindeutig zu interpretieren ist. Zur Vermeidung dieses Problems wird die Skala oft nur mit vier Stufen angewendet. Dadurch wird eine tendenzielle Entscheidung in jedem Fall erzwungen.

**Zwei-Ebenen-Intensitäts-Skala**

Albrecht<sup>79</sup> verwendet zur Erfassung des Subjektivurteils eine Zwei-Ebenen-Intensitäts-Skala (ZEIS), welche von Käßler<sup>80</sup> abgeleitet ist. Auf der ersten Ebene wird die grundsätzliche Akzeptanz überprüft, eine genauere Differenzierung erfolgt anschließend auf der zweiten Ebene. Er verwendet zur Erfassung keine fest gestufte Skala, sondern ermittelt das Urteil stufenlos über einen Schieberegler, was zu einer theoretisch unendlich großen Anzahl von Stufen führt.

---

<sup>78</sup> Bortz / Döring 1995

<sup>79</sup> Albers / Albrecht 2005, Albrecht 2005

<sup>80</sup> Käßler 1993

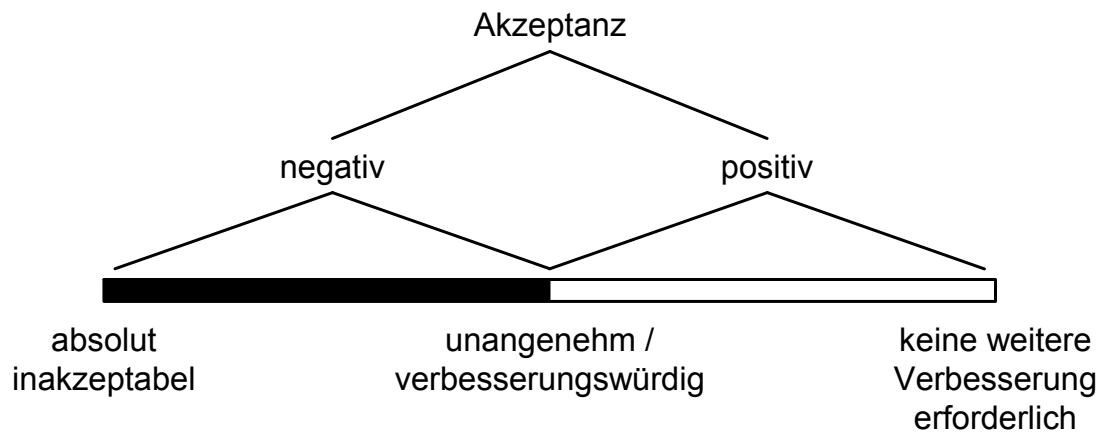


Bild 2-29: Zweistufige Skala zur Bewertung des automatisierten Anfahrens von Pkw<sup>81</sup>

### Kategorien-Unterteilungs-Skala (KU-Skala)

Liebl et al.<sup>82</sup> stellen eine zweistufige Skala vor, die sie exemplarisch zur akustischen Bewertung der „Dieselhaftigkeit“ von Pkw-Geräuschen (Bild 2-30) verwenden. Diese Skala bietet dem Bewerter 51 Anker zur Einstufung seines Urteils. Es handelt sich ebenfalls um ein Bewertungsverfahren mit zwei nacheinander angeordneten Ebenen. Als vorteilhaft wird die hohe Auflösung der Skala angesehen, durch die der Bewerter auch minimale Unterschiede deutlich machen kann. Es ist aber zu beachten, dass die Bewertung erst nach einem Übungsdurchgang vorgenommen wird, um dem Bewerter die Adaption zu ermöglichen. Angaben zur Reliabilität bei der Verwendung der Skala werden von Liebl et al. nicht gemacht, doch der Variationskoeffizient  $v$  kann aus den Diagrammen der vorgestellten Untersuchung zu  $v > 0.2$  abgeschätzt werden.

<sup>81</sup> Albrecht 2005

<sup>82</sup> Liebl et al. 2006

|                 |              |   |   |   |   |         |   |   |   |    |             |    |    |    |    |       |    |    |    |    |            |    |    |    |    |                 |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |      |
|-----------------|--------------|---|---|---|---|---------|---|---|---|----|-------------|----|----|----|----|-------|----|----|----|----|------------|----|----|----|----|-----------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|------|
| überhaupt nicht | sehr schwach |   |   |   |   | schwach |   |   |   |    | mittelmäßig |    |    |    |    | stark |    |    |    |    | sehr stark |    |    |    |    | außerordentlich |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |      |
| 0               | 1            | 2 | 3 | 4 | 5 | 6       | 7 | 8 | 9 | 10 | 11          | 12 | 13 | 14 | 15 | 16    | 17 | 18 | 19 | 20 | 21         | 22 | 23 | 24 | 25 | 26              | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 | 41 | 42 | 43 | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 | > 50 |

Bild 2-30: Zweistufige Skala zur Bewertung von „Dieselhaftigkeit“<sup>83</sup>

### Semantisches Differential

Eine besondere Anwendungsform von Rating-Skalen stellt das semantische Differential dar, welches in vielen Untersuchungen zur Bewertung technischer Eigenschaften verwendet wird.<sup>84</sup> Es besteht üblicherweise aus 20 bis 30 siebenstufigen bipolaren Einzelskalen, auf denen das Untersuchungsobjekt eingestuft wird.<sup>85</sup> Das Resultat bei der Anwendung ist ein Polaritätsprofil des Untersuchungsobjekts. Die Dimensionen der einzelnen Skalen müssen keinen sachlichen oder denotativen Zusammenhang mit dem Objekt haben, vielmehr ist die gefühlte Affinität von Belang.

In Bild 2-31 ist ein semantisches Differential dargestellt, wie es von Jürgensohn / Kolrep<sup>86</sup> zur Objektivierung der Wahrnehmung der Zitterbewegung von Cabrios verwendet wird. In diesem Beispiel ist die mittlere Stufe der Skalen entfernt, um bei der Bewertung immer eine Tendenz zu erzwingen. Bei der Bezeichnung der Achsen wurde die Negation der Begriffe teilweise nicht vermieden, hier handelt es sich um quasi-unipolare Skalierung (z.B. ruhig - unruhig).

<sup>83</sup> Liebl et al. 2006

<sup>84</sup> Liebl et al. 2006, Krüger et al. 1999

<sup>85</sup> Bortz / Döring 1995

<sup>86</sup> Jürgensohn / Kolrep 2006

|                     | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |                       |
|---------------------|---|---|---|---|---|---|-----------------------|
| <b>gutmütig</b>     |   |   |   |   |   |   | <b>widerspenstig</b>  |
| <b>ruhig</b>        |   |   |   |   |   |   | <b>unruhig</b>        |
| <b>stabil</b>       |   |   |   |   |   |   | <b>instabil</b>       |
| <b>kontrolliert</b> |   |   |   |   |   |   | <b>unkontrolliert</b> |
| <b>angenehm</b>     |   |   |   |   |   |   | <b>unangenehm</b>     |
| <b>sportlich</b>    |   |   |   |   |   |   | <b>bequem</b>         |
| <b>straff</b>       |   |   |   |   |   |   | <b>locker</b>         |
| <b>massiv</b>       |   |   |   |   |   |   | <b>hohl</b>           |
| <b>scharf</b>       |   |   |   |   |   |   | <b>verschwommen</b>   |
| <b>direkt</b>       |   |   |   |   |   |   | <b>indirekt</b>       |
| <b>spartanisch</b>  |   |   |   |   |   |   | <b>luxuriös</b>       |
| <b>billig</b>       |   |   |   |   |   |   | <b>gediegen</b>       |

Bild 2-31: Semantisches Differential<sup>87</sup>

Durch eine Faktorenanalyse lassen sich im Allgemeinen drei bis vier Dimensionen bestimmen, welche die wesentlichen Eigenschaften des Untersuchungsobjekts beschreiben.

## 2.5.2 Fehlermechanismen

Beim Einsatz von Rating-Skalen ist es analog zur technischen Messung nicht vermeidbar, neben den echten Merkmalsausprägungen auch Fehleranteile zu erfassen. Grundsätzlich ist es nicht ohne weiteres möglich, diese Fehleranteile zu identifizieren. Es ist aber sinnvoll, die Mechanismen zu beachten, welche zu systematischen Urteilsfehlern führen. Bortz / Döring<sup>88</sup> stellen eine Reihe Fehlermechanismen im Bereich der empirischen Sozialforschung vor, von denen vor allem die folgenden auch bei der Bewertung technischer Systeme zu beobachten sind:

<sup>87</sup> Jürgensohn / Kolrep 2006

<sup>88</sup> Bortz / Döring 1995



**Halo-Effekt**

Der Halo-Effekt beschreibt die Tendenz, die Beurteilung mehrerer Merkmale eines Objektes an einem globalen Pauschalurteil festzumachen. Konzeptuell unterschiedliche und potentiell unabhängige Merkmale werden dabei im Urteil nicht ausreichend differenziert. Der Fehler entsteht durch die mangelnde Fähigkeit oder Bereitschaft des Beurteilers, auf unterschiedliche Ausprägungen der verschiedenen Merkmale zu achten. Halo-Effekte können reduziert werden, wenn der Beurteiler umfangreiche Kenntnisse über die einzelnen Merkmale hat (Expertenbewertung). Vorteilhaft wirkt sich auch die skalenweise Bewertung gegenüber der objektweisen Variante aus.

**Zentrale Tendenz**

Dieser Urteilsfehler bezeichnet die Tendenz, alle Urteilsobjekte im mittleren Bereich der Urteilsskala einzustufen. Er tritt verstärkt auf, wenn der Bewerter keinen Überblick über die Grundgesamtheit der zu bewertenden Objekte hat. Vor allem die Kenntnis von Extrembeispielen ist zur vollständigen Nutzung der Skala hilfreich. Wenn Zentrale Tendenz bei der Untersuchung auftritt, kann eine Neukonstruktion der Rating-Skala sinnvoll sein, bei welcher der Bereich, welcher für die meisten Urteile verwendet wird, feiner differenziert wird.

**2.6 Gütekriterien des Versuchs**

Die Qualität eines Versuchs lässt sich mit Hilfe der Versuchsgüte beschreiben. Versuchsergebnisse sind nur dann verwertbar, wenn die Grundanforderungen der Gütekriterien erfüllt werden. Daher sind die verschiedenen Gütekriterien schon bei der Entwicklung einer Versuchsmethode zu beachten. Nachfolgend werden die Gütekriterien für die Datenerhebung der empirischen Sozialforschung erläutert, da es sich bei der Untersuchung subjektiver Eindrücke um psychologische Versuche handelt. Die Qualität eines Versuchs lässt sich an den drei zentralen Kriterien der Testgüte (Objektivität, Reliabilität und Validität) festmachen.<sup>89</sup>

---

<sup>89</sup> Bortz / Döring 1995, Krüger 2005

## 2.6.1 Objektivität

Ein Versuch wird als objektiv bezeichnet, wenn das Ergebnis unabhängig vom Versuchsanwender ist. Diese Anwenderunabhängigkeit lässt sich in drei Unterformen gliedern:

### I Durchführungsobjektivität

Das Ergebnis eines Versuchs sollte während der Versuchsdurchführung nicht vom Versuchsleiter beeinflussbar sein. Erreicht wird dies durch standardisierte Instruktionen, welche dem Bewerter (Probanden) wenig Spielraum für Interpretationen über die Fragestellung und die Antwortmöglichkeiten geben.

### II Auswertungsobjektivität

Die Ergebnisse eines Versuchs dürfen nicht von der auswertenden Person abhängig sein. Ist diese Anforderung nicht streng erfüllt, kann der Auswerter Einfluss auf die Ergebnisse nehmen. Dieses ist zum Beispiel der Fall, wenn nicht alle zur Ermittlung des Gesamtergebnisses notwendigen Daten erfasst werden und daher bei der Auswertung geschätzt werden müssen.

### III Interpretationsobjektivität

Zur Interpretation der Resultate gibt es Methoden der analytischen Statistik, welche die eindeutige und subjektiv unabhängige Deutung ermöglichen. Die Anwendung dieser Methoden führt zu einer objektiven Interpretation. Der bloße Verweis auf „offensichtliche“ Unterschiede, die nicht statistisch überprüft wurden, reicht dazu nicht aus.

Die Objektivität eines Versuchs ist verglichen mit der Reliabilität und Validität relativ einfach herzustellen. Meist genügt die detaillierte Erstellung eines eindeutig zu interpretierenden Handbuchs, das alle Anweisungen für die Versuchsdurchführung enthält. Erfolgt die Auswertung vollautomatisch durch definierte Algorithmen und wird eine angepasste Interpretationsstatistik eingesetzt, so kann man von optimaler Objektivität sprechen.

## 2.6.2 Reliabilität

Reliabilität ist ein Maß für die Replizierbarkeit der Ergebnisse unter gleichen Bedingungen. Die Reliabilität eines Versuchs ist umso höher, je geringer der mit dem Messwert erfasste Fehleranteil ist. Ein vollständig reliabler Versuch muss bei

erneuter Durchführung zu den exakt gleichen Resultaten kommen. Dieses Verhalten wird in der Realität allerdings nie erreicht werden können, da Messwerte immer mit Fehleranteilen behaftet sind. Bei Versuchen mit Rating-Skalen hängt die Reliabilität unter anderem auch stark von der Konstruktion dieser Skalen ab. Bei einer geringen Reliabilität kann die Signifikanz der Effekte nur durch Erhöhung des Versuchsumfangs ermittelt werden, was sich entsprechend in Entwicklungszeit und -kosten niederschlägt.

### **2.6.3 Validität**

Die Validität ist das wichtigste Testgütekriterium. Sie gibt an, wie gut der Test in der Lage ist, genau das zu messen, was er zu messen vorgibt. Die Überprüfung eines solchen Kriteriums entfällt bei technischen Versuchen meist, da ein physikalischer Zusammenhang zwischen Messsignal (z.B. elektrische Spannung an einem DMS) und Messgröße (z.B. Längenänderung eines DMS) besteht. Wenn aber die subjektive Wahrnehmung gemessen wird, gibt es solche deterministischen Zusammenhänge nicht. Der Zusammenhang zwischen Messergebnis und davon abgeleitetem Versuchsergebnis muss daher mit geeigneten Methoden überprüft werden.

## **2.7 Subjektive Wahrnehmung**

Die Qualität eines Fahrzeugs wird vom Fahrer multisensorisch über alle Sinne wahrgenommen,<sup>90</sup> aber die verschiedenen Mensch-Maschine-Schnittstellen wirken meist nur auf einen Teil aller möglichen Sinne. Die Schnittstelle „Schalthebel“ wirkt auf den Fahrer über den visuellen, den akustischen und den haptischen Empfindungskanal. Da jede Empfindung für sich eine komplexe Untersuchung benötigt, beschränkt sich die vorliegende Arbeit auf die Haptik des Schalthebels.

---

<sup>90</sup> Albers / Albrecht 2003

## 2.7.1 Haptik

Haptik beschreibt allgemein die Gesamtheit der Wahrnehmungen, die auf propriozeptiven und taktilen Kanälen übertragen werden.<sup>91</sup> Vor der Untersuchung haptischer Wahrnehmung kann durch Eingrenzung auf einen dieser beiden Bereiche die weitere Vorgehensweise festgelegt werden:

Die propriozeptive Wahrnehmung beschreibt das Empfinden über Gelenkstellung, Bewegung und Gegenkraft und wird von entsprechenden Rezeptoren in den Muskeln, Sehnen, Bändern und Gelenkkapseln erzeugt. Über die Reaktion dieser Rezeptoren gibt es verschiedene Angaben. Während einige Untersuchungen von rein proportionaler Übertragung sprechen, beschreiben andere das Übertragungsverhalten eines PD-Reglers.

Die taktilen Wahrnehmung beschreibt das Druck- Berührungs- und Vibrationsempfinden durch Mechanorezeptoren direkt unter der Haut. Ihre Übertragungsfunktion hat statisch einen degressiven Charakter und zeigt dynamisch ein Differentialverhalten.

Die Haptik von Fahrzeugen wird in den letzten Jahren immer umfassender untersucht. Grunwald / Krause<sup>92</sup> stellen in ihrer Arbeitsdefinition von Haptik-Design die grundsätzlichen Ziele einer bedarfsgerechten Auslegung der haptischen Eigenschaften eines Kraftfahrzeugs vor. Diese Ziele sind zum einen optimale Bedienungs- und Fahrsicherheit und zum anderen optimaler Bedienungs- und Fahrkomfort. Weitere Gestaltungsleitlinien werden von Zwisler<sup>93</sup> geliefert. Er stellt fest, dass sinnvoll eingesetzte haptische Merkmale die Bedienung einer Maschine erleichtern können. Zu diesem Zweck soll sich das System dem Benutzer so präsentieren, dass er sich möglichst leicht ein mentales Modell davon machen kann.

Grundlagen zur subjektiven Bewertung und die entsprechenden Isovalen liefert Dupuis.<sup>94</sup> Seine Ausführungen beziehen sich allerdings im Wesentlichen auf die physiologischen Reaktionen und Gesundheitsfolgen bei mittel- und langfristiger Beanspruchung durch Schwingungen und Stöße. Im Zusammenhang mit der subjektiven Wahrnehmung wird jedoch festgehalten, dass der Mensch nur ein sehr kurzes Schwingungsgedächtnis hat und Absolutbewertungen daher schwer fallen.

---

<sup>91</sup> Bubb 2001, Buschardt 2003

<sup>92</sup> Grunwald / Krause 2001

<sup>93</sup> Zwisler 2001

<sup>94</sup> Dupuis 1981

Zum Vergleich zweier Schwingungsabläufe müssen diese direkt nacheinander bewertet werden. Generell sind Relativbewertungen absoluten Bewertungen vorzuziehen.

Weitere Definitionen für Grenzbelastungen von Schwingungen, die durch die Hand auf den Körper übertragen werden, finden sich bei Griffin.<sup>95</sup> Die hier angegebenen Berechnungsmethoden für die Quantifizierung der Schwingungsintensität verfolgen das Ziel, die verschiedenen Frequenzen auf ihre Schädigungswirkung zu normieren. Inwiefern diese Bewertung auch für die subjektive Wahrnehmung übernommen werden kann, bleibt auch hier leider offen.

### **2.7.2 Wahrnehmungstheorie**

Da die funktionalen Zusammenhänge zwischen Messgröße und Messsignal technischer Sensoren auf physikalischen Grundlagen beruhen, sind diese weitgehend bekannt und können mit geringem Aufwand überprüft werden.

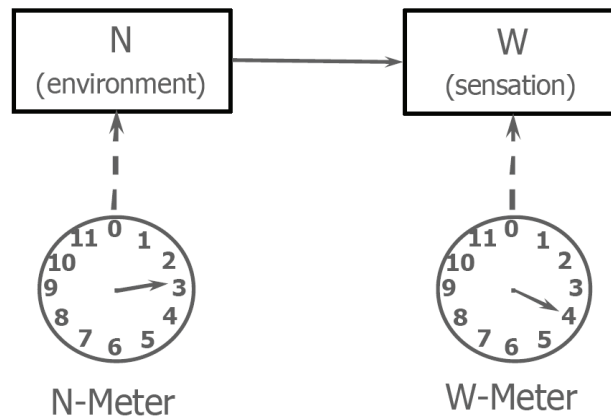
Demgegenüber gibt es zu der subjektiven Verknüpfung von Reiz und Wirkung nur Theorien, aus welchen sich keine eindeutige Zuordnungsvorschrift ableiten lässt. Einige Phänomene, welche in der Praxis beobachtet werden, können aber auf diese Theorien zurückgeführt werden. Im Folgenden wird daher ein Überblick über die Grundlagen der Wahrnehmungstheorie gegeben.

Ausgangspunkt der Überlegung ist die Annahme, dass physikalisch messbare Reize nicht in beliebig kleiner Intensität wahrgenommen werden können. Zur Beschreibung dieses Ansatzes verwendet Krüger<sup>96</sup> die Kombination von N- und W-Meter (Bild 2-32). Während mit dem N-Meter die Intensität eines Reizes aus der Umwelt entsprechend der physikalischen Qualität gemessen werden kann, zeigt das W-Meter die Stärke der (nicht direkt messbaren) Empfindung an, welche durch den Reiz erzeugt wird.

---

<sup>95</sup> Griffin 1990

<sup>96</sup> Krüger 2005

Bild 2-32: Zusammenhang zwischen N- und W-Meter<sup>97</sup>

Die Korrelation zwischen N- und W-Meter wird durch die drei grundlegenden Gesetze der Psychophysik beschrieben: Das Gesetz von Weber, das Gesetz von Fechner und Stevens' Potenzgesetz.<sup>98</sup>

Nach der von Weber bereits 1846 formulierten These ist der in physikalischen Einheiten gemessene Zuwachs  $\Delta R$ , welcher nötig ist, um den Reiz  $R$  gerade noch von dem Reiz  $R+\Delta R$  zu unterscheiden, proportional zu  $R$ . Der entsprechende Proportionalitätsfaktor  $k$  (Webersche Konstante) hängt vom entsprechenden Sinnesbereich ab.

$$\Delta R / R = k \quad \text{Gl. 2-4}$$

Aufbauend auf der Weberschen Konstante stellt Fechner fest, dass der subjektive Eindruck  $E$  der Differenz zweier Reize  $R$ , die von einer bestimmten Anzahl ebenmerklicher Unterschiede getrennt sind, unabhängig von der absoluten Intensität immer der gleiche ist. Das Fechnersche Gesetz stellt dadurch den Zusammenhang zwischen Reiz- und Erlebnisintensität (N- und W-Meter) her.

$$E = k \cdot \log R + f \quad \text{Gl. 2-5}$$

<sup>97</sup> Krüger 2005

<sup>98</sup> Krüger 2005

Aktuelle Untersuchungen zeigen aber, dass das Fechnersche Gesetz nur bei mittleren Reizintensitäten gilt und die Wahrnehmung bei extrem kleinen oder starken Reizen nicht mehr beschreiben kann. Aus diesem Grund hat Stevens sein Potenzgesetz formuliert, nach welchem die durchschnittliche Schätzung der Größe eines Attributes in etwa mit der Potenzfunktion der Intensität des Reizes zunimmt:

$$E = k \cdot R^m \quad \text{Gl. 2-6}$$

Der Exponent  $m$  beschreibt die modalitätsspezifische Potenz, welche für die meisten Sinne kleiner eins ist. Für die Wahrnehmung von Vibrationen am Finger gibt Krüger die folgenden Werte für  $m$  an (Tabelle 2-4):

Tabelle 2-4: Modalitätsspezifische Potenz für Vibrationswahrnehmung am Finger

| Frequenz | $m$  |
|----------|------|
| 60 Hz    | 0.95 |
| 250 Hz   | 0.6  |

Die klassische Schwellentheorie besagt, dass ein Reiz bis zum Erreichen einer gewissen Schwelle niemals und bei Überschreitung dieser Schwelle immer wahrgenommen wird. In der Praxis lässt sich demgegenüber ein s-förmiger gleitender Übergang zwischen dem niemals wahrgenommenen und einem mit 100 % Wahrscheinlichkeit erkannten Reiz (Bild 2-33) feststellen. Dieser Übergang ist eine der Ursachen für die statistische Verteilung bei psychophysikalischen Messungen.

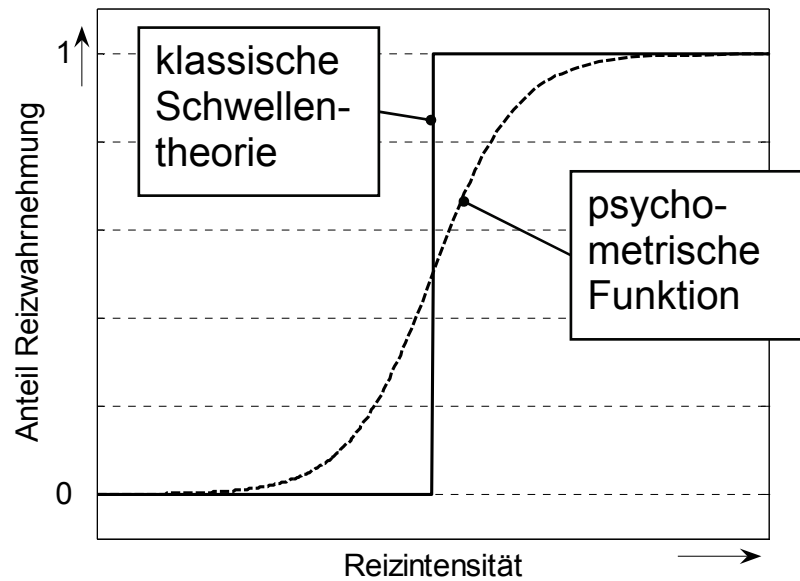


Bild 2-33: Vergleich von klassischer Schwellentheorie und psychometrischer Funktion<sup>99</sup>

Die Wahrnehmungswahrscheinlichkeit eines Reizes beträgt daher nicht nur 0 oder 1, sondern auch alle Werte dazwischen. In großem Abstand zur Wahrnehmungsschwelle liegt die Wahrscheinlichkeit nahe bei 0 bzw. 1 und ermöglicht daher sehr sichere Aussagen. Im Bereich des Übergangs ist die Aussagekraft einer einzelnen Stichprobe allerdings gering. Da die Wahrscheinlichkeit der Reizerkennung einer Normalverteilung um die Reizschwelle ähnelt, lässt sich die psychometrische Funktion als kumulierte Normalverteilungskurve beschreiben.

### 2.7.3 Psychophysikalische Messverfahren

In der empirischen Sozialforschung werden verschiedene Standardmethoden verwendet, um den genauen Zusammenhang von Reiz und Wirkung zu ermitteln. Die Einzelheiten dieser Methoden werden unter anderem von Bortz und Döring<sup>100</sup> oder Krüger<sup>101</sup> genau beschrieben. Beispiele für die Anwendung der Methoden in anderen

<sup>99</sup> nach Krüger 2005

<sup>100</sup> Bortz / Döring 1995

<sup>101</sup> Krüger 2005



Bereichen der Fahrzeugkomfortwahrnehmung sind bei Buschardt<sup>102</sup> und Bellmann / Weber<sup>103</sup> zu finden.

Die psychologischen Messverfahren sind im ingenieurwissenschaftlichen Bereich weitgehend unbekannt. Daher werden nachfolgend die Methoden, welche im weiteren Verlauf zur Anwendung kommen sollen, vorgestellt. Es handelt sich um verschiedene Vertreter des Dominanz-Paarvergleichs.

## **I Grenzverfahren**

Beim Grenzverfahren wird Probanden der Reiz in monotoner, absteigender oder ansteigender Intensität präsentiert. Dazu wird in einem sicheren Abstand von der Wahrnehmungsschwelle begonnen und fortgefahren, bis die Umkehr des ursprünglichen Urteils erfolgt ist. Anschließend wird die Richtung der Reizänderung gewechselt. Ein Versuchsplan mit durchgeführtem Grenzverfahren ist in Bild 2-34 dargestellt. In diesem Beispiel wird die Differenz zweier Lautstärken (20 dB Standardreiz und entsprechender Vergleichsreiz) variiert.

---

<sup>102</sup> Buschardt 2003

<sup>103</sup> Bellmann / Weber 2006

| Intensität (dB)        | ↑    | ↓    | ↑    | ↓    | ↑    | ↓    | ↑    | ↓    | ↑    | ↓    |                     |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|---------------------|
| 24.5                   |      |      |      |      |      | >    |      |      |      |      |                     |
| 24                     |      | >    |      |      |      | >    |      | >    |      |      |                     |
| 23.5                   |      | >    |      |      |      | >    |      | >    |      | >    |                     |
| 23                     |      | >    |      | >    | >    | >    |      | >    |      | >    |                     |
| 22.5                   |      | >    | >    | >    | =    | >    | >    | >    |      | >    |                     |
| 22                     | >    | =    | =    | >    | =    | >    | =    | >    | >    | =    |                     |
| 21.5                   | =    | =    | =    | =    | =    | >    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 21                     | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 20.5                   | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 20                     | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 19.5                   | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 19                     | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 18.5                   | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    | =    |                     |
| 18                     | =    | <    | =    | <    | =    | <    | =    | <    | =    | =    |                     |
| 17.5                   | <    |      | <    |      | =    |      | <    |      | <    | <    |                     |
| 17                     |      |      |      |      | <    |      | <    |      | <    |      |                     |
| 16.5                   |      |      |      |      | <    |      | <    |      | <    |      |                     |
| 16                     |      |      |      |      | <    |      |      |      | <    |      |                     |
| 15.5                   |      |      |      |      | <    |      |      |      | <    |      |                     |
| <b>obere Schwelle</b>  | 21.8 | 22.3 | 22.3 | 21.8 | 22.8 | 21.3 | 22.3 | 21.8 | 21.8 | 22.3 | $\bar{x}_o = 22$    |
| <b>untere Schwelle</b> | 17.8 | 18.3 | 17.8 | 18.3 | 17.3 | 18.3 | 17.8 | 18.3 | 17.8 | 17.8 | $\bar{x}_u = 17.95$ |

Bild 2-34: Versuchsplan zur Bestimmung der Unterschiedsschwelle von akustischen Reizen<sup>104</sup>

Aus den gezeigten Ergebnissen lässt sich das individuell gültige Unsicherheitsintervall (UI) und die individuelle Unterschiedsschwelle (US) ermitteln.

$$UI = \bar{x}_o - \bar{x}_u \Rightarrow UI = 4.05 \quad \text{Gl. 2-7}$$

$$US = 0.5 \cdot UI \Rightarrow US = 2.025 \quad \text{Gl. 2-8}$$

## II Konstanzmethode

Die Konstanzmethode ist eine bewährte Methode der Psychophysik zur Untersuchung von Wahrnehmungsschwellen. Beim Konstanzverfahren werden die zu bewertenden Reizpaare jeweils aus einem konstanten Bezugsreiz ( $S_o$ ) und einem Vergleichsreiz unterschiedlicher Größe ( $S_v$ ) gebildet. Die Bewerter müssen bei jedem

<sup>104</sup> Bortz / Döring 1995

Paar entscheiden, ob der Vergleichsreiz größer, gleich oder kleiner als der Bezugsreiz ist. Die Bewertung wird in randomisierter Reihenfolge vorgenommen, jedes Paar wird mehrmals beurteilt. Die Auswertung der Urteile ist in Bild 2-35 dargestellt. Für  $S_0 < S_v$  und  $S_0 > S_v$  erhält man die in Bild 2-33 vorgestellten psychometrischen Funktionen („>“ und „<“). Die Gleichbewertungen („=“) ergeben sich aus der Differenz zu 1.

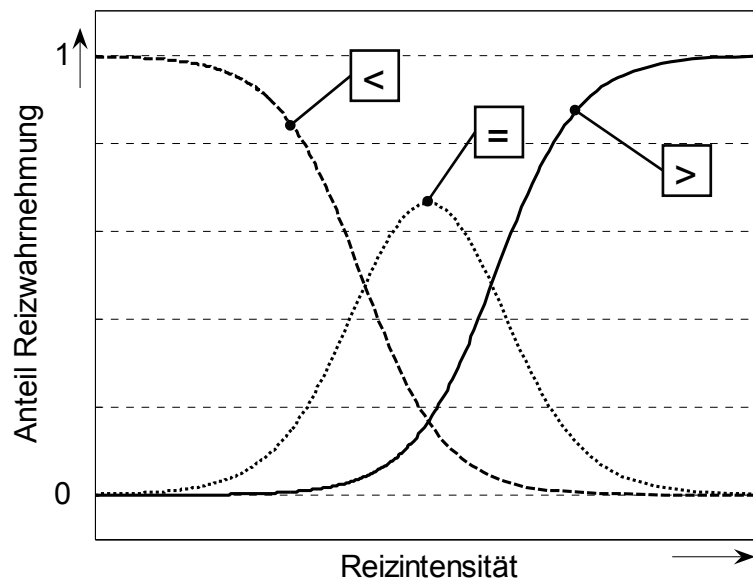


Bild 2-35: Erkennungswahrscheinlichkeit unterschiedlicher Reize<sup>105</sup>

Der Schnittpunkt der beiden psychometrischen Funktionen stellt den „scheinbaren Gleichwert“ dar. Anhand dieses Wertes lässt sich feststellen, ob die Bewerter einen Reiz grundsätzlich eher zu hoch oder zu tief bewerten. Die Differenz zwischen echtem und scheinbarem Gleichwert wird als „konstanter Fehler“ bezeichnet. Die der 0.5-Ordinate entsprechenden Abszissenwerte begrenzen das Unsicherheitsintervall, die Hälfte des Unsicherheitsintervalls stellt den „ebenmerklichen Unterschied“ (EMU) dar.

Aufgrund der Gesetze von Weber und Fechner (vgl. Kap. 2.7.2) gilt der festgestellte EMU nur in der Umgebung des Bezugsreizes  $S_0$  und kann bei starker Veränderung abweichen. Bei der Wahl des Bezugsreizes muss das Niveau an den Untersuchungsbereich angepasst sein. Wird die Kenntnis des EMU über einen weiten Bereich benötigt, kann der Wert getrennt an mehreren Stützstellen ermittelt und als Funktion des Bezugsreizes  $EMU(S_0)$  angenähert werden.

<sup>105</sup> Bortz / Döring 1995

### III Law of Comparative Judgement

Der Grundgedanke des "Law of Comparative Judgement" ist die Annahme, dass wiederholte Beurteilungen eines Paarvergleiches nicht immer identische Ergebnisse liefern, sondern (evtl. nur geringfügig) fluktuieren. Entsprechend existiert eine um den wahren Wert normalverteilte Gesamtheit der Empfindungsstärken.

Durch die Anwendung obiger Annahmen lässt sich eine Paarvergleichsskalierung entwickeln, die sowohl die Rangfolge beliebig vieler Reizmuster als auch die relative Akzeptanzskalierung auf einer Ordinalskala liefert. Hierzu werden die Muster in einem vollfaktoriellen Versuch jeweils paarweise nach Akzeptanz bewertet und das Ergebnis in eine Dominanzmatrix (Tabelle 2-5) eingetragen und normiert (Tabelle 2-6). In der exemplarisch dargestellten Dominanzmatrix sind fünf verschiedene Muster (M1 - M5) je 30 mal bewertet worden. Das dominierende Muster wird jeweils in den entsprechenden Spalten eingetragen. Die Addition inverser Matrixelemente ergibt daher immer die Anzahl der Versuche.

Tabelle 2-5: Dominanzmatrix absolut<sup>106</sup>

|    | M1 | M2 | M3 | M4 | M5 |
|----|----|----|----|----|----|
| M1 | -  | 10 | 12 | 24 | 22 |
| M2 | 20 | -  | 24 | 26 | 23 |
| M3 | 18 | 6  | -  | 19 | 20 |
| M4 | 6  | 4  | 11 | -  | 14 |
| M5 | 8  | 7  | 10 | 16 | -  |

<sup>106</sup> Bortz / Döring 1995

Tabelle 2-6: Dominanzmatrix relativ<sup>107</sup>

|    | M1   | M2   | M3   | M4   | M5   |
|----|------|------|------|------|------|
| M1 | -    | 0.33 | 0.40 | 0.80 | 0.73 |
| M2 | 0.67 | -    | 0.80 | 0.87 | 0.77 |
| M3 | 0.60 | 0.20 | -    | 0.63 | 0.67 |
| M4 | 0.20 | 0.13 | 0.37 | -    | 0.47 |
| M5 | 0.27 | 0.23 | 0.33 | 0.53 | -    |

Diese Werte werden als kumulierte Häufigkeit der Standardnormalverteilung interpretiert und in die entsprechenden Abszissenwerte (z-Werte) umgerechnet.

Tabelle 2-7: Dominanzmatrix z-Werte<sup>108</sup>

|    | M1    | M2    | M3    | M4    | M5    |
|----|-------|-------|-------|-------|-------|
| M1 | 0.00  | -0.44 | -0.25 | +0.84 | +0.61 |
| M2 | +0.44 | 0.00  | +0.84 | +1.13 | +0.74 |
| M3 | +0.25 | -0.84 | 0.00  | +0.33 | +0.44 |
| M4 | -0.84 | -1.13 | -0.33 | 0.00  | -0.07 |
| M5 | -0.61 | -0.74 | -0.44 | +0.07 | 0.00  |

Die Skalenwerte erhält man nun, indem zunächst die Spaltenmittel gebildet werden und der kleinste Mittelwert von allen Spalten subtrahiert wird. Dadurch erhält das schlechteste Muster immer den Skalenwert Null.

---

<sup>107</sup> Bortz / Döring 1995

<sup>108</sup> Bortz / Döring 1995

Tabelle 2-8: Bildung der Skalenwerte<sup>109</sup>

|               | M1    | M2    | M3    | M4    | M5    |
|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Spaltenmittel | -0.15 | -0.63 | -0.04 | +0.47 | +0.34 |
| Skalenwerte   | 0.48  | 0.00  | 0.59  | 1.10  | 0.97  |
| Rang          | 4     | 5     | 3     | 1     | 2     |

## 2.8 Komfort

Die Untersuchungsgröße der vorliegenden Arbeit ist der vom Fahrer wahrgenommene Komfort. Zur Entwicklung einer geeigneten Untersuchungsmethode wird hier zunächst analysiert, worum es sich bei dem Phänomen „Komfort“ genau handelt. Der Wortursprung wird von Stehle<sup>110</sup> recherchiert, er verfolgt den Begriff bis ins mittellateinische „confortare“ zurück, was „in besonderem Maße stärken“ bedeutet. Nach der Übernahme des Begriffs ins Englische („comfort“) findet Anfang des 20. Jahrhunderts die Eindeutschung statt. Die Bedeutung von „technisch bedingter Behaglichkeit“ bestand schon zu diesem Zeitpunkt. Der Duden umschreibt das heutige Verständnis des Begriffs mit „behagliche Einrichtung, Annehmlichkeit, Bequemlichkeit“.<sup>111</sup>

Einigkeit herrscht über die Annahme, dass der Komfort zu den Systemeigenschaften eines technischen Systems gehört. Unterschiedlich wird aber die Art und Weise der Empfindung des Komforts beurteilt. Einige Autoren (z.B. Schöggel<sup>112</sup>, Bönning<sup>113</sup>, Goto<sup>114</sup>) gehen von der Annahme aus, dass der Komfort auf einer einzelnen Wahrnehmungsachse wahrgenommen wird. Auf dieser werden positive wie negative Eindrücke übertragen und addieren sich zu einem Gesamteindruck. Diskomfort stellt demnach das Gegenteil von Komfort dar (Einkanaltheorie, Bild 2-36). Dies entspricht

<sup>109</sup> Bortz / Döring 1995

<sup>110</sup> Stehle 2002

<sup>111</sup> Duden 1997

<sup>112</sup> Schöggel et al. 2003

<sup>113</sup> Bönning / Krake 2004

<sup>114</sup> Goto et al. 1988

der landläufigen Meinung, dass der Komfort eines Systems mit einer skalaren Bewertungsgröße beschreibbar ist.

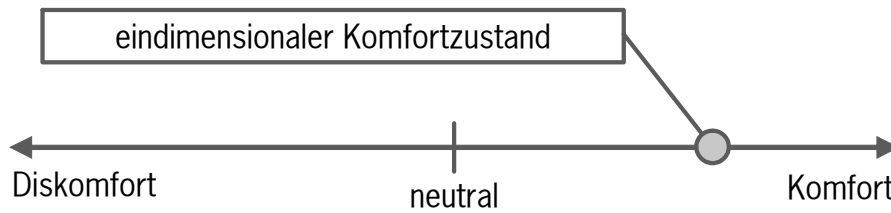


Bild 2-36: Komfortwahrnehmung lt. Einkanaltheorie<sup>115</sup>

Die Anwendung dieser Wahrnehmungstheorie führt in vielen Fällen zu Problemen. Diese treten vor allem bei einer hohen Komplexität des Untersuchungssystems und vielen Einzelkriterien auf, da hier die Verrechnung der einzelnen Kriterien zu einem eindimensionalen Ergebnis notwendig ist. Weiterhin lässt sich in der Praxis beobachten, dass sich negative Erfahrungen (Diskomfort) nicht mit einem hohen Maß an positiven Wahrnehmungen (Komfort) ausgleichen lassen. Allgemein akzeptiert ist auch die Annahme, dass ein diskomfortfreies System, an dem keine Störungen feststellbar sind, nicht zwingendermaßen optimales Gefallen auslöst. Es wird daher vermutet, dass dieses Gefallen über einen Kanal übertragen wird, der unabhängig von der Diskomfortwahrnehmung ist.

Zhang et al.<sup>116</sup> untersuchen die Einflüsse verschiedener Kriterien auf den Sitzkomfort von Bürostühlen und stellen fest, dass es zwei grundsätzliche Wahrnehmungsachsen des Komforts zu geben scheint. Hierbei werden positive Empfindungen auf der Achse des Gefallens, negative Empfindungen auf der Achse des Erleidens wahrgenommen (Bild 2-37). Zhang et al. heben hervor, dass es keine Verknüpfung zwischen den beiden Achsen zu geben scheint. Ein Komfortzustand hat daher immer mindestens zwei Dimensionen.

<sup>115</sup> Dylla 2006

<sup>116</sup> Zhang et al. 1996

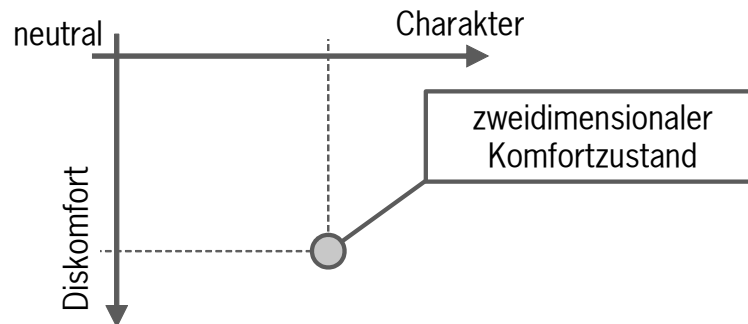


Bild 2-37: Komfortwahrnehmung lt. Zweikanaltheorie<sup>117</sup>

Stehle<sup>118</sup> geht davon aus, dass der Diskomfort allgemein durch physikalische Aspekte beschrieben wird, während den Charakter vor allem psychologische Gesichtspunkte beeinflussen. Darauf aufbauend schließt er, dass eine Vermischung der beiden Wahrnehmungen unweigerlich zu einer Messverfälschung führt. Auch Bitter et al.<sup>119</sup> gehen davon aus, dass sich die verschiedenen Kanäle nach psychologischer und physikalischer Wahrnehmung unterscheiden lassen. Der Aspekt des Gefallens sei vor allem durch individuelle Vorlieben geprägt und entziehe sich dadurch einer messtechnischen Analyse. Diskomfort werde demgegenüber vor allem durch physikalisch messbare Größen verursacht. Jopp<sup>120</sup> hält fest, dass „Begriffe wie Schaltgefühl und Haptik ausschließlich subjektive Beurteilungsgrößen“ sind. Dylla<sup>121</sup> verwendet die Zweikanaltheorie und unterteilt die Kanäle nach dem Optimierungsziel: Während die Diskomfortgrößen grundsätzlich zu minimieren sind, gibt es für Charaktergrößen ein individuell zu definierendes Ziel. Für ein Gesamtsystem sind hier die Zielwerte in Form eines Vektors festzulegen, um der Multidimensionalität gerecht zu werden. Die Definition dieses Vektors kann nach Bubb<sup>122</sup> nur entsprechend einer „globalen Firmenphilosophie“ erfolgen und auf Grund der interindividuellen Varianz immer nur einen Teil der Nutzer zufrieden stellen.

Die multidimensionale Bewertung des Systemcharakters verwendet auch Tietz<sup>123</sup> bei der haptischen Untersuchung von Oberflächen, indem er den Systemzustand in ein

<sup>117</sup> Dylla 2006

<sup>118</sup> Stehle 2002

<sup>119</sup> Bitter et al. 2005

<sup>120</sup> Jopp 2004

<sup>121</sup> Dylla 2006, Albers / Dylla 2006

<sup>122</sup> Bubb 2001

<sup>123</sup> Tietz 2002



sechssachsiges Polardiagramm einträgt (Bild 2-38). Durch den Entfall der abschließenden Summierung der verschiedenen Eigenschaften wird der Komfortzustand als „Fingerabdruck“ des Systems erfasst.

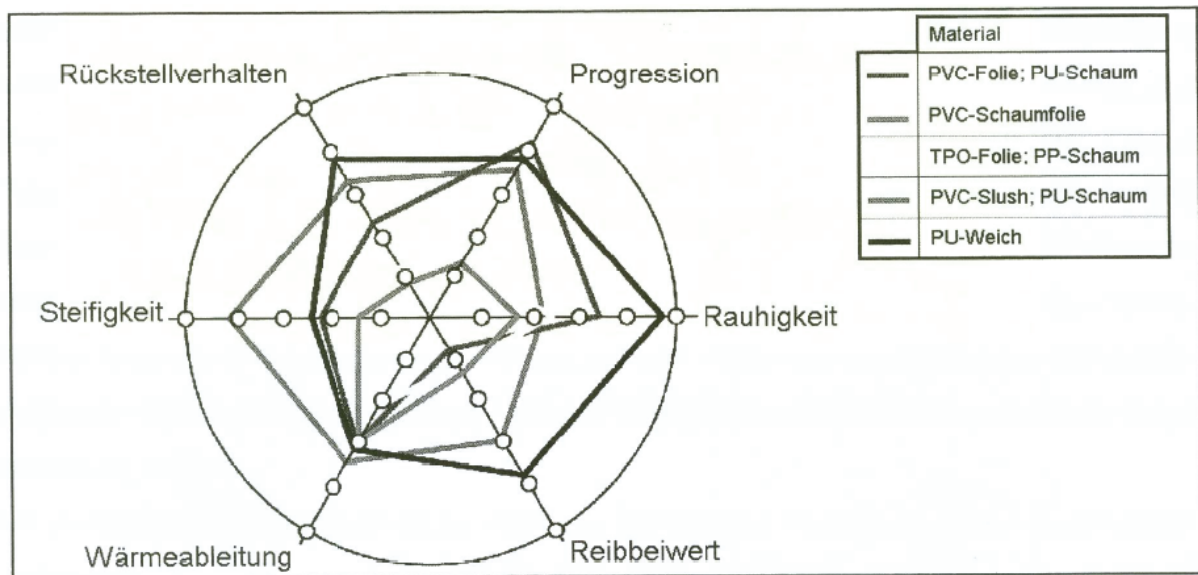


Bild 2-38: Haptischer Fingerabdruck verschiedener Oberflächen<sup>124</sup>

Den gleichen Ansatz verfolgen Rastinger et al.<sup>125</sup> bei der Bewertung von Handschaltgetrieben, indem sie das herstellereigene „Feeling“ multidimensional auftragen. Sie tragen allerdings Schaltkratzen und Einspurverhalten gemeinsam mit anderen (positiven) Schaltkomfortgrößen auf und vermischen dadurch die beiden Wahrnehmungsachsen. Wie oben beschrieben kann diese Vorgehensweise zu Problemen führen.

### 2.8.1 Terminologie

Die vorhergehenden Überlegungen gelten allgemein für die Komfortwahrnehmung, unabhängig vom Anwendungsfall. Für die spezielle Untersuchung der Schaltbetätigung wird nachfolgend untersucht, welche Begriffe in diesem Zusammenhang verwendet werden und wie diese von den Autoren gedeutet werden. Für eine Ziel führende Entwicklung ist es wichtig, eine eindeutig definierte Terminologie zu verwenden, welche keinen Spielraum für individuelle Interpretationen zulässt.

<sup>124</sup> Tietz 2002

<sup>125</sup> Rastinger et al. 2003

Zunächst fällt auf, dass der Begriff „Schaltkomfort“ häufig in unterschiedlichen Kontexten verwendet wird und damit völlig verschiedene Phänomene beschrieben werden. Böhl et al.<sup>126</sup> beschreiben mit dem Begriff die Qualität der Längsbeschleunigung, welche bei automatisierten Getriebebauarten (AT und AMT) beim Gangwechsel auf den Fahrer wirkt. Lukaszewicz<sup>127</sup> verwendet bei analoger Definition dazu den Begriff der „Schaltqualität“. Bei Casper et al.<sup>128</sup> ist der Schaltkomfort die Systemeigenschaft eines Handschaltgetriebes, welche dem Fahrer bei der Bedienung des Schalthebels vermittelt wird. Längsdynamische Einflüsse auf den Fahrer spielen hier keine Rolle. Auch dafür wird von Davis et al.<sup>129</sup> alternativ der Begriff „Schaltqualität“ verwendet. Leist et al.<sup>130</sup> verwenden die beiden Begriffe „Schaltkomfort“ und „Schaltqualität“ äquivalent und liefern auch eine Definition. Demnach wird die „Schaltqualität“ hauptsächlich durch drei Eigenschaften bestimmt:

- Schaltkraftverlauf
- Schaltgefühl
- Gangdefinition

Beckmann / Biermann<sup>131</sup> liefern eine systemübergreifende Systematik der Schaltkomfortdefinition. Er stellt fest, dass eine Übertragung der bei AT und AMT üblichen längsdynamischen Definition in den Bereich manueller Getriebe nicht möglich ist, da die Längsdynamik in hohem Maße von der Bedienung abhängt und daher nicht als Systemeigenschaft einzustufen ist. Demgegenüber führt Röper<sup>132</sup> den Begriff der „Schaltbarkeit“ ein, worunter die „Gesamtheit aller Gesichtspunkte, die bei der mit Hand und Fuß vorzunehmenden Bedienung von Schalthebel und Kupplung eine Rolle spielen“ verstanden werden soll. Die Einzelaspekte der Schaltbarkeit sind in Bild 2-39 dargestellt.

---

<sup>126</sup> Böhl et al. 2003

<sup>127</sup> Lukaszewicz 2003

<sup>128</sup> Casper et al. 2004

<sup>129</sup> Davis et al. 2004

<sup>130</sup> Leist et al. 2005

<sup>131</sup> Beckmann / Biermann 2003

<sup>132</sup> Röper et al. 2001

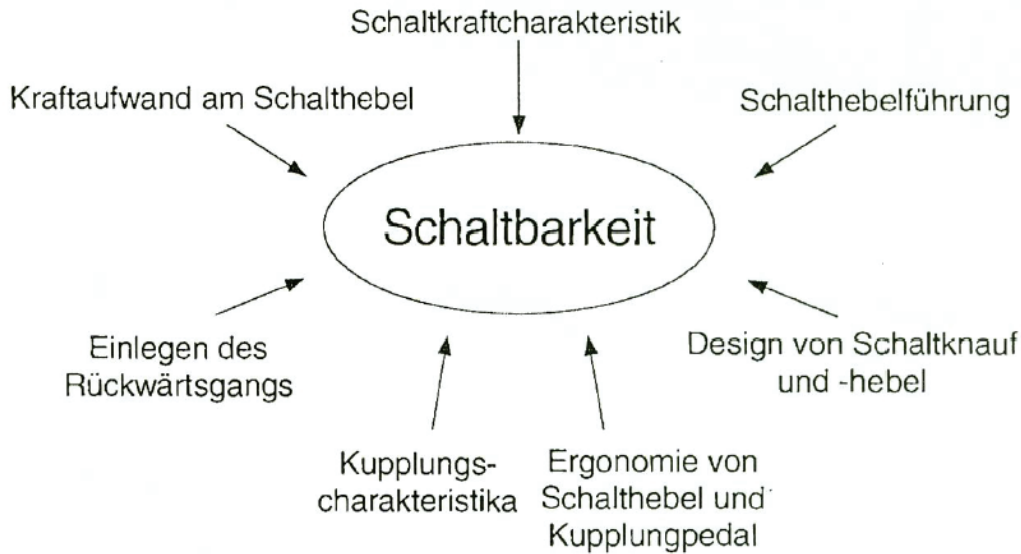


Bild 2-39: Einzelaspekte der Schaltbarkeit<sup>133</sup>

Die gleiche Definition der Schaltbarkeit findet sich auch bei Jopp<sup>134</sup>. Hier werden unscharfe Zielvorgaben gemacht, die zu einer guten Beurteilung führen sollen. Wie in anderen Quellen auch werden geringe Schaltkräfte, stetiger Schaltkraftverlauf, kurze Betätigungswege, exakte Rastierung und die Beachtung ergonomischer Gesichtspunkte gefordert. Konkrete Vorgaben für eine Systemauslegung zur optimalen Schaltbarkeit werden kaum genannt.

Kwittner et al.<sup>135</sup> halten in diesem Zusammenhang fest, dass jeder Fahrzeughersteller seine eigene Definition eines optimalen Schaltvorgangs hat. Gemeinsames Ziel aller Entwicklungen sei aber die Minimierung der „Einspurkraft“.

Zur Beschreibung der Schaltbarkeit (bzw. Schaltqualität, Schaltkomfort) reichen die zur Verfügung stehenden Bewertungsskalen nur selten aus. Den Bewertern fällt es meist leichter, mit Hilfe entsprechender Begriffe das Schaltgefühl zu beurteilen. Analog zum semantischen Differential beschreiben diese Begriffe keine technischen Eigenschaften, sondern die gefühlte Affinität. Über die technischen Voraussetzungen, welche die gewünschten Empfindungen hervorrufen, gibt es verschiedene Annahmen. Bencker / Walter<sup>136</sup> gehen davon aus, dass „der komplette Entfall von Überschaltwegen“ dem Fahrer ein „sehr sportliches und direktes

<sup>133</sup> Röper et al. 2001

<sup>134</sup> Jopp 2004

<sup>135</sup> Kwittner et al. 2003

<sup>136</sup> Bencker / Walter 2005

Schaltgefühl" gibt. Aus der Reduzierung von Querspielen erwarten sie eine höhere „Schaltpräzision“. Auch in weiteren Untersuchungen, z.B. von Ries et al.<sup>137</sup> oder Rastinger et al.<sup>138</sup>, werden Begriffe wie „präzise“ und „exakt“ verwendet.

Böttger<sup>139</sup> untersucht diese und weitere in diesem Zusammenhang übliche Begriffe, die in Tabelle 2-9 zusammengestellt sind.

Tabelle 2-9: Zusammenstellung der üblichen systembeschreibenden Adjektive<sup>140</sup>

|              |           |             |           |          |
|--------------|-----------|-------------|-----------|----------|
| leichtgängig | hakelig   | knochig     | indirekt  | exakt    |
| schwergängig | elastisch | ruppig      | direkt    | unexakt  |
| weich        | teigig    | schwammig   | präzise   | kratzig  |
| hart         | knackig   | labil       | unpräzise | labberig |
| rau          | solide    | komfortabel | lummelig  | trocken  |

Die Bewerter sind größtenteils der Überzeugung, dass diese Begriffe mit bestimmten Systemeigenschaften korrelieren und auch den anderen Bewertern bekannt ist, was z.B. ein „schwammiges“ System auszeichnet. Trotzdem stellt Böttger fest, dass sich nur für die Begriffe „exakt“, „elastisch“, „knochig“ und „direkt“ eine Zuordnung zwischen System und Nennung des Begriffs nachweisen lässt. Viele Begriffe werden alternativ verwendet. So werden als „direkt“ bezeichnete Schaltbetätigungssysteme auch als „exakt“, „leichtgängig“, „knochig“ und „hakelig“ bezeichnet.

Die Beurteilung der hier ermittelten Terminologie wird in Kapitel 4.3 durchgeführt. Um Missverständnisse zu vermeiden, wird an dort auch die in dieser Arbeit gültige Terminologie entwickelt.

<sup>137</sup> Ries et al. 2004

<sup>138</sup> Rastinger et al. 2003

<sup>139</sup> Böttger 1999

<sup>140</sup> Böttger 1999

### 3 Motivation

Die Gegenüberstellung der in Kapitel 2 vorgestellten, meist empirisch entwickelten und auf individuelle Interpretation gestützten Verfahren zur Ermittlung der Schaltbetätigungsqualität mit den Anforderungen, die durch hohen Entwicklungsstand, geringere Entwicklungsfortschritte und kürzere Entwicklungszeiten an diese Verfahren gestellt werden, zeigt die Notwendigkeit der Methodenentwicklung auf.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Erhöhung der Versuchsgüte, um neben einer Verbesserung der Aussagekraft der Versuche auch den Erprobungsaufwand reduzieren zu können. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf einer Steigerung der Objektivität. Dadurch kann die Qualität der Versuchsergebnisse auch unter den gegebenen Randbedingungen erhöht und der Versuchsumfang der Versuche reduziert werden. Zu diesem Zweck müssen die Komforteigenschaften an technisch überprüfbare, objektiv ermittelbare Größen gebunden werden.

Durch die Objektivierung wird weiterhin die Möglichkeit geschaffen, die komfortrelevanten Zielvorgaben bereits im Zielsystem zu fixieren und zu beschreiben. Erst dadurch wird die Überprüfung des Komforts während der Validierung unabhängig von subjektiven Einflussgrößen möglich.

Die Zielsetzung der Arbeit umfasst im Einzelnen die folgenden Teilziele:

- Analyse der aktuellen Methoden  
Zu Beginn ist eine umfassende Analyse der aktuellen Methoden erforderlich. Aus der Analyse werden sowohl die Entwicklungsschwerpunkte abgeleitet als auch die Bestandteile identifiziert werden, die ohne Modifikation in die neue Methode integriert werden können.

- **Definition einer Terminologie**  
Ein offensichtlicher Nachholbedarf besteht im Bereich der Terminologie.<sup>141</sup> Durch die aktuell verwendeten, teilweise widersprüchlichen und unzureichenden Begriffe wird die Versuchsqualität deutlich reduziert. Eine Aufgabe der Methodenentwicklung wird daher die Ausarbeitung einer schlüssigen Definition der Begriffe „Komfort“ im Allgemeinen und „Schaltbetätigungscomfort“ im Speziellen sein. Hierbei wird darauf geachtet werden, dass die Definitionen auch im Gesamtkontext und bei der Ausweitung auf andere Bereiche (z.B. Querdynamik, Bedienung von Nebenfunktionen) anwendbar bleiben und die Abgrenzung zu anderen Bereichen (z.B. Funktion) enthalten.
- **Verbesserung der Versuchsgüte**  
Die heutigen manuellen Schaltgetriebe weisen in der Regel einen hohen Entwicklungsstand auf. Die Entwicklungsfortschritte sind daher kleiner als bei neuen Technologien. Gleichzeitig sinken die Entwicklungszeiten, was zwangsläufig auch zur Reduzierung des Versuchsumfangs führt. Um zukünftig unter diesen verschärften Bedingungen qualitativ hochwertige Versuchsergebnisse zu erzielen, wird eine besonders hohe Versuchsgüte erforderlich. Durch die Berücksichtigung der verschiedenen Gütekriterien<sup>142</sup>, insbesondere der Objektivität, wird die neue Methode diesen Anforderungen gerecht werden.
- **Untersuchung der subjektiven Wahrnehmung**  
Die Grundgrößen der subjektiven Wahrnehmung (Reiz- und Differenzschwelle) sind für Schaltbetätigungssysteme weitgehend unbekannt. Um die Validität des Methodenentwurfs zu bewerten, werden diese Größen ermittelt werden. Anschließend können durch weitere Versuche die optimalen Zielvorgaben ermittelt werden.
- **Umsetzung der Methode**  
Nach der umfassenden Ausarbeitung der neuen Methode werden die neu zu erstellenden Bausteine der Hard- und Software entwickelt und umgesetzt werden. Um den Einsatz im Entwicklungsalltag möglich zu machen, wird nur eine graphische Bedienung in Frage kommt.

---

<sup>141</sup> vgl. Kapitel 2.8.1

<sup>142</sup> vgl. Kapitel 2.6

## 4 Methodenentwicklung

In diesem Kapitel wird gezeigt, auf welche Weise die neue Methode die Ermittlung der subjektiv erlebten Schaltbetätigungsqualität objektiviert.

Zu diesem Zweck werden die bestehenden Verfahren nachfolgend zunächst untersucht und Potentiale identifiziert. Wie in Kapitel 2.8.1 beschrieben gibt es noch keine allgemeingültige Terminologie zur Beschreibung des Komforts einer Schaltbetätigung. Vor dem Entwurf der neuen Methode wird deshalb eine Definition der entsprechenden Begriffe erarbeitet.

Da die Entwicklung von hochwertigen Kennwerten einer der Schwerpunkte dieser Arbeit ist, wird darauf in besonderem Maße eingegangen. Wie in Kapitel 2.4 beschrieben, werden aktuell verschiedene Möglichkeiten angewendet, um die Systemeigenschaften von Schaltbetätigungssystemen mit Kennwerten zu beschreiben. Trotz dieser Vielfalt gibt es in der Literatur noch keine Arbeit, welche eine Sammlung von Kennwerten zur vollständigen Beschreibung der subjektiven Wahrnehmung liefert. In diesem Kapitel wird diese Sammlung entworfen. Ausgewählte Kennwerte werden anschließend durch die entsprechenden Verfahren validiert.

Die Umsetzung der Methode in entsprechende Anwendungssoftware wird in Kapitel 5 gezeigt. Abschließend wird der Einsatz der neuen Methode in Kapitel 6 demonstriert.

### 4.1 Systemanalyse

Nachdem die wesentlichen, an der Bedienung manueller Schaltgetriebe beteiligten Bauteile in Kapitel 2.1.1 beschrieben wurden, wird das System hier entsprechend dem Elementmodell C&CM analysiert. Darauf aufbauend werden Funktionsablauf und -störungen des Untersuchungssystems beschrieben. Der Schwerpunkt dieser Analyse liegt in der Auflösung der Teilfunktionen und der relevanten Wirkflächenpaare.

#### 4.1.1 Teilsysteme und -funktionen

Wie jedes technische System kann auch das vorliegende Untersuchungssystem beliebig genau in Teilsysteme unterteilt werden. Die verschiedenen Teilsysteme

werden durch entsprechende Wirkflächenpaare Systemgrenzen voneinander abgegrenzt, die die Systemgrenzen darstellen. In erster Näherung lassen sich folgende Teilsysteme identifizieren:

- **Fahrer**

Der Fahrer darf als (technisches) Teilsystem nicht vernachlässigt werden, da das Subjektivurteil als gesuchter Systemkennwert erst „im Kopf“ des Fahrers gebildet wird. Die Abgrenzung fällt vergleichsweise leicht: Alle Mensch-Maschine-Schnittstellen sind Wirkflächenpaare. Dazu gehören neben Sitzfläche, Lenkrad, Pedalen und Schalthebel auf die Fahrzeugverglasung als optische Schnittstelle<sup>143</sup>.

- **Außenschaltung**

Die Außenschaltung stellt mit dem Schalthebel die Schnittstelle zum Fahrer dar und grenzt dadurch das technische System gegen die Umgebung ab. Sie umfasst alle Betätigungselemente bis zum Getriebeschalt- und -wählhebel, der die Schnittstelle zur Innenschaltung darstellt.

- **Innenschaltung**

Die Innenschaltung leitet die an der Schnittstelle eingeleiteten Systemgrößen an die Schiebemuffe der Synchronereinheit weiter. Die Systemgrenze zur Synchronereinheit bildet das WFP Schaltgabel (bzw. -schwinge) mit Schiebemuffe.

- **Synchronereinheit**

Die Synchronereinheit setzt die an der Schnittstelle eingeleiteten Systemgrößen um und stellt den Synchronlauf und den Formschluss her. Neben der Systemgrenze zur Schaltgabel / -schwinge grenzt sich das Teilsystem über die Welle-Nabe-Verbindungen des Synchron- und Kupplungskörpers zur entsprechenden Getriebewelle ab.

- **Restfahrzeug**

Alle Fahrzeugkomponenten, welche nicht zu den drei beschriebenen Schaltbetätigungsteilsystemen zu rechnen sind, lassen sich im Restfahrzeug zusammenfassen.

---

<sup>143</sup> Ein Beispiel für die aktive Gestaltung der Verglasung stellen aktuelle Head-Up-Displays dar. Sie verbinden die beiden Funktionen „Umgebung wahrnehmen“ und „über Fahrzeugzustand informieren“ in der Wirkfläche „Fahrzeugverglasung“.



- **Umgebung**

Die Fahrzeugumgebung ist die reale Umgebung des Fahrzeugs. Über entsprechende Schnittstellen wirken alle Umgebungseinflüsse auf das Fahrzeug ein.

Den identifizierten Teilsystemen werden nun die aus technischer Sicht wesentlichen Teilfunktionen gegenübergestellt, die sich aus der Verwendung zentraler und dezentraler Bauteilgruppen ergeben:

- 1 **Vorwählen der Synchroneneinheit**

Die Wahl der Synchroneneinheit erfolgt in heutigen Schaltbetätigungen durch die Querbewegung des Schalthebels. Dadurch werden die zentralen Schaltelemente im Getriebe derart positioniert, dass die (bei jedem Schaltvorgang betätigten) zentralen Schaltelemente beim Schaltvorgang die entsprechende Einheit dezentraler Betätigungselemente und dadurch die entsprechende Synchroneneinheit bewegen können. Der Vorgang des Vorwählens kann nur erfolgen, wenn sich der Schalthebel auf der neutralen Querachse befindet. Ist während eines Schaltvorgangs ein Wechsel der Synchroneneinheit erforderlich, so kann dieser erst nach Auslegen des alten Ganges erfolgen. Der Ablauf solcher Vorgänge ist Auslegen - Vorwählen - Einlegen.

- 2 **Öffnen / Schließen der formschlüssigen Kupplung (Synchronisierung)**

Der Schaltvorgang selbst wird durch die Bewegung des Schalthebels in Längsrichtung vollzogen. Die Bewegung des Hebels ist als Rast-in-Rast-Bewegung ausgeführt, er verhält sich also multistabil. Um den Schaltvorgang durchzuführen, ist eine entsprechende Schaltkraft nötig, deren Höhe einerseits von den verwendeten Rastierungen und andererseits von der zur Synchronisierung benötigten Energie und der gewählten Betätigungsgeschwindigkeit abhängt.

Zur Ableitung des systemtechnischen C&CM Elementmodells wird untersucht, welche LSS und WFP für die Erfüllung der Gesamtfunktion „Getriebebedienung“ relevant sind.

Es zeigt sich, dass keine direkte Schnittstelle zwischen Umgebung und Fahrer besteht. Der Fahrer nimmt alle Umgebungseinflüsse ausschließlich über MMS wahr. Aus diesem Grund kann können die beiden Teilsysteme „Fahrzeug“ und „Umgebung“ zu einer LSS zusammengefasst werden.

Eine weitere Reduzierung von Modellelementen ist durch die Verbindung von Außen- und Innenschaltung zur LSS „Außen-/Innenschaltung“ zu erreichen. Die drei Wirkflächenpaare dieser LSS stellen mit Eingabe, Ausgabe und der Abstützung am

Fundament die typischen WFP eines Kennungswandlers dar. Funktional gesehen wird die Bewegung der MMS Schalthebel bis zur Schiebemuffe übersetzt. Die separate Modellierung des Wirkflächenpaars zwischen Außen- und Innenschaltung erscheint daher nicht sinnvoll.

Die weitere Zusammenfassung der LSS „Außen/Innenschaltung“ und „Synchronisierung“ ist aufgrund der ermittelten Teilfunktionen nicht möglich. Während an der Erfüllung der Teilfunktion 2 „Synchronisierung“ alle LSS und WFP beteiligt sind, ist die LSS „Synchroneinheit“ für den Vorwählvorgang nicht relevant.

Es ergibt sich daher ein Modell mit den vier Leitstützstrukturen „Fahrer“, Außen/Innenschaltung“, „Synchroneinheit“ und „Fahrzeug/Umgebung“. Dabei stehen Fahrer und Außen/Innenschaltung über das WFP 2 „Schalthebel“ miteinander in Kontakt, zwischen dieser LSS und der Synchroneinheit wirkt das WFP 3 Schaltgabel/Schiebemuffe. Die drei genannten LSS sind weiterhin durch die WFP 1.x gegen das Fahrzeug abgestützt. In Bild 4-1 ist das gesamte Modell dargestellt.

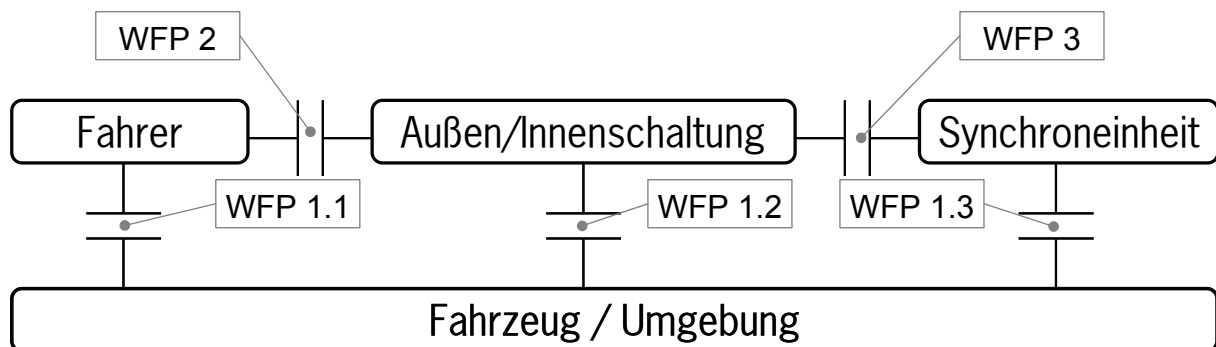


Bild 4-1: Elementmodell Schaltbetätigung

Die Funktion (1) „Vorwählen“ wird von den LSS „Fahrer“ und Außen/Innenschaltung“ sowie von den WFP 1.1, 1.2 und 2 erfüllt. Für die Erfüllung der Funktion (2) „Synchronisierung“ sind zusätzlich die LSS „Synchroneinheit“ und die WFP 1.3 und 3 relevant.

#### 4.1.2 Subjektive Teilfunktionen

Die wesentliche Funktionalität der Getriebebedienung beschränkt sich nicht nur auf die Übertragung der notwendigen Energie zum Gangwechsel. Da es sich bei dem betrachteten System um ein passives, mechanisches System handelt, werden auch alle notwendigen Informationen, welche dem Fahrer den aktuellen Zustand des Getriebes signalisieren, über den Schalthebel übertragen. Diese Informationen sind im Kraftverlauf kodiert und werden vom Fahrer intuitiv wahrgenommen. So erkennt der Fahrer den Gang selbst z.B. an der Position des Schalthebels. Beim

Gangwechsel lässt sich anhand des Kraftverlaufs erkennen, wann der Formschluss hergestellt ist. Da der Fahrer über die meisten Bedienungssituationen eine ideale Vorstellung hat, werden Abweichungen von dieser Idealsituation als Störung wahrgenommen.

Das Untersuchungssystem kann daher vom subjektiven Standpunkt in andere Teilfunktionen unterteilt werden, als es aus technischer Sicht notwendig ist. Neben der Abgrenzung der beiden technischen Hauptfunktionen Vorwählen und Schalten (dynamisch) werden im Folgenden auch Nebenfunktionen erläutert, welche ebenfalls Gegenstand dieser Untersuchung sind.

### **I Vorwählen**

Die Wahl der Synchron Einheit erfolgt bei heutigen Betätigungssystemen durch die Querbewegung des Schalthebels. Aus der Neutralstellung heraus verhält sich der Hebel monostabil, kehrt also beim Loslassen selbstständig in die Neutralstellung zurück. Diese Rückstellung wird nach dem Schließen der Kupplung der Synchron Einheit gesperrt, der Hebel ist in Querrichtung fixiert. Bei der Bewegung nach rechts und links steigt die Kraft erst gering, dann steil an und signalisiert dem Fahrer dadurch das Erreichen der Endlage.

### **II Schalten (statisch)**

Neben dem dynamischen Schaltvorgang (s. u.) kann der Schalthebel auch im Stand ohne laufenden Motor betätigt werden. Diese Teilfunktion ist für den Betrieb des Getriebes nicht relevant, trägt aber trotzdem wesentlich zur subjektiven Qualitätseinstufung bei. Das liegt daran, dass der Kunde bei der Beurteilung des Gesamtfahrzeugs im Stand Schaltvorgänge durchführen kann („Showroomschaltung“) und sich anhand der wahrgenommenen Kennlinie ein Urteil bildet. Daher wird auch diese Teilfunktion untersucht.

Beim statischen Schaltvorgang muss der Radsatz zum Einlegen des Gangs nur minimal oder gar nicht verdreht werden. Der Fahrer spürt daher in der Regel nur die Rastierkräfte, die von den einzelnen Rastelementen aufgebracht werden, und keine zur Einleitung der Drehbewegung benötigte Kraft. Durch asymmetrische Rampenkonturen sind auch hier die Kräfte zum Einlegen meist höher als die Auslegekräfte.

### **III Überdrücken**

Um sich ein subjektives Urteil zu bilden, muss der Fahrer nicht zwangsläufig einen Gangwechsel vornehmen. Wie bereits erläutert wurde, führt schon die reine

Querbewegung des Schalthebels zu einer ersten Einschätzung. Analog dazu lassen auch die Kennlinien des Schalthebels bei der Quer- und Längsüberdrückung im eingelegten Gang (ohne eine Getriebeaktion durchzuführen) eine Urteilsbildung zu. Aus diesem Grund wird auch das Schalthebelverhalten mit eingelegtem Gang untersucht.

#### IV Schalten (dynamisch)

Der qualitative Verlauf des dynamischen Schaltvorgangs weist immer die in Bild 4-2 gezeigte Charakteristik auf. (In dieser Arbeit wird zur Darstellung eines Schaltvorgangs die gezeigte Diagrammkombination verwendet. Das rechte Diagramm enthält den Zeitverlauf von Kraft- und Wegsignal des Schalthebels am Kraftangriffspunkt, während im linken Teil der gleiche Vorgang als Kraft-Weg-Diagramm dargestellt ist.) Der Verlauf ist geprägt von drei stabilen Positionen, die Bewegung also durch eine doppelte Rastierung gekennzeichnet. Die erste Rast-in-Rast Bewegung wird aus dem alten Gang in die Neutralstellung vorgenommen, die zweite zwischen Neutralstellung und dem neuen Gang. Während der Auslegephase sind vor allem Rastier- und Reibungskräfte zu überwinden. Beim Einlegen des neuen Ganges wird diesen Kräften die Synchronkraft überlagert, welche durch die Synchronsperr hervorgerufen wird. Im Allgemeinen kann daher davon ausgegangen werden, dass die benötigte Kraft beim Einlegen höher ist als die Auslegekraft.

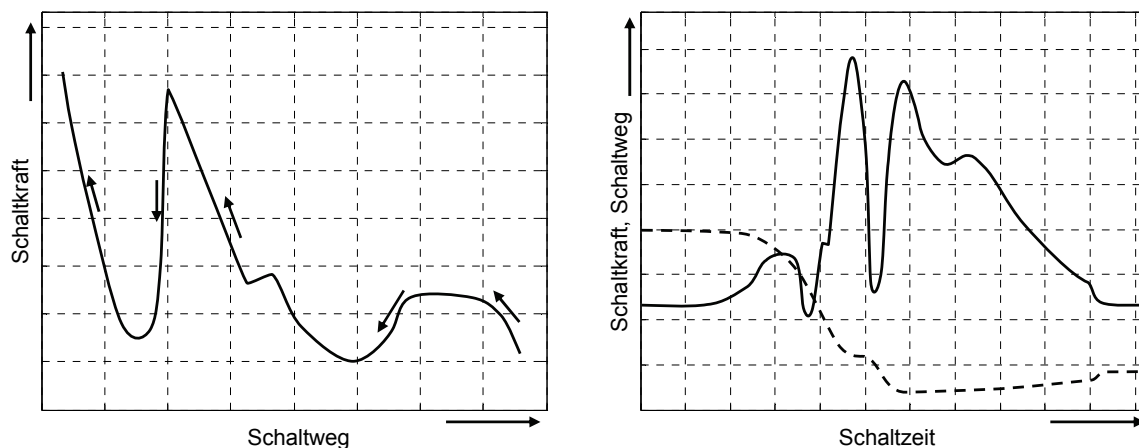


Bild 4-2: Schaltkraftverlauf qualitativ

Im Gegensatz zu den anderen Teilfunktionen wird der Verlauf des dynamischen Schaltvorgangs nicht ausschließlich durch Hebel, Federn und Rasten definiert, sondern durch die chronologische Reihenschaltung weiterer Teilfunktionen. Diese Teilfunktionen werden in der Synchronereinheit realisiert und werden nachfolgend ausführlich beschrieben.

### 4.1.3 Ablauf des dynamischen Schaltvorgangs

Makroskopisch betrachtet besteht der Ablauf des Schaltvorgangs aus der Öffnung der formschlüssigen Kupplung der auszulegenden Gangstufe, der anschließenden Synchronisierung der Drehzahlen der Kupplungspartner der neuen Stufe mit anschließender Herstellung des Formschlusses.

Der Synchronisierungsablauf der Borg-Warner-Sperrsynchronisierung ist hochkomplex und die messtechnische Erfassung sehr aufwendig. Grundsätzlich handelt es sich bei dem System „Synchronisierung“ um eine formschlüssige, schaltbare Kupplung. Damit der Formschluss nur bei Gleichlauf der Kupplungspartner hergestellt wird, verhindert eine Sperrvorrichtung bei Differenzdrehzahl die Bewegung der Kupplungselemente. Die an dieser Sperre wirkende Kraft sorgt über Reibflächen gleichzeitig dafür, dass die vorliegende Differenzdrehzahl abgebaut wird. Zur Beschreibung der Funktion wird der Schaltvorgang in mehrere Phasen eingeteilt.

Obwohl der Ablauf des Schaltvorgangs allgemein in ähnlicher Form beschrieben wird, weicht die Phaseneinteilung anderer Autoren teilweise von obiger Definition ab. So zählt bei Wallentowitz<sup>144</sup>, Bencker<sup>145</sup> und Raeder<sup>146</sup> die Auslegephase nicht zum Synchronvorgang. Röper<sup>147</sup> verwendet trotz Betrachtung des Auslegens fünf verschiedene Phasen, da nicht zwischen Synchronisieren und Entsperrern und nicht zwischen Verdrehen und Einspuren unterschieden wird. Davis<sup>148</sup> stellt eine Definition vor, bei der auf Freiflug und Einspuren verzichtet wird. Die dadurch erzeugte Vielfalt an Definitionen erschwert die Analyse, da die eindeutige Definition der Funktionsphasen die Grundlage für die Ableitung von Kennwerten ist. Nachfolgend wird daher eine Einteilung erarbeitet, auf die sich alle späteren Beschreibungen beziehen.

Das in Bild 4-1 vorgestellte Elementmodell wird zu diesem Zweck weiter präzisiert und die LSS „Synchroneinheit“ durch die funktional relevanten Elemente erweitert. In Bild 2-4 sind diese Elemente bereits dargestellt worden.

---

<sup>144</sup> Wallentowitz 2004

<sup>145</sup> Bencker 2004

<sup>146</sup> Raeder / Wunderlich 1995

<sup>147</sup> Röper et al. 2001

<sup>148</sup> Davis et al. 2004

Zur Darstellung des Ablaufs wird eine Abwicklung der zylindrischen Bauteile verwendet. Die Zuordnung zwischen Abwicklung und 3-D Darstellung zeigt Bild 4-3.

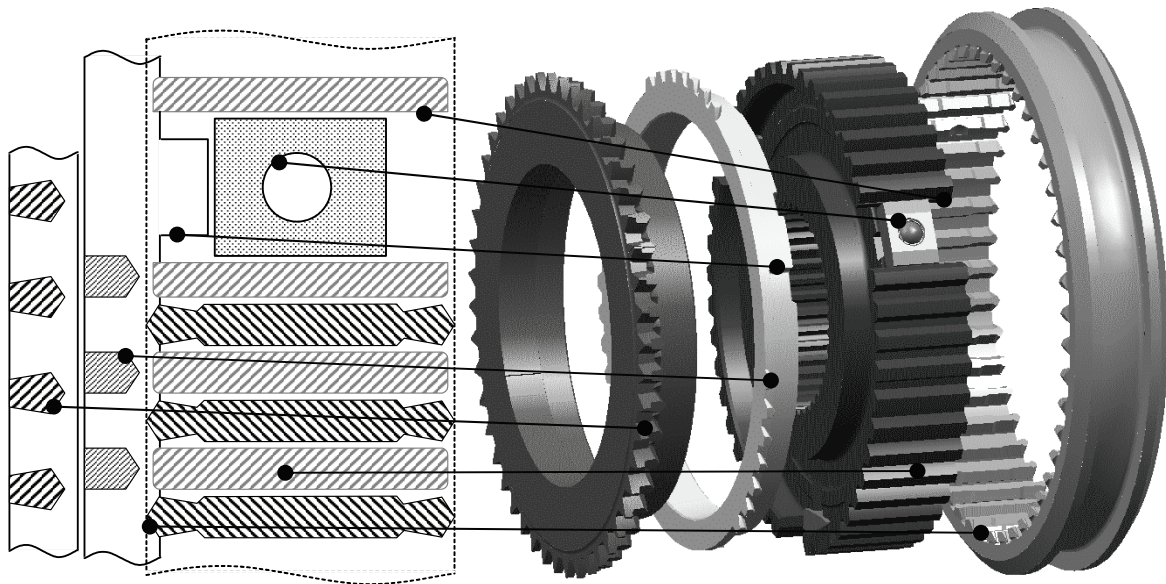


Bild 4-3: Zuordnung zwischen Abwicklung und 3-D Darstellung

Die an Funktion beteiligten Wirkflächenpaare unterscheiden sich je nach Phase. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung aller WFP in einer gemeinsamen Grafik verzichtet. Die jeweils funktionsrelevanten WFP sind in Bild 4-4 bis Bild 4-11 gekennzeichnet.

Je nach Schalttyp (Hoch- oder Rückschaltung) wird der zu synchronisierende Radsatz entweder gebremst oder beschleunigt. Die Funktionsweise der Synchronisierung ist zwar grundsätzlich gleich, jedoch unterscheiden sich die Drehzahl- und Drehmomentverhältnisse der Kupplungspartner. Durch das additiv wirkende, immer gleich gerichtete Schleppmoment (Reibungs- und Planschverluste) kann sich dieser Unterschied auch auf den Schaltverlauf auswirken. Die Symbolik der folgenden Darstellungen bezieht sich immer auf eine Rückschaltung. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass der Synchronkörper fest mit der Getriebeausgangswelle verbunden ist, während der Kupplungskörper mit entsprechend übersetzter Eingangswellendrehzahl rotiert.

### Phase I (Auslegen)

Der vollständige Schaltvorgang umfasst wie oben beschrieben den Wechsel der Gangstufen. Der Vorgang beginnt daher mit der Öffnung der formschlüssigen Kupplung des aktuellen Gangs.

Nachdem die Kupplung zwischen Motor und Getriebe geöffnet ist, drehen sich die Getriebewellen weitgehend verspannungsfrei. (Dynamische Effekte werden hier zunächst nicht betrachtet.) Die Drehzahl des abtriebsseitigen Wellenverbunds bleibt weitgehend konstant, da dieser abtriebsseitig geschleppt wird und sich die Fahrzeuggeschwindigkeit für die beim Schaltvorgang betrachteten Zeiträume nur unwesentlich ändert. Demgegenüber fällt die Drehzahl des antriebsseitigen Wellenverbunds ab, da dieser frei dreht und das Schleppmoment auf eine vergleichsweise geringe rotatorische Massenträgheit wirkt.

Der alte Gang wird ausgelegt, indem die entsprechende Schiebemuffe aus der Schaltstellung in die Neutralstellung zurückbewegt wird (Bild 4-4). Im Fall einer Diagonalschaltung endet die Bewegung der Muffe in der Neutralposition und der Vorgang wird mit einer anderen Muffe fortgesetzt. Muss die Gasse nicht gewechselt werden, so wird dieselbe Muffe für den weiteren Vorgang verwendet. In beiden Fällen ist dazu nur die Überwindung der Rastierkräfte erforderlich. Die Stellung der Synchronring- zur Schiebemuffenverzahnung ist zufällig, da der Indexnocken des Synchronrings in der Nut des Synchronkörpers Spiel hat und der Synchronring innerhalb dieses Spiels frei schwingen kann. Das Druckstück auf dem Synchronkörper berührt den Indexnocken des Synchronrings noch nicht.

Der Abschluss des Auslegevorgangs stellt damit den Beginn des Synchronvorgangs dar. Die in Bild 4-4 gekennzeichneten LSS sind:

LSS 1: Schiebemuffe

LSS 2 Druckstück

LSS 3 Synchronkörper

LSS 4 Synchronring

LSS 5: Kupplungskörper

Bei der weiteren Analyse ist zu beachten, dass das Druckstück als einzelne LSS betrachtet wird. Eine weitere Zerlegung in die skizzierten Komponenten Gleitstein, Feder und Kugel erscheint aus funktionaler Sicht nicht sinnvoll.

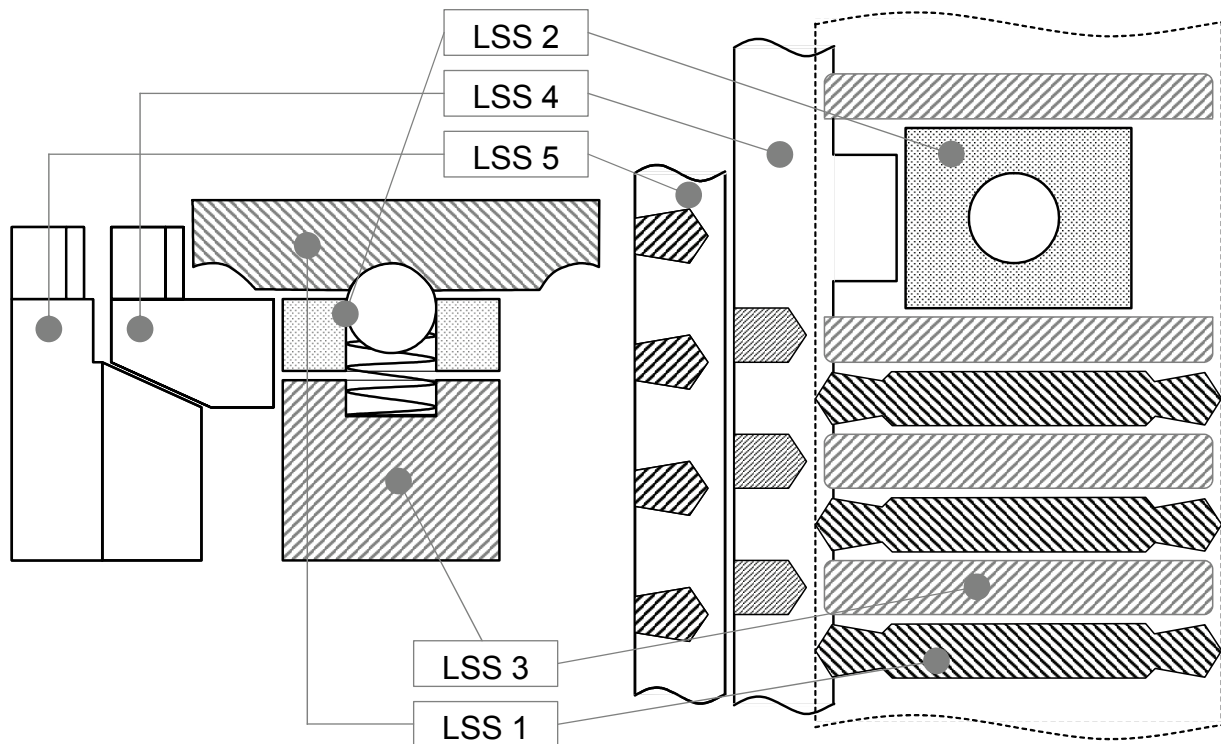


Bild 4-4: Ende Phase I (Auslegen)

## Phase II (Vorsynchronisieren)

Die anschließende Phase der Vorsynchronisation hat für die Wirkung der Synchronsperre eine entscheidende Bedeutung<sup>149</sup>, denn zu Beginn dieser Phase ist die Position von Schiebemuffen- und Synchronringverzahnung zueinander noch beliebig. Die beteiligten WFP (1-6) sind in Bild 4-5 dargestellt.

Die vom Fahrer am Schalthebel ins System eingeleitete Kraft wirkt nach der beschriebenen Kennungswandlung durch das WFP1 axial auf die Schiebemuffe (LSS1). Durch die resultierende Bewegung der Schiebemuffe wird das Druckstück gegen den Indexnocken des Synchronrings gedrückt. Durch den Kontakt wird das WFP3 aktiviert und eine axiale Kraft  $F_{v\_sync}$  übertragen. Diese Kraft wird durch die Geometrie der Rastierung (WFP2) und der im Druckstück enthaltenen Feder (WFP4) begrenzt.

Die vom Druckstück auf den Synchronring übertragene Kraft  $F_{v\_sync}$  wird an den Reibflächen (WFP5) als Axialkraft  $F_{sync}$  abgestützt, durch den Konuswinkel  $\alpha$

<sup>149</sup> Röper / Yang 1998



verstärkt und entsprechend dem Reibkoeffizienten  $\mu$  im Kontakt als tangentielle Reibkraft  $F_R$  wirksam:<sup>150</sup>

$$F_R = \frac{F_{\text{sync}} \cdot \mu}{\sin \alpha} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Diese Reibkraft dreht den Synchronring in die erforderliche Sperrstellung (Bild 4-5), bis der Indexnocken an den Seitenflächen der Nut des Synchronkörpers anliegt (WFP6).

Die Funktion, welche während der Vorsynchronphase erfüllt werden muss, lässt sich als „Synchronring in Sperrstellung drehen“ beschreiben.

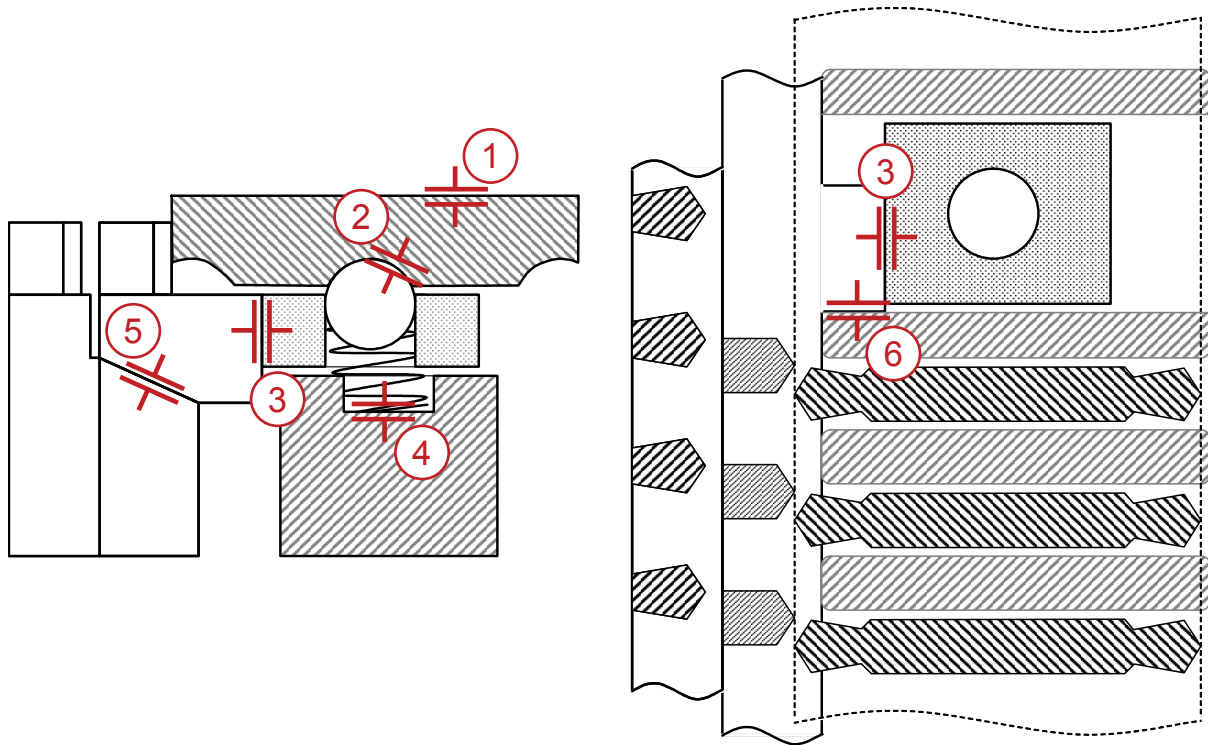


Bild 4-5: Ende Phase II (Vorsynchronisieren)

### Phase III (Synchronisieren)

Steigt die Kraft über den ausgelegten Grenzwert, weicht die Rastierkugel radial nach innen aus. Dabei ändert sich die Richtung der auf das Druckstück wirkenden Kraft, so dass keine Axialkomponente mehr vorhanden ist. Durch die weiterhin am WFP1 wirkende Axialkraft wird die Schiebemuffe weiter Richtung Kupplungskörper

<sup>150</sup> Lechner / Nauenheimer 1994

verschoben, bis die Bewegung durch den Kontakt der Schiebemuffenverzahnung mit der Synchronringverzahnung gesperrt wird (Bild 4-6). Die Kraft wirkt nun direkt über den Kontakt der Flanken der Sperrverzahnung WFP7. und wird axial über WFP1 und tangential über WFP8 abgestützt. Die Flankenwinkel sind daher so gewählt, dass die Drehbewegung des Synchronrings erst möglich ist, wenn im Reibkontakt der Konusflächen kein Reibmoment mehr wirkt. Der Flankenwinkel  $\beta$  muss dazu der Sperrbedingung genügen:<sup>151</sup>

$$F_R = \frac{F_{\text{sync}} \cdot \mu}{\sin \alpha}$$

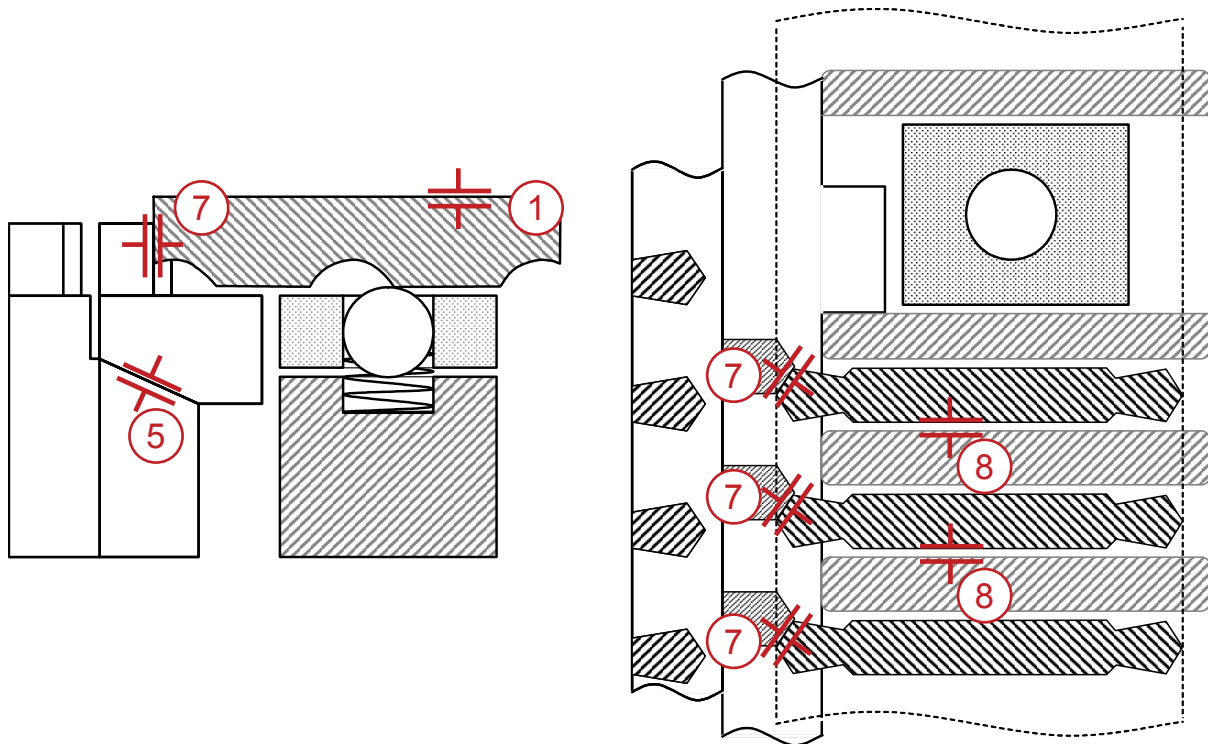


Bild 4-6: Phase III (Synchronisieren)

Durch das zwischen Synchronring und Reibkonus wirkende Reibmoment wird die Drehzahl des eingangsseitigen Wellenverbundes beschleunigt oder abgebremst, bis Gleichlauf erreicht ist.

<sup>151</sup> Lechner / Naunheimer 1994

### Phase IV (Entsperren)

Durch den Entfall der Relativbewegung bricht das die Bewegung der Schiebemuffe sperrende Reibmoment weg. Das im WFP7 erzeugte Drehmoment kann dadurch den Synchronring und die Schiebemuffe gegeneinander verdrehen.

Vor allem bei Mehrfachsynchrosierungen hoher Leistung lässt sich beobachten, dass ab dem Zeitpunkt des Gleichlaufs Synchronring(e) und Kupplungskörper aneinander haften, d.h. WFP5 weiterhin aktiv ist, nun aber Reibschluss hergestellt hat. Die im WFP7 eingeleitete Drehbewegung verdreht daher im Allgemeinen den gesamten Wellenverbund und gibt dadurch die Axialbewegung der Schiebemuffe wieder frei (Bild 4-7). In Phase III und IV wirken daher die gleichen WFP.

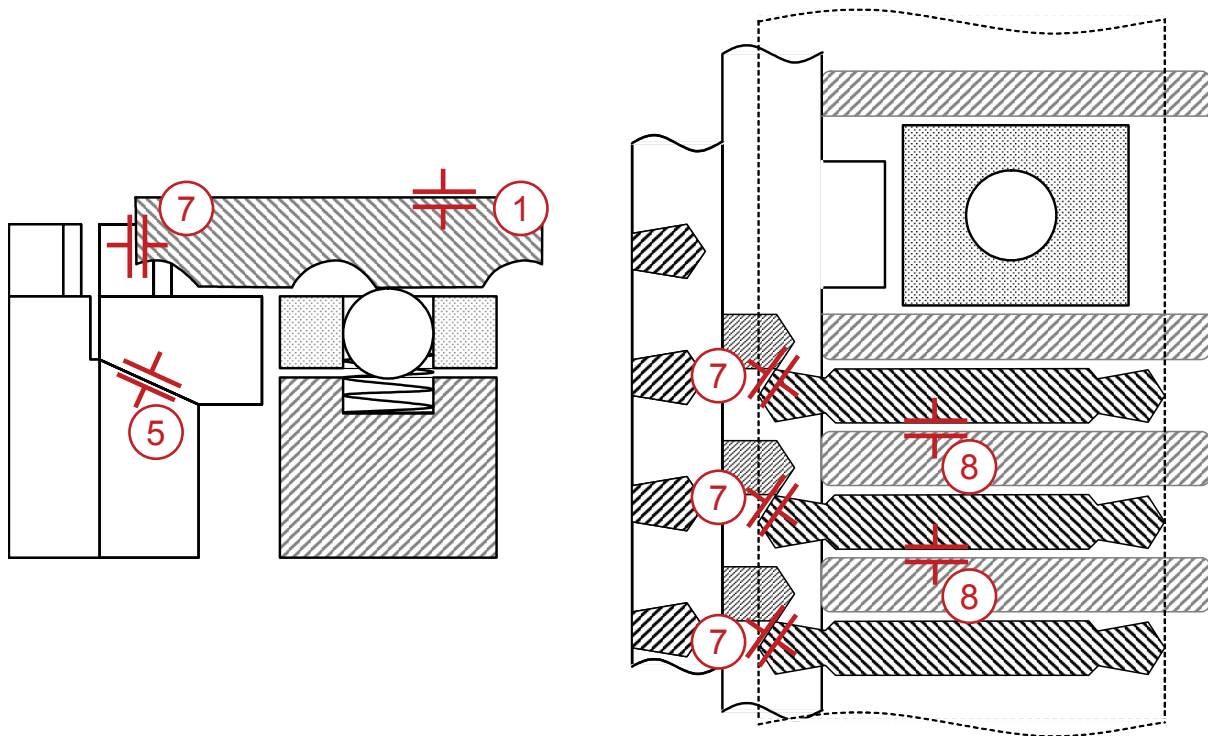


Bild 4-7: Ende Phase IV (Entsperren)

### Phase V (Freiflug)

Die Freiflugphase (Bild 4-8) ist vor allem durch einen Kräfteinbruch gekennzeichnet, da die Schiebemuffe frei bewegt werden kann. Die Systemreaktion wird von der weiterhin im WFP1 wirkende Axialkraft, der LSS Schiebemuffe und der auf die Schiebemuffe wirkenden Massenträgheit bestimmt. (Die Massenträgheit des Elements Schiebemuffe wirkt zwar in jeder der Phasen, ist aber erst in Phase V funktionsrelevant) Die Freiflugphase vom Kontakt der Schiebemuffenverzahnung mit der Verzahnung des Kupplungskörpers (WFP9) beendet.

Die gegenseitige Stellung der Zähne ist rein zufällig, daher ist auch ein berührungsloses Einspielen denkbar. Dieses ist aber ein Sonderfall im Synchronisierungsablauf, der nicht immer zu erwarten ist. Im größten Teil der Fälle treffen zunächst die Flanken der Zähne aufeinander.

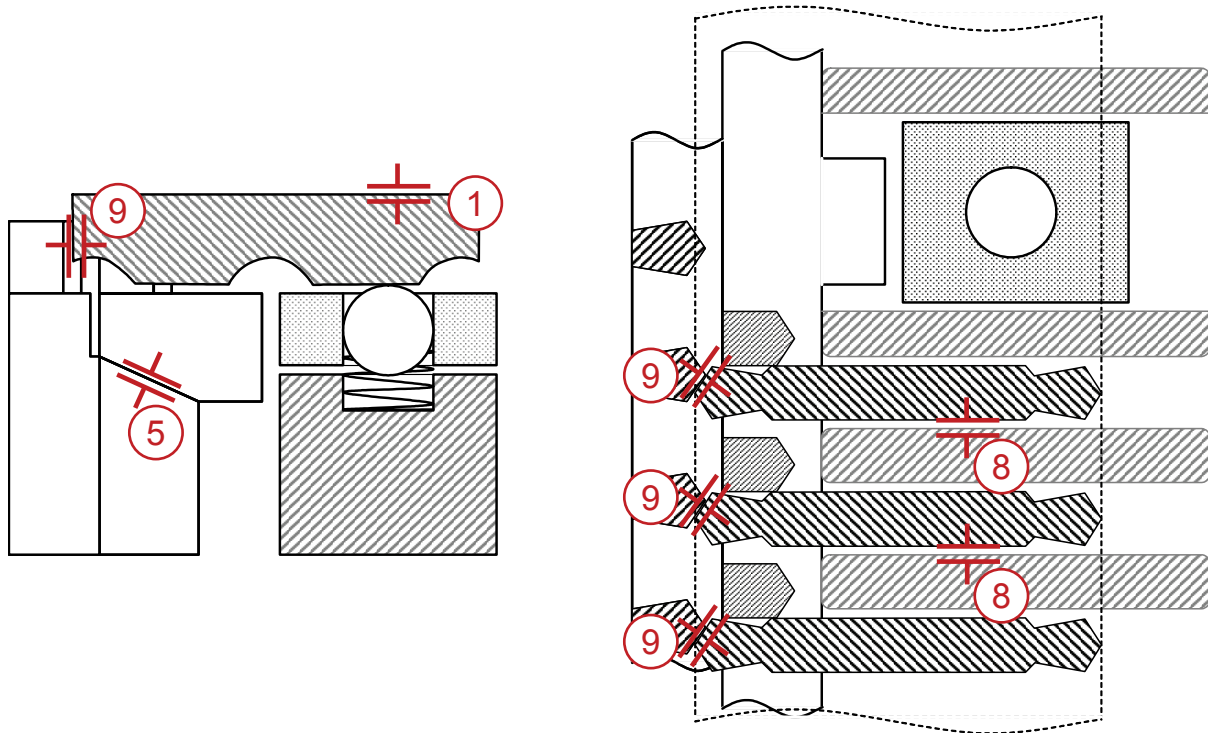


Bild 4-8: Ende Phase V (Freiflug)

### Phase VI (Verdrehen)

Durch die Kontaktkräfte an den Zahnflanken (WFP9) wirkt auf den antriebsseitigen Wellenverbund nun erneut ein Moment, was zum Verdrehen dieser Baugruppe führt. Die Richtung der Drehung hängt davon ab, welche Seiten der Zähne auf einander treffen. Da der Synchronring immer noch auf dem Kupplungskörper haftet (WFP5), wird er in gleicher Weise mitbewegt.

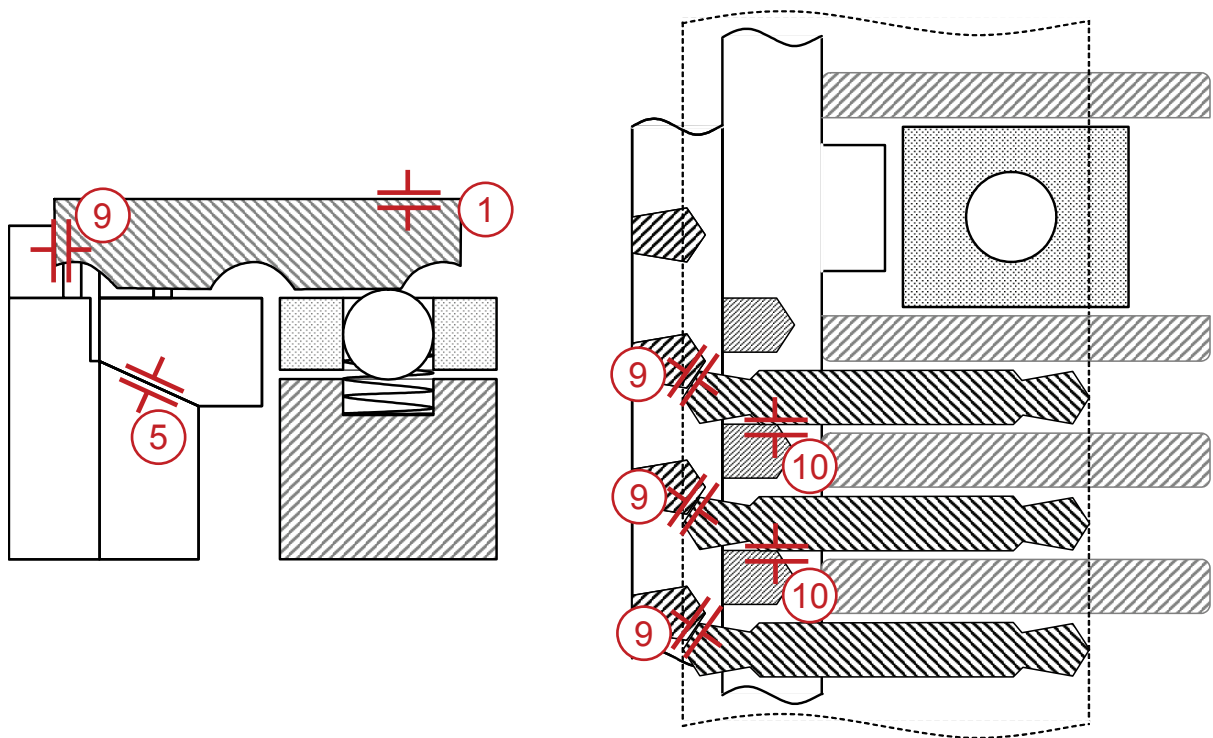


Bild 4-9: Phase VI (Verdrehen)

Im Allgemeinen kann auch hier davon ausgegangen werden, dass eine Überdeckung der Zahnluken von Synchronring und Kupplungskörper nur zufällig auftritt und die Schiebemuffe daher nur bis zum in Bild 4-9 dargestellten Zustand bewegt werden kann, bevor der Synchronverbund aus Kupplungskörper und Synchronring gelöst wird. Dazu erzeugen WFP 9 und WFP10 auf die beiden LSS ein jeweils entgegengesetztes Drehmoment. In Bild 4-10 ist der gelöste Zustand dargestellt.

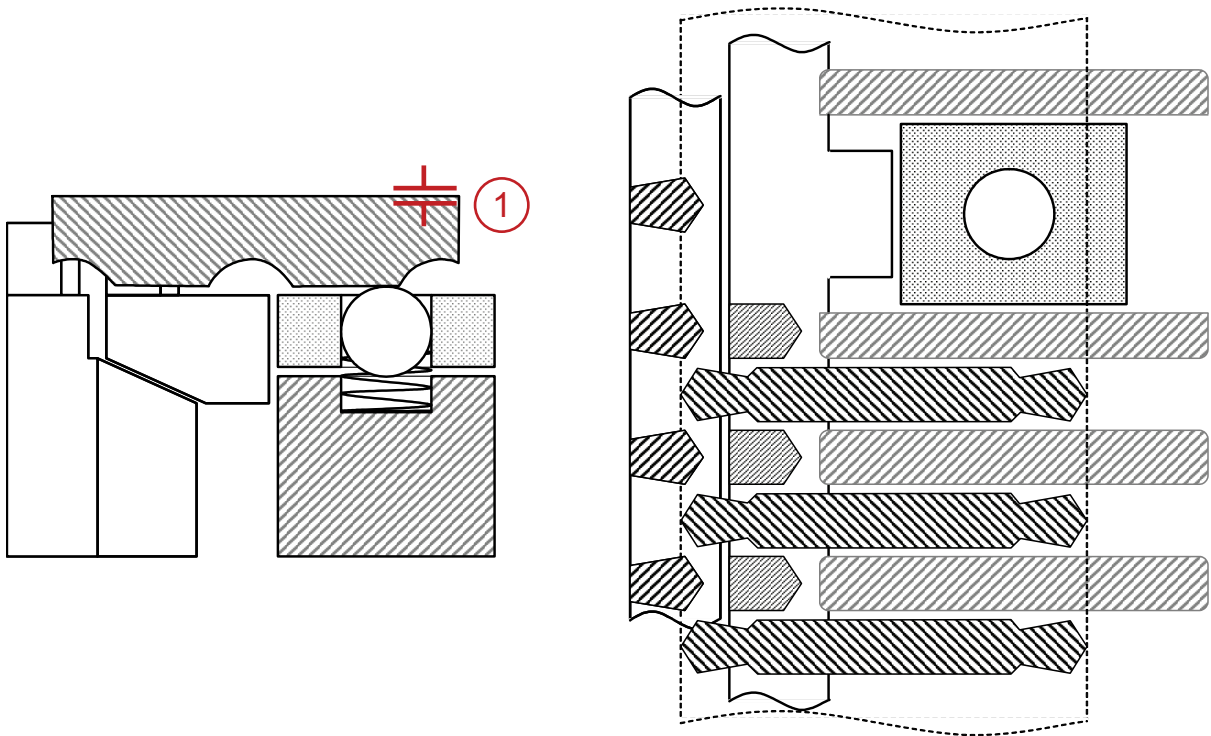


Bild 4-10: Ende Phase VI (Verdrehen)

### Phase VII (Einspuren)

Durch das Einspuren der Schiebemuffe in die Kupplungskörperverzahnung wird der Formschluss zwischen diesen beiden Bauteilen hergestellt. In Phase VII wirken dazu die gleichen WFP wie in Phase V.

Die Schiebemuffe wird bis zu einem definierten Anschlag auf den Kupplungskörper geschoben und durch zwei Mechanismen dort gehalten. Im lastlosen Zustand wird die Schiebemuffe durch die Kugel-Feder-Raste des Druckstücks (WFP2) rastiert. Bei der Übertragung von Drehmoment wirkt die Hinterlegung der Schaltverzahnung zusätzlich einer Auslegebewegung entgegen.

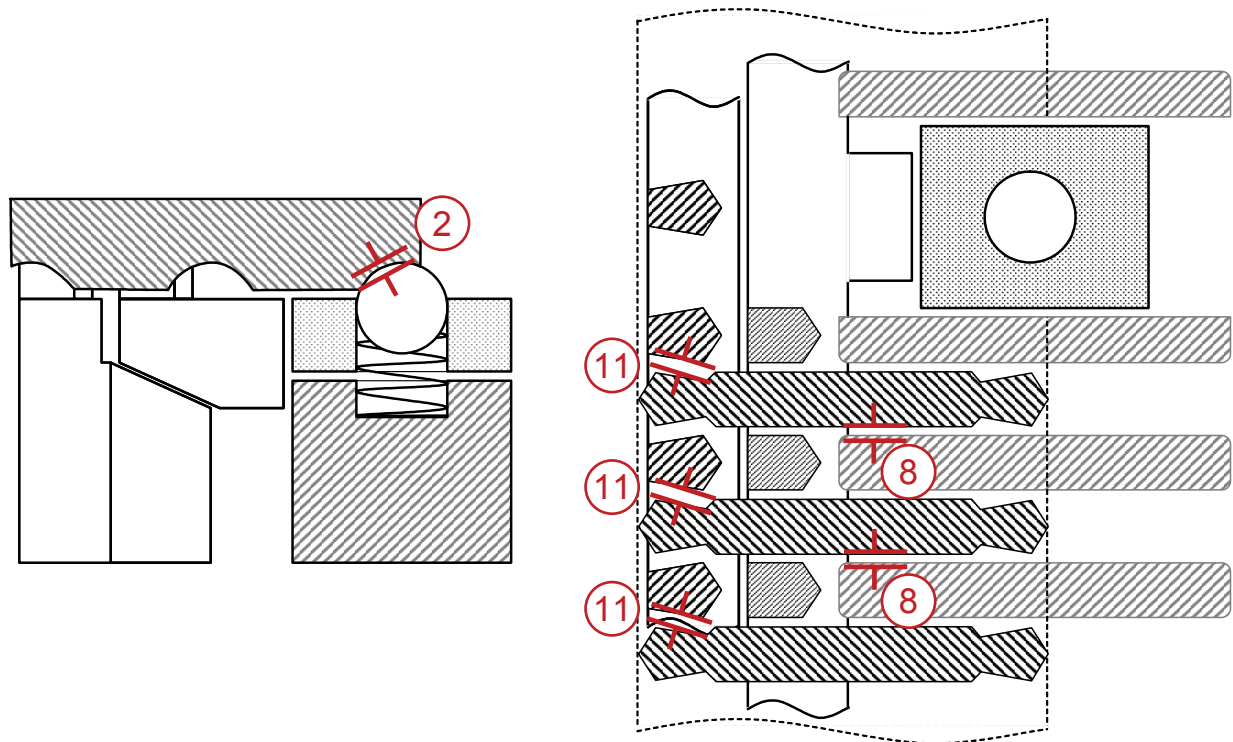


Bild 4-11: Phase VII (Einspuren)

#### 4.1.4 Störungen des Schaltvorgangs

Der reale Schaltvorgang kann von dem oben beschriebenen, idealisierten Schaltvorgang abweichen. Durch unterschiedliche Schwingungseigenschaften, Toleranzen und andere Störgrößen treten verschiedene Fehlereffekte auf, welche nachfolgend beschrieben werden. Auf der anderen Seite wird mit konstruktiven Mitteln versucht, die am Schalthebel spürbaren Effekte der Phase VI zu reduzieren.

Im Bereich der Schaltstörungen werden in der Literatur verschiedene Bezeichnungen für die gleichen Effekte verwendet. Die verschiedenen Störungen werden beispielsweise in den Untersuchungen von Röper, Raeder, Bencker oder auch Guersing beschrieben.<sup>152</sup> Um Verwechslungen zu vermeiden erfolgt in diesem Kapitel daher die Definition der Terminologie, welche im weiteren Verlauf dieser Arbeit verwendet wird. Die folgende Liste basiert auf der umfassenden Aufzählung der verschiedenen Fehlermechanismen von Perponcher<sup>153</sup>.

<sup>152</sup> Röper / Yang 1998, Raeder / Wunderlich 1995, Bencker 2004, Guersing 2003

<sup>153</sup> Perponcher 2007

## **I Auslegehänger**

Um eine axiale Bewegung der Kupplungspartner voneinander weg zu verhindern, ist die Schaltverzahnung in der Regel mit einer Hinterschneidung ausgeführt. Diese Hinterschneidung führt beim Aufbringen eines Torsionsmoments dazu, dass sich eine in Einschalttrichtung wirkende Axialkraft aufbaut (WFP11). Dieser erwünschte Effekt kann beim Schaltvorgang zu einer Störung führen, wenn auch zu diesem Zeitpunkt durch die Hinterschneidung die sperrende Axialkraft wirkt. Vor allem bei nicht vollständig trennender Zentralkupplung kann diese Störung auftreten, da das Schleppmoment des Motors zu Torsionsmoment an der Hinterschneidung führt. Unter diesen Umständen kann der alte Gang beim Schaltvorgang nur mit hohen Schaltkräften ausgelegt werden.

Der beschriebene Effekt kann neben einer fehlerhaften Zentralkupplung auch weitere Ursachen haben, z.B. ein Verklemmen der Schiebemuffe auf dem Kupplungskörper durch ungünstige Verzahnungsauslegung.

## **II Entsperrhemmung**

Da mit der Herstellung des Gleichlaufs auch das sperrende Reibmoment an den Synchronringen wegfällt, kann das aus der an den Zahnflanken wirkenden Kontaktkraft erzeugte Drehmoment den Synchronring aus seiner Sperrstellung drehen und so die Bewegung der Schiebemuffe ermöglichen (WFP7). Die im Betätigungssystem gespeicherte potentielle Energie reicht dafür in der Regel aus, so dass der Fahrer die Handkraft nicht erhöhen muss. Falls die Schiebemuffe zur Entsperrung erneut Energie benötigt, spricht man von einer Entsperrhemmung. Die zur Durchschaltung benötigte Mindestkraft am Handschalthebel wird in diesem Fall unabhängig von der Schaltzeit von der zur Entsperrung benötigten Kraft bestimmt. Im Extremfall verklemmt der Sperrmechanismus, so dass Durchschalten gar nicht oder nur mit extrem hohen Schaltkräften möglich ist.

## **III Prellen**

Das Prellen ist funktional das Gegenteil der Entsperrhemmung. Beim Prellen erhält der Synchronring durch die an den Zahnflanken aufgebrachte Kraft einen rotatorischen Impuls, der ihn über die Entsperrposition hinaus schwingen lässt, bis die Sperrverzahnung an der gegenüberliegenden Seite anschlägt (ebenfalls WFP7, jeweils gegenüberliegende Flanken). Am Schalthebel spürt der Fahrer nach dem erwarteten Krafteinbruch einen erneuten, sehr kurzen Kraftanstieg.



## **IV 2. Druckpunkt**

Als 2. Druckpunkt wird der erneute Kraftanstieg bezeichnet, wenn die Schiebemuffenverzahnung auf die Zähne des Kupplungskörpers trifft. Grundsätzlich handelt es sich hierbei nicht um eine Störung, da dieser Effekt zum Funktionsablauf gehört (Phase VI). Je nach Ausprägung wird die Wirkung vom Fahrer aber trotzdem als störend empfunden, da der Anstieg nicht der Erwartung entspricht.

Nach Perponcher<sup>154</sup> hat der Effekt statische Gründe, kann also auch bei absolutem Gleichlauf der Kupplungspartner auftreten. Der Kraftanstieg wird allein durch die zufällige Positionierung von Schiebemuffen- und Kupplungskörperverzahnung verursacht und ist dann besonders hoch, wenn die Überdeckung der Zähne groß ist. Da die Stellung der Zähne zueinander bei jedem Schaltvorgang zufällig ausfällt, streut der Fehler dementsprechend.

## **V Hochschaltkratzen / Kaltschaltkratzen**

Im Gegensatz zum 2. Druckpunkt hat eine Kratzstörung immer eine Differenzdrehzahl der beiden Kupplungspartner zur Ursache. Diese Differenzdrehzahl wird während der Freiflugphase aufgebaut, in welcher noch kein Formschluss besteht und der antriebsseitige Kupplungspartner frei drehen kann. Durch das wirkende Schleppmoment dieser Phase reduziert sich während dieser Phase die Drehzahl. Durch diese Differenzdrehzahl kann die Verzahnung der Schiebemuffe nicht in die Kupplungskörperverzahnung einspuren, sondern wird von den Zahnflanken (WFP9) zurückgewiesen. Dabei kratzen die Zähne der Schaltverzahnungen von Flanke zu Flanke. Der Einspurvorgang kann erst erfolgen, wenn die Axialkraft an der Schiebemuffe so groß ist, dass sie nicht mehr abgewiesen werden kann.

Da das Schleppmoment bei niedrigen Temperaturen exponentiell steigt, tritt dieser Effekt vor allem bei kaltem Getriebeöl auf (Kaltschaltkratzen).

Grundsätzlich sind Hochschaltvorgänge häufiger von Kratzstörungen betroffen als Rückschaltungen, da sich die Wirkrichtung des synchronisierenden Reibmoments umkehrt. Während der Radsatz während einer Rückschaltung auf die Gleichlaufdrehzahl beschleunigt wird, muss er bei Hochschaltungen abgebremst werden. In beiden Fällen ist davon auszugehen, dass es leichte Überschwinger bei der Drehzahlanpassung gibt. In der Freiflugphase wirkt das Schleppmoment in beiden Fällen verzögernd auf den Radsatz. Dies führt im Fall der Rückschaltung zu

---

<sup>154</sup> Perponcher 2007

einer Korrektur des durch den Überschwinger verursachten Fehlers. Im Gegensatz dazu wird die Differenzdrehzahl bei Hochschaltungen verstärkt. Tritt das Kratzen nur bei Hochschaltungen und auch bei betriebswarmem Öl auf, so spricht man vom Hochschaltkratzen.

## **VI Schwingungskratzen**

Hochschalt- und Kaltschaltkratzen sind statische Phänomene, welche durch die Wirkung des Schleppmoments verursacht werden. Demgegenüber kann eine Kratzstörung auch durch dynamische Effekte hervorgerufen werden. Die Ursache dieser Effekte ist die im Antriebsstrang gespeicherte Energie im Zug- oder Schubbetrieb. Durch den Auskuppelvorgang wird der vorgespannte Antriebsstrang schlagartig entspannt, wodurch eine Torsionsschwingung eingeleitet wird. Weiterhin wird dieser Antriebsstrang auch beim Synchronvorgang gespannt, und diese Spannung bricht mit dem Ende der Synchronphase zusammen. Diese wechselnden Lasten können die Ursache für eine die Drehzahl überlagernde Oberschwingung sein. Je nach Auslegung des Antriebsstrangs und der Randbedingungen liegt diese Schwingung auch beim Einspurvorgang vor und erzeugt durch eine kurzzeitige Drehzahldifferenz ebenfalls eine Kratzstörung.

## **VII Einlegehemmung**

Die Einlegehemmung tritt (ähnlich dem 2. Druckpunkt) auf, wenn die Schiebemuffen auf die Kupplungskörperverzahnung trifft (WFP9). Im Gegensatz zum 2. Druckpunkt wird die Störung am Schalthebel aber nicht als einzelne Kraftspitze, sondern als kontinuierlich erhöhtes Kraftniveau wahrgenommen. Im Extremfall lässt sich der Gang auch mit erhöhtem Kraftaufwand nicht einlegen, in diesem Fall spricht man von einem Einlegehänger.

Die Einlegehemmung tritt vor allem bei Mehrfachsynchronisierungen auf und wird hier durch ein zähes Lösen des Synchronverbunds verursacht. Im Fall des Einlegehängers kann der Störung auch ein Teilungsfehler der beteiligten Verzahnungen zu Grunde liegen.

## **4.2 Analyse der konventionellen Versuchsmethoden**

Nachfolgend werden die in Kapitel 2.3 beschriebenen Versuchsmethoden auf ihre Eignung zur Beschreibung des Phänomens „Schaltbetätigungskomfort“ untersucht. Grundsätzlich lassen sich die Verfahren nach subjektiven (subj. Fahr- und

Prüfstandsversuch) und objektiven (Simulation, obj. Fahr- und Prüfstandsversuch) Methoden trennen. Die verschiedenen Verfahren laufen nicht verzahnt, sondern unabhängig voneinander ab. Sowohl die Versuchsdurchführung als auch die Auswertung ist speziell auf die gegebenen Randbedingungen bzw. Datenbasen angepasst. Dementsprechend sind die Versuchsergebnisse (Subjektivurteil bzw. objektive Kennwerte) nicht ohne weitere Maßnahmen übertragbar.

Ein Ziel ist daher die Entwicklung einer Methode, die sich unabhängig von der verwendeten Versuchsumgebung einsetzen lässt. Nur so lässt sich sicherstellen, dass sich Simulationsergebnisse mit den Resultaten aus dem Fahrversuch vergleichen lassen.

Bei der Betrachtung der subjektiven Methode ist es wichtig, die beiden Vorgänge „Bewertung“ und „Aufzeichnung“ zu trennen. Oberflächlich betrachtet finden die Vorgänge z.B. beim Ausfüllen eines Bewertungsbogens gleichzeitig statt. Bei genauerer Analyse zeigt sich aber, dass die Bewertung „im Kopf“ des Bewerbers stattfindet und sich die Aufzeichnung des Urteils entsprechend der Aufzeichnungsmethode daran anschließt. Die beiden Prozesse laufen also nacheinander ab und stellen u. U. verschiedene Anforderungen an die Versuchsumgebung.

Die weiteren Ziele, die sich aus der Analyse der einzelnen Verfahren ergeben, werden im Folgenden formuliert. Der darauf aufbauende Entwurf der neuen Methode wird in Kapitel 4.4 vorgestellt.

### **4.2.1 Subjektive Methode**

Die subjektive Bewertung des Gesamtsystems kann im Fahrversuch oder auch am Prüfstand durchgeführt werden, wenn die entsprechende MMS (Schalthebel) vorhanden ist. Zu den in Frage kommenden Prüfständen gehört neben den konventionellen Ausführungen auch der Schaltkraftsimulator, der fast vollständig ohne reale Bauteile des Systems auskommt.

Zur Bewertung des Systems wird ein Prüfablauf durchfahren, um anschließend die Gesamtbewertung entsprechend der ATZ-Bewertungsskala zu erfassen. Die Betrachtung dieses Verfahrens zeigt die folgenden Entwicklungsansätze auf:

#### **Informationsgehalt**

Einem hohen Versuchsaufwand (vollständiges Fahrzeug, umfangreicher Prüfaufbau oder komplexes Simulationsmodell) steht mit der skalaren ATZ-Note als zusammenfassendem Qualitätsurteil ein Messergebnis gegenüber, welches eine

differenzierte Analyse nur in geringem Maße ermöglicht. Obwohl der abschließende Gesamteindruck für den Kunden die einzig relevante Größe darstellt, werden zur Identifikation des Entwicklungsbedarfs detaillierte Informationen benötigt.

Zur Erhöhung des Informationsgehalts werden häufig einzelne Kriterien durch die in Kapitel 2.8.1 vorgestellten Begriffe bewertet. Die Bewertung durch solche Adjektive fällt dem Beurteiler leicht, aber im Gegensatz zur Skalarbewertung lässt sich diese offene Bewertung kaum statistisch auswerten und ist daher zur wissenschaftlichen Analyse ebenfalls nicht geeignet.

Zu beachten ist weiterhin, dass die eindimensionale Bewertung die Komplexität der subjektiv erlebten Qualität in keinem Fall wiedergeben kann. Nach der verwendeten Komfortdefinition (vgl. Kap. 4.3) lässt sich das Urteil nicht auf weniger als zwei Dimensionen (Charakter und Diskomfort) reduzieren. Eine weitere Reduktion (z.B. durch Mittelwertbildung zu einer Gesamtnote) ist aufgrund des fehlenden Zusammenhangs zwischen den Wahrnehmungskanälen nicht sinnvoll.

Der zu entwickelnde Bewertungsbogen soll daher die Möglichkeit zur komplexen Einordnung des Untersuchungssystems geben. Die Wahrnehmungen der verschiedenen Kanäle müssen getrennt erfasst werden. Weiterhin müssen die Informationen so aufzubereiten sein, dass sich eine statistische Analyse durchführen lässt.

### **Polarität**

Die ATZ-Bewertungsskala bietet nur eine unipolare Skalierung an. Durch die Benotung bestimmt der Beurteiler, inwieweit das System seiner Meinung nach vom Idealzustand (Note 10, „ausgezeichnet“) abweicht. Zur Einstufung des Systems werden verschiedene, parallel nutzbare Hilfskriterien geliefert. Das Urteil lässt sich z.B. an der Menge derjenigen Bewerber festmachen, welche überhaupt einen Fehler entdecken. Was zur Gesamtbewertung von Systemen günstig erscheint, kann bei der Bewertung von Einzelkriterien zu Schwierigkeiten führen.

Beispielhaft wird dies an der Bewertung der Schallthebelelastizität deutlich: Neben dem Grad der Unzufriedenheit ist die Angabe der „Beanstandungsrichtung“ (zu weich / zu hart) für die weitere Entwicklung von grundlegender Bedeutung. Fehlt diese Information, lassen sich aus der Bewertung keine Maßnahmen zur Systemoptimierung ableiten, der Versuch ist dadurch unbrauchbar.

Es folgt, dass nur bei der Bewertung von Diskomfortkriterien die unipolare Skalierung ausreicht. In diesem Fall ist die Beanstandungsrichtung vordefiniert, da als Ziel der Entwicklung immer die Vermeidung von Diskomfort feststeht. Im anderen Fall (Charakterbewertung) sollte eine bipolare Skala verwendet werden.

## Auflösung

Inwieweit die Auflösung der ATZ-Bewertungsskala zur subjektiven Bewertung geeignet ist, wird mit nachfolgendem Probandenversuch untersucht.

In diesem Versuch sollen verschiedene Experten die Störungen des dynamischen Schaltvorgangs bewerten. Der Versuchsaufbau entspricht dem in Bild 2-14 dargestellten Synchronprüfstand, die Bedienung erfolgt von Hand am Schalthebel bei folgendem Betriebspunkt:

- Getriebeöltemperatur:  $-20^{\circ}\text{C}$
- Antriebsdrehzahl: 2000 U/min
- Schalttyp: 1- $\rightarrow$ 2 Hochschaltung
- leichte bis mittlere Bedienkräfte

Die gewählten Parameter stellen für die Schaltbetätigung Extrembedingungen dar, der dynamische Schaltvorgang weist erfahrungsgemäß in diesem Betriebspunkt einen höheren Anteil Störungen auf als bei betriebswarmem Getriebeöl. Im Laufe des Versuchs heizt sich das Getriebeöl im Bereich der Synchronisierung jedoch innerhalb weniger Wiederholungen auf, so dass die Häufigkeit von Störungen nachlässt. Für die Versuchsdurchführung hat dies den Vorteil, dass den Probanden eine große Bandbreite an Störungen präsentiert werden kann. In Bild 4-12 ist der erste und der 16. Schaltvorgang nach Beginn der Messung dargestellt. Während beim ersten Schaltvorgang erwartungsgemäß Kaltschaltkratzen auftritt, verläuft der 16. Schaltvorgang ohne Störung.

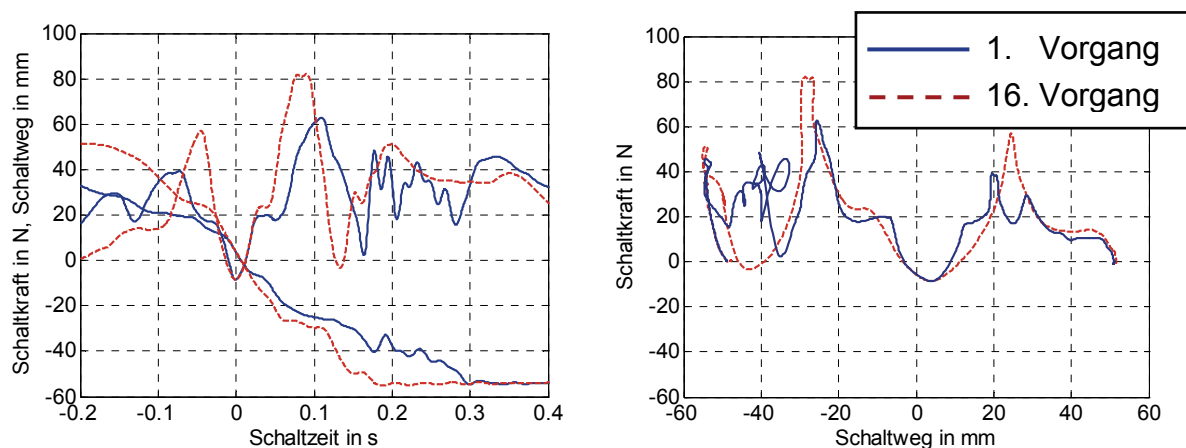


Bild 4-12: Vergleich von 1. und 16. Schaltvorgang bei  $-20^{\circ}\text{C}$  Ausgangstemperatur

Aus diesem Grund wird der Versuchsablauf nach je 30 Schaltvorgängen unterbrochen, um das Getriebe im Stand erneut auf Ausgangstemperatur zu bringen. Jeder Schaltvorgang wird von den Experten mit einer ATZ-Note bewertet.

Bei der Auswertung der Bewertungsbögen fällt auf, dass trotz der hohen Varianz an Störungen nur ein kleiner Teil der Bewertungsskala genutzt wurde. Im Wesentlichen wurden von jedem Bewerter nur drei verschiedene Zustände identifiziert, die auf unterschiedlichen Niveaus zentriert sind. (Bild 4-13).

Auffallend ist, dass fast alle Bewerter auch dann keine der obersten beiden Noten (9 und 10) vergeben, wenn keine Störungen aufgetreten sind. Diese werden unabhängig vom Bewertungsmuster für weitere Verbesserungen reserviert. Dieses Verhalten ist durch Halo-Effekt und zentrale Tendenz zu erklären (vgl. Kap. 2.5.2).

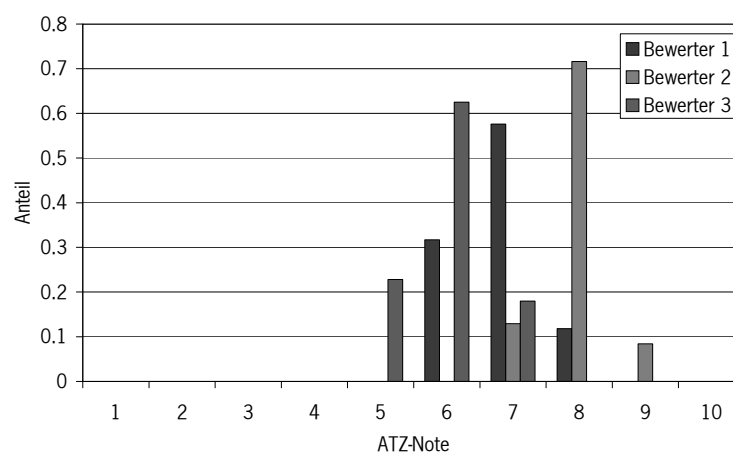


Bild 4-13: Bewertung mit der ATZ-Bewertungsskala

Zusammenfassend zeigt das Ergebnis, dass die Auflösung der verwendeten Bewertungsskala nicht an die Differenzierbarkeit der subjektiven Bewerter angepasst ist. Ziel der Entwicklung ist daher die Anpassung der Skalenauflösung, bei der die hier nachgewiesenen Fehlermechanismen vermieden werden.

### Versuchsablauf

Der Ablauf des subjektiven Fahrversuchs wird in der Regel vom Fahrer selbst bestimmt. Daher wählt jeder Fahrer ein für ihn typisches Betätigungskollektiv und einen entsprechenden Ablauf. Diese Freiheit sorgt für eine weitere interindividuelle Varianz der Prüfbedingungen und führt dadurch auch zu einer reduzierten Objektivität. Beim Entwurf der neuen Methode muss daher sichergestellt werden, dass der Versuchsablauf in engen Grenzen vorgegeben wird, damit alle Fahrer dieselben Bedingungen bewerten.

## 4.2.2 Objektive Methoden

Im Gegensatz zur subjektiven Bewertung führt die objektive Messung (nur) zu einem oder mehreren Kennwerten, welche der Systembeschreibung dienen. Im Folgenden werden die wesentlichen Aspekte der verschiedenen Methoden dargestellt.

### Signalbasis

Die verwendeten Signale unterscheiden sich entsprechend der verschiedenen Verfahren. Aus signaltechnischer Sicht stellt die vollständige Simulation das Optimum dar, da hier die Bewegungsgrößen aller am Vorgang beteiligten Bauteile vorliegen oder auf Wunsch berechnet werden können. Dadurch können beispielsweise die in Kapitel 4.1.3 vorgestellten Phasen des Synchronverlaufs problemlos identifiziert werden. Bei der Ableitung von Kennwerten kann auf diese einzelnen Größen zurückgegriffen werden.

Im Fall des Prüfstandsversuchs ist der Umfang an messbaren Signalen geringer. Die Bewegungen der Einzelteile der Synchron Einheit sind mit konventioneller Messtechnik gar nicht oder nur mit großem Aufwand zu erfassen.<sup>155</sup> In der Regel sind dazu konstruktive Veränderungen am Getriebe notwendig, was die Übertragbarkeit der Ergebnisse (und damit die Validität) reduziert. Aus diesem Grund können zur Berechnung der Kennwerte nicht mehr alle Bewegungsgrößen herangezogen werden. Die einzelnen Phasen werden z.B. anhand des Verlaufs von Getriebeeingangsdrehzahl und Getriebebeschaltweg ermittelt.

Beim Fahrversuch ist die Zahl der erfassten Signale minimal, da sich die Messstelle auf den Handschalthebel reduziert. In diesem Fall stellt sich die Schaltbetätigung dem Fahrer als Black-Box-System dar. Lässt man akustische Übertragungspfade unberücksichtigt<sup>156</sup>, bildet der Fahrer sein Qualitätsurteil allein aus der am Handschalthebel wahrgenommenen Kraftrückmeldung. Bei der technischen Erfassung dieser Kennlinie lässt sich zwar auf die Funktion im Getriebe schließen, direkt gemessene (getriebeinterne) Messdaten existieren aber nicht. Auch im Fahrversuch können zur Vertiefung der Untersuchung weitere Signale (z. B. Öltemperatur, Drehzahlen) erfasst werden. Der Umfang an zusätzlicher Messtechnik ist aber begrenzt, da im Fahrversuch stets die volle Funktionalität des Getriebes gewährleistet sein muss.

---

<sup>155</sup> Handrik 2005

Um die Vergleichbarkeit zwischen den verschiedenen Verfahren zu gewährleisten, müssen zur Berechnung in jedem Fall die gleichen Signale verwendet werden. Dazu wird die geringste Datenbasis als „kleinster gemeinsamer Nenner“ gewählt.

### **Auswertung**

Die aktuellen automatischen Auswertelgorithmen betrachten in der Regel ausschließlich den dynamischen Schaltvorgang, während die restlichen Teilfunktionen manuell ausgewertet werden. Die weitere Analyse dieser Funktionen beschränkt sich daher auf diese Teilfunktion.

Entsprechend der Datenbasis unterscheiden sich auch die Methoden zur Auswertung. Die Auswertung der Simulation ist besonders robust, da die Simulationsdaten frei von Störgrößen sind, welche sich im realen Betrieb nicht vermeiden lassen. Auch die Ergebnisse des Prüfstandsversuchs werden in der Regel vollautomatisch ausgewertet, da der hohe Signalumfang eine robuste Phasenerkennung vereinfacht.

Die Auswertung von Fahrversuchen mit minimalem Signalumfang verdient eine besondere Beachtung. Es wurde bereits festgestellt, dass diese Datenbasis zur Auswertung aller Verfahren übernommen werden kann. Eine aktuelle Methode zur Auswertung ist im OGAS (Fa. Ricardo, vgl. Kap. 2.3.5) umgesetzt. Hier besteht die Möglichkeit, die Phasengrenzen für alle Schaltvorgänge durch einen vollautomatischen Auswertelgorithmus ermitteln zu lassen und auf dieser Basis Kennwerte zu berechnen. Alternativ dazu lassen sich die Phasen auch manuell im Diagramm bestimmen. Auf diese Weise lässt sich auch das Ergebnis der vollautomatischen Auswertung korrigieren. Ein Vergleich von automatischer Phaseneinteilung und manueller Korrektur eines Experten ist beispielhaft für die 1->2 Hochschaltung bei 2000 U/min Bild 4-14 dargestellt. In diesem Beispiel wurde der Zeitpunkt "End of sync" von 785 ms auf 815 ms verschoben.

---

<sup>156</sup> Im Rahmen dieser Arbeit wird die Wirkung akustischer Signale auf den Fahrer nicht untersucht. Die untersuchte Schnittstelle ist ausschließlich der Schalthebel.



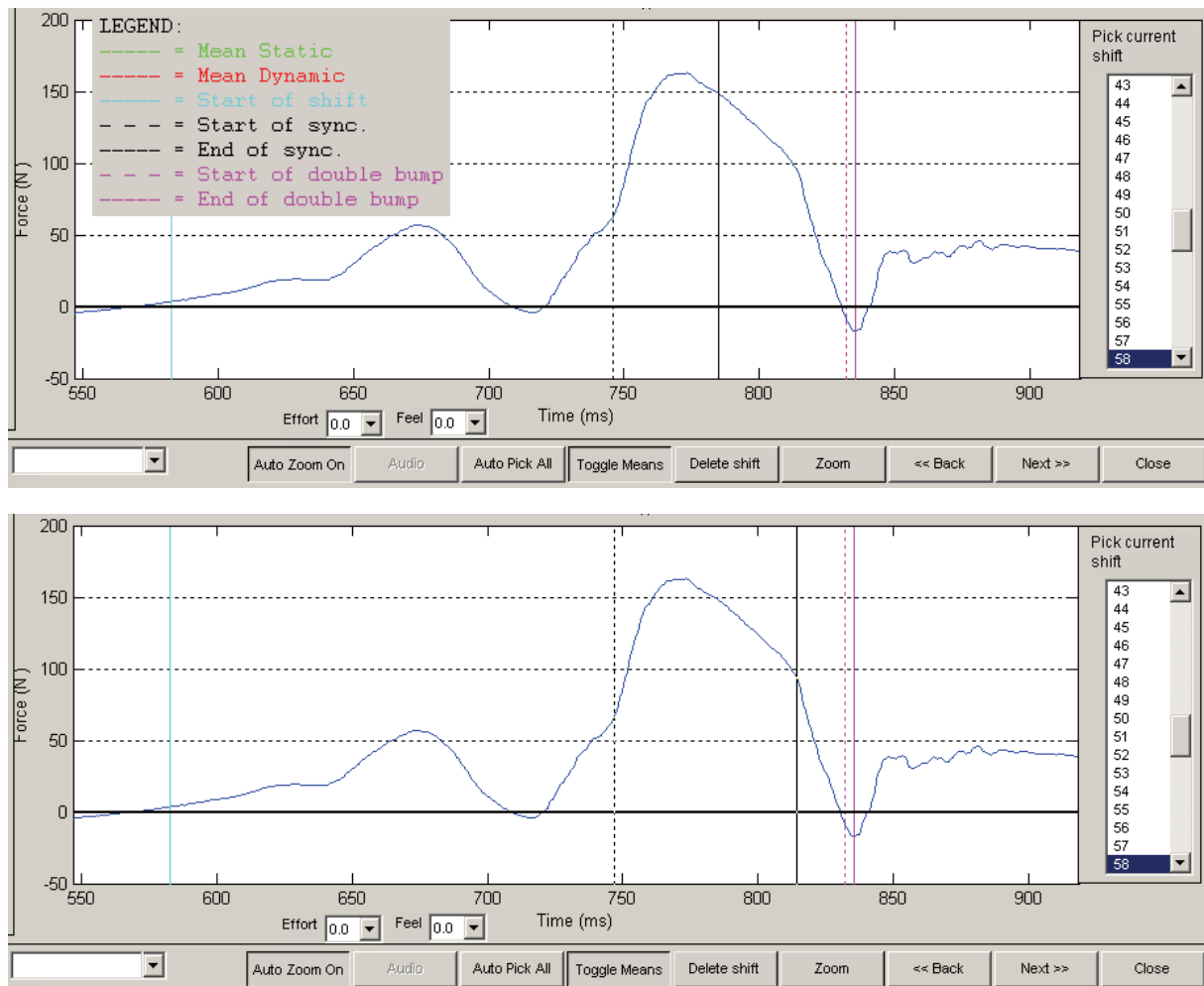


Bild 4-14: Vergleich automatischer (oben) und manueller (unten) Phaseneinteilung<sup>157</sup>

Die ungleiche Einteilung der einzelnen Schaltvorgänge führt auch bei der Weiterverarbeitung zu entsprechenden Unterschieden. Die Zusammenfassung im OGAS zur Schaltkrafthyperbel (vgl. Kap. 4.4.2.5) ist in Bild 4-15 dargestellt. Durch den Vergleich der beiden Kurven lassen sich zwei Entwicklungsansätze identifizieren:

Zum einen zeigt sich die Möglichkeit der subjektiven Einflussnahme, dadurch verlieren die Ergebnisse an Objektivität. Zum anderen ist die Streuung der vollautomatischen Auswertung vergleichsweise hoch, was sich nachteilig auf die Validität auswirkt.

<sup>157</sup> Porsche 2007

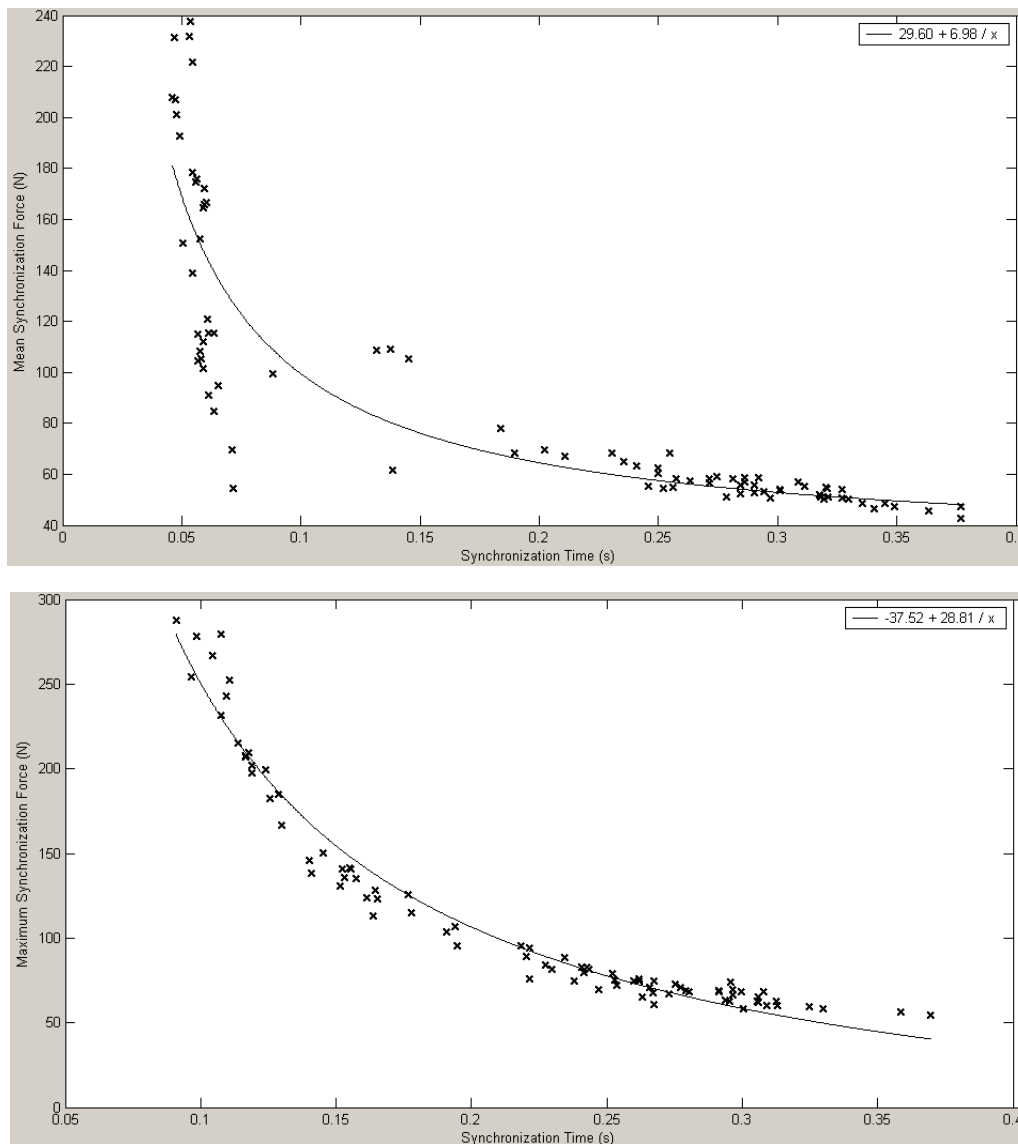


Bild 4-15: Vergleich von vollautomatisch (oben) und manuell (unten) erzeugter Schaltkrafthyperbel<sup>158</sup>

Um an dieser Stelle die Versuchsgüte zu erhöhen, muss bei der Entwicklung der neuen Methode bei jedem Schritt geprüft werden, ob die Möglichkeit subjektiver Manipulation so weit wie möglich reduziert wurde.

Die durch die Auswertung einzelner Zeitmessschriebe (z.B. eines dynamischen Schaltvorgangs) gewonnenen Kennwerte entsprechen nur Stichproben der gesuchten Systemeigenschaften. Um Aussagen über die Grundgesamtheit der Eigenschaften zu treffen, müssen daher geeignete statistische Methoden verwendet werden. Die arithmetische Mittelung der Stichproben ist nur in Sonderfällen zulässig.

<sup>158</sup> Porsche 2007

## **Zeitbedarf**

Um Kosten und Zeit zu sparen, müssen Ergebnisse so schnell wie möglich zur Verfügung stehen. Im Idealfall ist die Auswertung bereits mit der Beendigung der Messung abgeschlossen (Online-Auswertung). Dieser Fall wird durch die aktuellen Methoden nicht erreicht, es wird nach dem Offline-Verfahren ausgewertet. Im schlechtesten Fall kann dieses Verfahren die benötigten Daten erst dann liefern, wenn bereits eine Entscheidung getroffen ist. Ein wesentliches Ziel der Entwicklung ist daher auch die Verkürzung der Auswertungszeit. Diese lässt sich durch weitgehende Automatisierung erreichen, die neben dem Zeitgewinn auch die Objektivität verbessert.

## **4.3 Definition Schaltbetätigungskomfort**

Bei der Untersuchung technischer Eigenschaften von Systemen ist die Untersuchungsgröße in der Regel durch physikalische Gesetze eindeutig definiert. Weiterhin sind die Wechselwirkungen mit den Umgebungsvariablen (z.B. Umgebungstemperatur) zumindest qualitativ bekannt. In der Summe sorgen diese Kenntnisse dafür, dass das Ergebnis der Untersuchung unabhängig von der subjektiven Interpretation des Versuchingenieurs ist.

Im Gegensatz dazu sind entsprechende Gesetzmäßigkeiten bei der Messung subjektiver Wahrnehmungen meist noch nicht bekannt. So kommt es, dass die Beurteiler die zu bewertenden Effekte subjektiv interpretieren müssen und die Qualität der Ergebnisse leidet. Um diese Interpretationsvarianz gering zu halten, kommt einer einheitlichen Terminologie daher eine grundlegende Bedeutung zu.

### **4.3.1 Analyse und Anforderungen**

Die Entwicklung der Terminologie muss nicht nur dem speziellen Anwendungsfall „Schaltbetätigungsqualität“ genügen, sondern analog auf andere Bereiche übertragbar sein. Daher werden nachfolgend die Anforderungen definiert, die allgemein bei der Definition einer Komfortterminologie beachtet werden müssen.

#### **Homonyme**

Im Produktentstehungsprozess ist eine Terminologie notwendig, welche eine individuelle Interpretation der Begriffe verhindert. Die Verwendung von Homonymen ist im wissenschaftlichen Zusammenhang nicht zulässig. Der Begriff „Schaltung“

bezeichnet zum einen das Schaltbetätigungssystem (je nach Kontext mit unterschiedlichem Umfang) und zum anderen den Schaltvorgang. Der Begriff kann daher nicht verwendet werden und wird durch die entsprechenden Synonyme „Schaltbetätigungssystem“ sowie „Schaltvorgang“ ersetzt.

Wie in Kapitel 2.8.1 erläutert kann der Begriff „Schaltkomfort“ ebenfalls unterschiedlich interpretiert werden. Da sich der Begriff im Bereich automatisierter Systeme (AT, DCT) etabliert hat, wird davon zur Beschreibung von Handschaltgetrieben Abstand genommen. Um die Untersuchungsgröße zu beschreiben, wird der Begriff „Schaltbetätigungskomfort“ nachfolgend definiert.

### **Etablierte Begriffe**

Begriffe und Definitionen, welche über Jahre hinweg durch empirische Studien entstanden sind, lassen sich im Entwicklungsalltag nicht einfach durch eine Neudefinition ersetzen. Es ist also zu überprüfen, ob eine Integration bestehender Begriffe in die neue Systematik möglich ist.

Der Begriff „Komfort“ hat sich als Oberbegriff für die Wahrnehmung subjektiv erlebter Qualität durchgesetzt. Im Sinne der Zweikanaltheorie beschränkt sich der Komfort zwar nur auf die positiven Teilaspekte der subjektiven Wahrnehmung, aber um Verwirrungen zu vermeiden, wird auf eine Neuinterpretation dieses Begriffs verzichtet.

### **Übertragbarkeit**

Die gewählten Definitionen sollten in einem umfangreichen Untersuchungsbereich anzuwenden sein. Daher wird zunächst das Phänomen „Komfort“ allgemein definiert, um davon den speziellen Fall des Schaltbetätigungskomforts abzuleiten. Auf diese Weise wird gewährleistet, dass die allgemeine Komfortdefinition auch für andere Bereiche, wie z.B. Lenkungs- oder Fahrwerksysteme, anwendbar ist.

## **4.3.2 Definition der neuen Terminologie**

Aufbauend auf obigen Randbedingungen werden die benötigten Begriffe wie folgt definiert. Die allgemeinen Definitionen von „Komfort“, „Diskomfort“ und „Charakter“ können für alle Bereiche angewendet werden.

## Komfort

Komfort beschreibt physische Bequemlichkeit und psychische Behaglichkeit, welche dem Menschen durch die Existenz bzw. während der Nutzung bestimmter technischer Geräte und Systeme vermittelt wird. Die Wirkungen auf dieses Gefühl sind komplex und zeigen eine extreme inter- und intraindividuelle Varianz. Die Komfortempfindung ist eine multidimensionale Wahrnehmung und lässt sich in positive Empfindungen („Charakter“) und negative Empfindungen („Diskomfort“) unterteilen. Es besteht keine Wechselwirkung zwischen den beiden Empfindungskanälen (Bild 4-16).

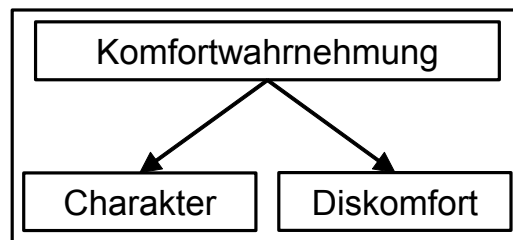


Bild 4-16: Anwendung der Zweikanal-Theorie auf die Komfortwahrnehmung

## Diskomfort

Diskomfort wird durch physische und biomechanische Einflüsse der Umwelt (inkl. technischer Geräte und Systeme) verursacht, welche beim Menschen Verärgerung oder Schmerz auslösen. Die Wirkungen auf dieses Gefühl sind weniger komplex als die Charaktereinflüsse, da es mit dem Nullniveau ein natürliches Optimum und dadurch einen monotonen Zusammenhang zwischen Reiz und Wirkung gibt. Diskomfort wird nach der 2-Kanal-Theorie auf dem Empfindungskanal „Erleiden“ übertragen.

## Charakter

Der Charakter eines Systems wird von allen Eigenschaften bestimmt, welche beim Menschen Gefallen auslösen können. Das subjektiv wahrgenommene Optimum zeigt eine extreme inter- und intraindividuelle Varianz. Der Charakter wird nach der 2-Kanal-Theorie auf dem Empfindungskanal „Gefallen“ übertragen.

Die weitere Methodenentwicklung bezieht sich speziell auf den Anwendungsfall „Schaltbetätigung“.

### **Schaltkomfort**

Schaltkomfort beschreibt auf die vom Fahrer bei einem Gangwechsel mit allen Sinnen wahrgenommene Fahrzeugreaktion. Nach allgemeinem Verständnis wird die Freiheit des Schaltvorgangs von Störungen und damit das Nichtvorhandensein von Diskomfort sowie die Übereinstimmung des Schaltungscharakters mit dem Fahrzeugcharakter bewertet. Auch für den Schaltkomfort kann daher ein 2-Kanal-Modell mit den Empfindungskanälen „Erleiden“ (Diskomfort) und „Gefallen“ (Charakter) angewendet werden. „Schaltkomfort“ ist keine Systemeigenschaft von manuellen Schaltgetrieben, da dieser neben der Schaltqualität (s.u.) in hohem Maße von der Bedienung abhängt.

### **Schaltqualität**

Die Schaltqualität ist die Gesamtheit aller Gesichtspunkte, die bei der mit Hand und Fuß vorzunehmenden Bedienung von Schalthebel und Kupplung eines Handschaltgetriebes eine Rolle spielen. Die Schaltqualität ist eine Systemeigenschaft eines Fahrzeugs mit manuellem Schaltgetriebe. Die Schnittstellen zum Fahrer sind Handschalthebel und Kupplungspedal. Analog zu diesen Schnittstellen gliedert sich die Schaltqualität in Schalt- und Kupplungsbetätigungs-komfort.

### **Schaltbetätigungs-komfort**

Schaltbetätigungs-komfort umfasst die Gesamtheit aller Teilaspekte der Schaltqualität, die über die Schnittstelle „Schalthebel“ übertragen werden. Der Begriff gliedert sich in den „Charakter“ und den „Diskomfort“ der Schaltbetätigung. Der Charakter wird über den Empfindungskanal „Gefallen“ übertragen, der Diskomfort wirkt sich auf den Kanal „Erleiden“ aus.

Die beschriebene Systematik ist in Bild 4-17 schematisch dargestellt. Gegenstand dieser Untersuchung ist jedoch ausschließlich der Schaltbetätigungs-komfort.

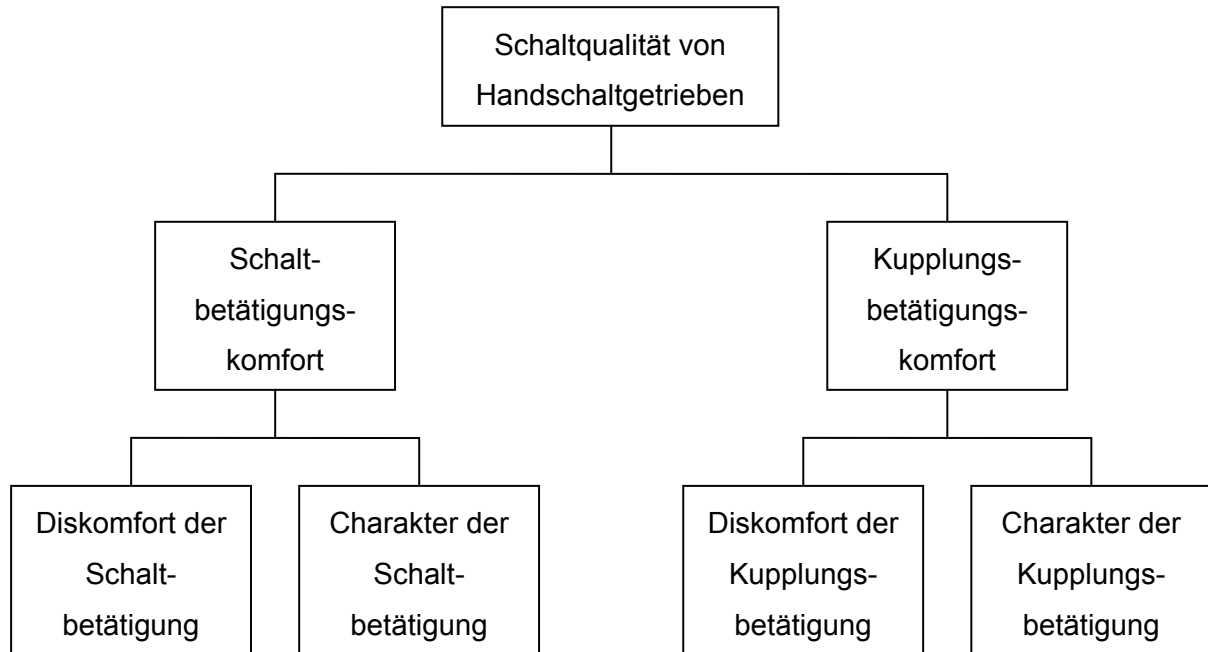


Bild 4-17: Systematik der Terminologie

Einen Sonderfall stellt die Varianz des Charakters dar: Da die Varianz des Systemcharakters möglichst klein ausgeprägt sein sollte, wird die stochastische Streuung um den Mittelwert nicht dem Charakter selbst, sondern den Störungen zugeordnet. Für systematische Variation gilt diese Zuordnung aber nicht. Der Umgang mit stochastischer und systematischer Variation spielt vor allem bei der Analyse dynamischer Schaltvorgänge eine Rolle und wird daher in Kapitel 4.4.2.5 ausführlich diskutiert.

#### 4.4 Entwurf der neuen Versuchsmethode

Die Entwicklung der neuen, integrierten Versuchsmethode orientiert sich an der von Albers entwickelten Validierungsprozesskette. Diese Struktur wurde im Bereich der Antriebsstrangentwicklung schon häufig erfolgreich angewendet<sup>159</sup> und wird hier auf das Thema Schaltbetätigungskomfort adaptiert. In Bild 4-18 ist die Zielstruktur dieser Methode dargestellt. Je nach Verfahren wird der gesamte Untersuchungsumfang zu entsprechenden Anteilen in reale oder simulierte Umgebung umgesetzt. Während bei der vollständigen Simulation das gesamte Untersuchungssystem mit allen

<sup>159</sup> Albers / Düser 2009, Albers et al. 2008a, Albers et al. 2009

Umgebungsvariablen inklusive Fahrer im Rechner abgebildet wird, verzichtet der Fahrversuch in der Regel ganz auf die Simulation.

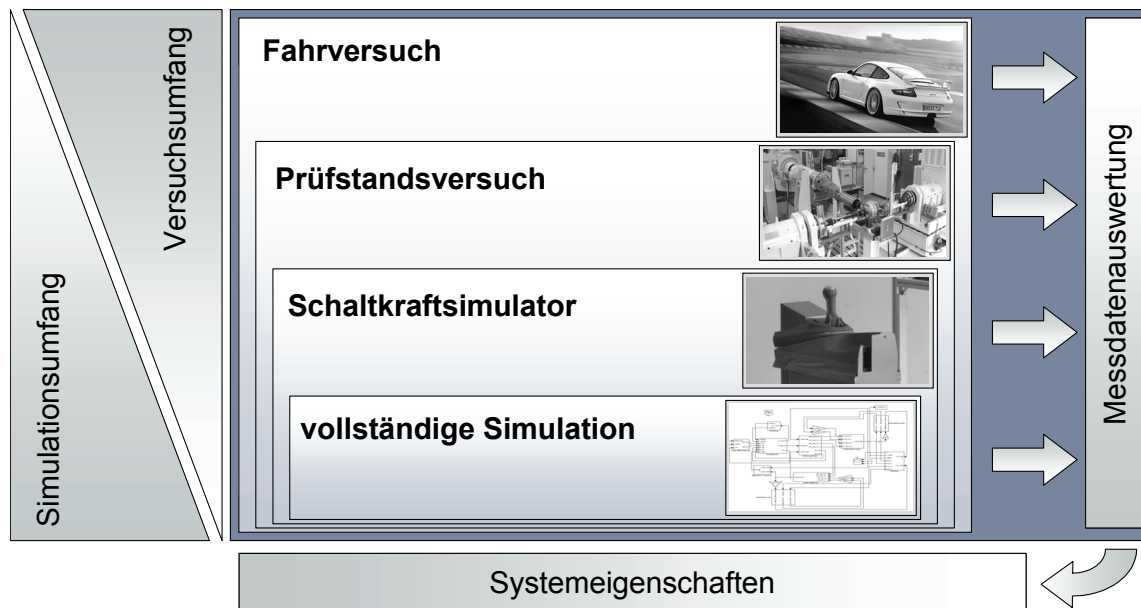


Bild 4-18: Systemkette der verschiedenen Versuchsverfahren

Der Gesamtuntersuchungsumfang, definiert als Summe von realer und simulierter Umgebung, ist aber bei allen Methoden konstant. Es ist daher auch möglich, eine übergreifende Auswertemethode zu finden, welche aus den Messschrieben der verschiedenen Verfahren die Systemeigenschaften berechnet. Die Voraussetzung zur Anwendung dieses Werkzeugs ist eine einheitliche Datenstruktur am Ausgang der verschiedenen Messverfahren.

#### 4.4.1 Subjektive Bewertung

Bei der psychologischen Messung kommt der Bewertungsskala die Aufgabe der Messsensorik zu. Ein Kernproblem bei der Erforschung subjektiver Eindrücke ist die (im Vergleich zur technischen Messung) große Entfernung des Messensors vom Messobjekt, denn da die Urteilsbildung „im Kopf“ des Bewerter stattfindet (und dadurch der Messtechnik nicht direkt zugänglich ist), muss das Urteil erst durch geeignete Methoden sichtbar gemacht werden.

Eine Forderung aus der Analyse ist die Erhöhung des Informationsgehalts der Messdaten. Daher wird die Bewertungsmethode von der Systembewertung auf die Kriterienbewertung erweitert. Der individuellen Gewichtung der Einzelkriterien, welche bei der Systembewertung zur abschließenden Note führt, wird auf diese Weise zugekommen. Dies ist nur möglich, da die Bewertungsmethode ausschließlich für eine Expertenbewertung vorgesehen ist. Bei der Laienbewertung



ist u. a. durch den Halo-Effekt mit einer Verfälschung der Ergebnisse zu rechnen. Bild 4-19 zeigt den Vorteil der Kriterienbewertung.

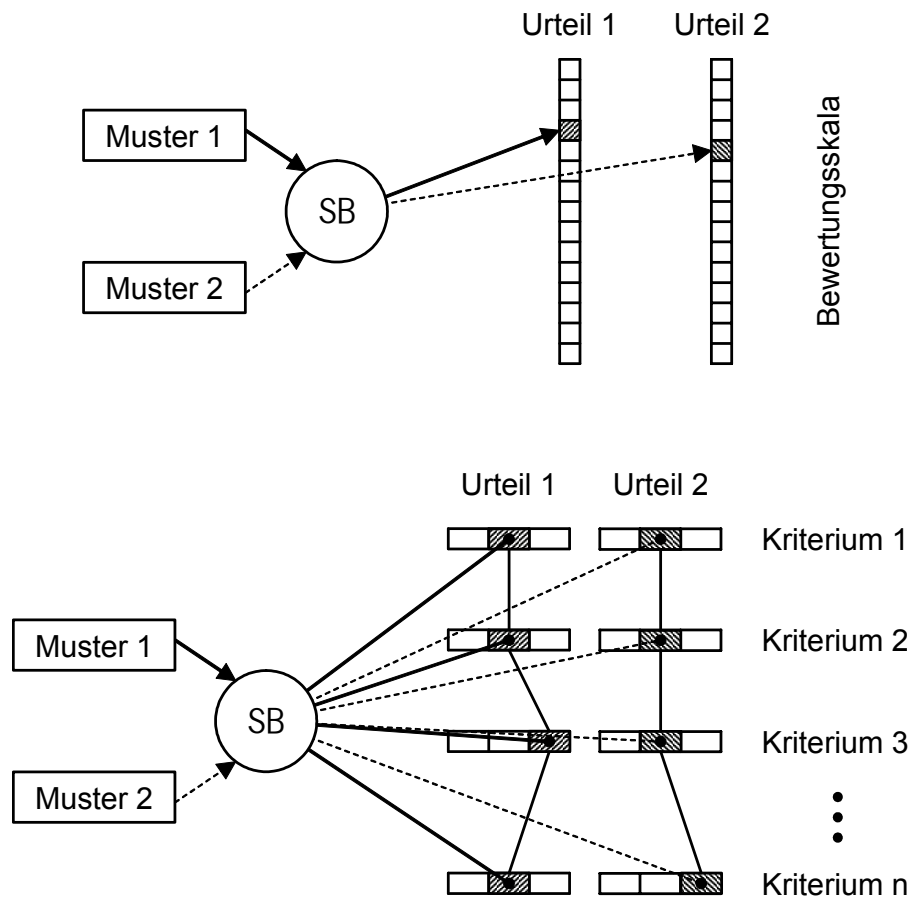


Bild 4-19: Vergleich der Gesamtbewertung (oben) mit Kriterienbewertung (unten)

Im oberen Schema wird das Urteil des subjektiven Bewerter (SB) in Form einer eindimensionalen Bewertungsskala erfasst. Die Unterschiede der beiden bewerteten Muster 1 und 2 lassen sich nur vom Betrag unterscheiden. Im Gegensatz dazu erzeugt die Kriterienbewertung das Urteil in Form eines Profils und wird daher der Multidimensionalität der Komfortwahrnehmung gerecht. Auf diese Weise können auch Abweichungen identifiziert werden, die bei der subjektiven Gewichtung keine Unterschiede in der Gesamtbewertung erzeugen oder sich evtl. ausgleichen.

Neben der Systematik der Bewertung sind die einzelnen Bewertungsskalen auszulegen. Die Auslegung der Skalenstufen erfolgt entsprechend des Auflösungsvermögens des Bewerter. In Kapitel 4.2.1 wurde gezeigt, dass bei der Verwendung einer dreistufigen Skala die höchste Versuchsgüte erreicht wird. Weiterhin wurde festgestellt, dass die Bewertung von Diskomfort andere Voraussetzungen an die Polarität stellt als die Bewertung des Charakters. Es erscheint daher sinnvoll, die unipolare Bewertung der Störungen auf drei Stufen zu begrenzen. Um bei der bipolaren Bewertung des Charakters eine ähnliche Auflösung

zu erhalten, wird die Bewertungsskala auf fünf Stufen erweitert. Die verwendeten Skalen sind in Bild 4-20 und Bild 4-21 dargestellt.

|                 |            |               |          |              |
|-----------------|------------|---------------|----------|--------------|
| viel zu niedrig | zu niedrig | genau richtig | zu hoch  | viel zu hoch |
| <b>-2</b>       | <b>-1</b>  | <b>0</b>      | <b>1</b> | <b>2</b>     |

Bild 4-20: Bewertungsskala Charakterkriterien

|                   |                 |               |
|-------------------|-----------------|---------------|
| deutliche Störung | leichte Störung | keine Störung |
| <b>0</b>          | <b>1</b>        | <b>2</b>      |

Bild 4-21: Bewertungsskala Diskomfortkriterien

Bei der Wahl der Kriterien orientiert sich der Bewertungsbogen an den Kennwerten, welche die parallel entwickelten objektiven Verfahren erzeugen (Kap. 4.4.2). Die Voraussetzungen für eine anschließende Korrelationsanalyse werden dadurch wesentlich verbessert. Der erste Entwurf dieses Bewertungsbogens ist im Anhang dargestellt.

Zur Überprüfung der Qualität des subjektiven Bewertungsbogens wurde das Verfahren an verschiedenen Fahrzeugen überprüft. Durch die Verwendung der neuen Bewertungsskalen zur Bewertung der einzelnen Kriterien lassen sich die Versuchsergebnisse statistisch auswerten. In Tabelle 4-1 ist die Auswertung von 11 Bewertungsbögen dargestellt. Im dargestellten Fall haben 11 Bewerter (A-K) das gleiche Fahrzeug nach den verschiedenen Kriterien (1.1 bis 5.5, siehe Anhang) und abschließend nach PBI bewertet. Die Bewertungen sind nach dem in Bild 4-20 und Bild 4-21 vorgestellten Schema eingetragen. Neben den Einzelergebnissen ist auch der Mittelwert (MW) und die Standardabweichung (SA) eingetragen.

Tabelle 4-1: Auswertung von 11 Bewertungsbögen

|             | <b>A</b> | <b>B</b> | <b>C</b> | <b>D</b> | <b>E</b> | <b>F</b> | <b>G</b> | <b>H</b> | <b>I</b> | <b>J</b> | <b>K</b> | <b>MW</b> | <b>SA</b> |
|-------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|
| <b>1.1</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0.2       | 0.4       |
| <b>1.2</b>  | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0.2       | 0.4       |
| <b>1.3</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.1       | 0.3       |
| <b>1.4</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.0       | 0.0       |
| <b>1.5</b>  | 0        | 1        | 1        | 0        | 1        | 1        | 1        | 1        | 0        | 1        | 1        | 0.7       | 0.5       |
| <b>1.6</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.0       | 0.0       |
| <b>1.7</b>  | 1        | 0        | 0        | 0        | 1        | 1        | 0        | 0        | 1        | 0        | 0        | 0.4       | 0.5       |
| <b>1.8</b>  | 0        | -1       | 0        | 0        | 1        | 0        | -1       | 0        | 0        | 0        | 0        | -0.1      | 0.5       |
| <b>1.9</b>  | 0        | -1       | 0        | 0        | 0        | 0        | -1       | 0        | 0        | 0        | 0        | -0.2      | 0.4       |
| <b>1.1</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 1        | 0        | -1       | 0        | 0        | 0        | 0.1       | 0.5       |
| <b>1.11</b> | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.0       | 0.0       |
| <b>1.12</b> | 0        | 0        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0.2       | 0.4       |
| <b>1.13</b> | 0        | 0        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0.2       | 0.4       |
| <b>1.14</b> | 0        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.1       | 0.3       |
| <b>1.15</b> | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.1       | 0.3       |
| <b>2.1</b>  | 1        | 1        | 0        | 0        | 1        | 1        | 1        | 0        | 1        | 1        | 0        | 0.6       | 0.5       |
| <b>2.2</b>  | 0        | 1        | 0        | 0        | 1        | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 0        | 0.3       | 0.5       |
| <b>3.1</b>  | 0        | -1       | 0        | 0        | 0        | -1       | -1       | 0        | 0        | -1       | 0        | -0.4      | 0.5       |
| <b>3.2</b>  | -1       | -1       | 0        | 0        | 0        | 0        | -1       | 0        | -1       | -1       | 0        | -0.5      | 0.5       |
| <b>4.1</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 1        | 1        | 0.2       | 0.4       |
| <b>4.2</b>  | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0.0       | 0.0       |

|            |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |     |     |
|------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|-----|-----|
| <b>4.3</b> | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.2 | 0.4 |
| <b>4.4</b> | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.0 | 0.0 |
| <b>4.5</b> | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0.4 | 0.5 |
| <b>4.6</b> | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0.2 | 0.4 |
| <b>4.7</b> | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 1 | 0 | 1 | 1 | 0.7 | 0.6 |
| <b>4.8</b> | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.2 | 0.4 |
| <b>5.1</b> | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 0.5 | 0.5 |
| <b>5.2</b> | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.5 | 0.7 |
| <b>5.3</b> | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.2 | 0.4 |
| <b>5.4</b> | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.2 | 0.4 |
| <b>5.5</b> | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.2 | 0.4 |
| <b>PBI</b> | 6 | 7 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 | 7 | 7 | 6 | 7 | 6.8 | 1.1 |

Auffallend ist zunächst, dass die Bewerter das Gesamtsystem mit einem Notenspektrum von 5 bis 9 beurteilen, die Ergebnisse also eine extrem große Spreizung aufweisen. Wie im Kapitel 4.2.1 ausgeführt lassen sich aus der Gesamtbewertung nicht die Beanstandungen ablesen. Die Betrachtung der einzelnen Kennwerte zeigt die Kriterien auf, welche zur Abwertung des System führen:

- Acht Bewerter beurteilen Kriterium 1.5 (Kraftniveau der Schlagsperre) als „zu hoch“.
- Sieben Bewerter beurteilen Kriterium 4.7 (niederfrequente Kraftschwingungen beim Schaltvorgang) als „leicht auffällig“ bzw. „stark auffällig“.
- Sieben Bewerter beurteilen Kriterium 2.1 (Schalthebelspiel in Schaltrichtung) als „zu hoch“.

Auf der anderen Seite lassen sich auch Kriterien identifizieren, welche eine sehr hohe Standardabweichung aufweisen, also stark unterschiedlich bewertet wurden (z.B. Kriterium 1.1). Die starken Abweichungen deuten auf eine starke

interindividuelle Varianz der Wahrnehmung oder einen ungünstigen Interpretationsspielraum bei der Bewertung hin.

Eine weitere Auffälligkeit stellt der Bewerter D dar. Bei der Kriterienbewertung sind alle Charaktereigenschaften mit „genau richtig“ eingestuft worden, Störungen alle als „unauffällig“ bewertet. Trotzdem wird das Gesamtsystem mit Note 8 bewertet. Dies lässt sich durch Bewertungsfehler (zentrale Tendenz) erklären, aber auch durch unzureichende Sammlung relevanter Kennwerte.

Um den Bogen für zukünftige Anwendungen zu verbessern, wurden die Bewerter zu den Schwierigkeiten bei der Urteilsfindung befragt. Die Rückmeldungen werden nachfolgend zusammengefasst:

- Nicht alle Begriffe sind eindeutig gewählt. Der Bewerter muss in diesem Fall erst überlegen, welches Gefühl das entsprechende Kriterium beschreibt.
- Verständnisprobleme bestehen bei der Einordnung der Urteile. So bewerten einige Bewerter relativ zu einem Bezugssystem („besser als die Serie“), andere wählen stets den absoluten Bezug.
- Durch die Reduzierung der Achsenauflösung wird die interindividuelle Varianz minimiert. Die deutlichste Streuung besteht bei der abschließenden Notenbewertung des Gesamtsystems. Dies deutet darauf hin, dass die individuelle Gewichtung der Einzelkriterien eine der wesentlichen Ursachen für die gemessene Varianz der Gesamtnote ist.

Um die Qualität zu verbessern, wird ein verbesserter Bewertungsbogen entworfen. Dieser stößt bei der Anwendung auf eine höhere Akzeptanz. Der Bogen ist ebenfalls im Anhang dargestellt. Die Erfahrungen mit dem Bewertungsbogen bestätigen den Weg der Einzelkriterienbewertung.

Obwohl der Bewertungsbogen ein geeignetes Mittel ist, um Systemeigenschaften abzufragen, ist die Erfassung von einzelnen dynamischen Schaltvorgängen damit nicht zu bewältigen. Wie in Kapitel 4.4.2 gezeigt wird, ist das Untersuchungssystem je nach Betriebspunkt für Schaltstörungen unterschiedlich anfällig. Daher sind mindestens 2880 Schaltvorgänge notwendig, um die Ausprägung der Störungen mit zufrieden stellender Sicherheit zu erfassen. Die große Zahl der Bewertungen verlangt nach einem System, das die Eingabe erleichtert und gleichzeitig die Archivierung der Ergebnisse übernimmt. Zu diesem Zweck wurde ein Eingabegerät („subjective button box“, Bild 4-22) entwickelt, welches die elektronische Erfassung des Subjektivurteils im Rahmen der GSQA-Messung ermöglicht. Dieses Urteil wird nach jedem dynamischen Schaltvorgang mittels Druckschaltern verlangt. Die Integration in die Prüfalgorithmen sorgt dafür, dass die Messung erst nach erfolgter

Bewertung fortgesetzt wird. Analog zu der oben entworfenen Bewertungsskala für Diskomfort hat der Bewerter die folgenden Urteilsmöglichkeiten zur Verfügung:

- deutliche Schaltstörung
- leichte Schaltstörung
- keine Schaltstörung
- Fehlschaltung

Die Möglichkeit 4) gibt dem Bewerter dabei die Möglichkeit, Fehlschaltungen nach der Messung direkt zu löschen. Wie in Bild 4-22 gezeigt sind die verschiedenen Schalter durch ihre Lage, Farbe und Form kodiert. Dadurch fällt es dem Fahrer leicht, „blind“ sein Urteil abzugeben, ohne eine bewusste Entscheidung zu treffen.

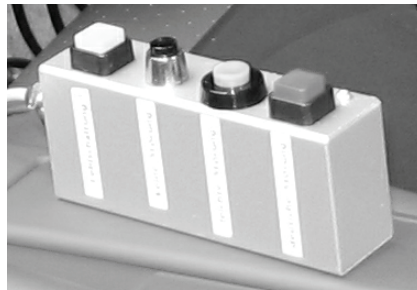


Bild 4-22: Eingabegerät für subjektive Bewertungen (subjective button box)

Durch die Verwendung der „subjective button box“ (SBB) wird sowohl die Fehleranfälligkeit als auch die Dauer der Auswertung reduziert.

#### 4.4.2 Objektive Berechnung

Aufgrund der in Kapitel 4.2 formulierten Ziele wird sich die messtechnische Erfassung der Daten in der vorliegenden Arbeit auf den Schalthebel reduzieren. Die inneren Messgrößen des Systems werden nicht benötigt. Diese Vorgehensweise bietet mehrere Vorteile:

- Durch die Reduzierung auf den Kraftangriffspunkt (KAP) des Schalthebels können Messdaten verschiedener Methoden verglichen werden.
- Es wird ein rein phänomenologischer Ansatz umgesetzt. Daher werden nur Daten erfasst, die potentiell eine subjektive Reaktion hervorrufen können. Dieser Punkt ist sehr wichtig, um die Vergleichbarkeit subjektiver Bewertungen und objektiver Auswertungen sicher zu stellen.
- Der Aufwand zur Ausrüstung der Fahrzeuge bzw. des Prüfstands ist vergleichsweise gering. Die Applikation von Drehzahlmesstechnik entfällt.

Zur Erfassung der Daten am KAP haben sich mehrere kommerziell angebotene Systeme etabliert. Häufig wird ein universell einsetzbarer Messschaltknauf verwendet, der den Originalknauf ersetzt. Dieser Knauf erfasst alle Komponenten der Betätigungskraft. Die Position des Schalthebels wird durch konventionelle Wegsensoren dreidimensional erfasst.

Da die konventionelle Datenaufzeichnung eine qualitativ hochwertige Datenbasis liefert, wird an diesem Punkt keine Neuentwicklung durchgeführt. Zum Einsatz kommt das GSQA-Messsystem des Herstellers Ricardo (vgl. Kap. 2.3.5). Die folgenden Signale werden verwendet:

- Schalthebelweg in mm (in X-, Y und Z-Richtung)
- Schalthebelkraft in N (in X-, Y und Z-Richtung)
- Zeitsignal in ms
- optional: Subjektivurteil (nur bei dynamischen Schaltungsvorgängen, vgl. Kap. 4.4.1)

Die Entwicklung der Kennwerte gliedert sich nach der in Kapitel 4.1.2 vorgestellten Systematik der Bedienung. Da die Systembeschreibung nur durch die Anwendung statistischer Verfahren erfolgen kann, werden die funktionalen Abhängigkeiten und die zufällige Streuung der verschiedenen Kennwerte besonders beachtet.

Im einfachsten Fall lassen sich die Kennwerte für jeden Vorgang berechnen und anschließend direkt durch arithmetische Mittelung in einen Systemkennwert umwandeln. Dies ist aber nur dann möglich, wenn die Streuung des entsprechenden Kriteriums nur sehr geringe funktionale Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen zeigt. Weiterhin muss die Verteilungsform ermittelt werden, da eine arithmetische Mittelwertbildung nicht bei allen Formen zulässig ist.

Die vorgenannten Voraussetzungen sind z.B. für den Betätigungsweg und die Anschlagsteifigkeit erfüllt. Der Betrag beider Kennwerte ist weitgehend unabhängig von der Temperatur und der Betätigungskraft. Der Betätigungsweg kann zwar für verschiedene Schalttypen (1->2, 6->5, ...) unterschiedlich ausgeprägt sein, jedoch ist hier grundsätzlich kein unvermeidbarer funktionaler Zusammenhang festzustellen, welcher diesen Effekt erklärt.

Im Gegensatz dazu sind Schaltkraft und Schaltzeit systematisch von der Schaltdrehzahl und der Temperatur abhängig. Der Zusammenhang ergibt sich aufgrund physikalischer Gesetze aus der Funktion der Schaltbetätigung. Eine Mittelwertbildung der ermittelten Schaltzeiten oder -kräfte ohne weitere Maßnahmen ist daher sinnlos. Zur Auswertung muss eine Methode entwickelt werden, welche den systematischen Zusammenhang berücksichtigt (s. Kap. 4.4.2.5).

#### 4.4.2.1 H-Schaltbild

Um den Schaltweg zu berechnen, werden die Abstände der Ruhepositionen in den einzelnen Gängen ausgewertet. Die Ruheposition jedes Gangs besteht nicht aus einer einzigen Stelle, sondern einer Fläche, welche durch Spiel und Reibung der Schaltbetätigung erzeugt wird. Aufgrund der konstruktiven Trennung der beiden Teilfunktionen Vorwählen und Schalten hat die Projektion der Fläche meist einen rechteckigen Querschnitt. Innerhalb dieser Fläche („Schaltpad“) bewegt sich der Schalthebel nicht, wenn er vom Fahrer losgelassen wird. Die Ausmaße des Bereichs werden daher als „kraftlose Spiele“ bezeichnet. Die für den Betätigungsweg relevante Position ist der jeweilige Mittelpunkt des Schaltpads. Aus den Abständen dieser Punkte lässt sich dementsprechend der „Betätigungsweg“ berechnen. Die Schaltpads eines 6-Gang Handschaltgetriebes (Rückwärtsgang vorne links) sind in Bild 4-23 dargestellt.

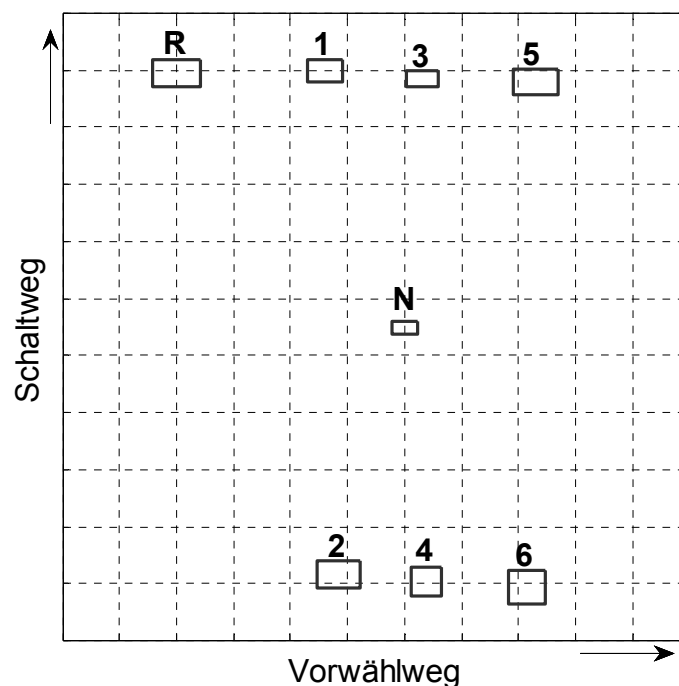


Bild 4-23: H-Schaltbild mit „Schaltpads“

Problematischer Weise lässt sich ein „Schaltpad“ nicht aus einem einzigen Vorgang direkt ermitteln. Zur Berechnung muss der Schalthebel mehrfach im relevanten Bereich bewegt werden, anschließend kann die relevante Fläche bestimmt werden. Es ist daher nicht möglich, Mittelwert und Standardabweichung für die einzelnen Gänge zu berechnen. Erst bei der Ermittlung des Gesamtspiels lassen sich die statistischen Grundgrößen angeben.



Die aus dem Diagramm abgeleiteten Kennwerte sind in Tabelle 4-2 aufgeführt. Der aufgeführte Stichprobenumfang entspricht dem eines 6-Gang Handschaltgetriebes. Die Schalthebelspiele können für jede stabile Hebellage bestimmt werden, während der Betätigungsweg in Längsrichtung nur für die einstufigen Schaltvorgänge bestimmt wird. Die Versuche haben gezeigt, dass zwischen den sechs Vorwärtsgängen und dem Rückwärtsgang meist ein signifikanter Unterschied bezüglich des Schaltweges besteht. Diese Differenz wird bei der Bewertung der Schaltwege scheinbar nicht berücksichtigt, daher werden zur Erhöhung der Robustheit nur die Vorwärtsgänge erfasst (vgl. Kap. 4.4.1).

Tabelle 4-2: Kennwerte H-Schaltbild

| Kennwert       | Richtung    | Zuordnung | Einheit | Stichprobenumfang |
|----------------|-------------|-----------|---------|-------------------|
| Spiel          | längs, quer | Charakter | mm      | 8                 |
| Betätigungsweg | längs, quer | Charakter | mm      | 5                 |

Für das gegebene Beispiel des 6-Gang Handschaltgetriebes kann das Gesamtspiel des Systems für beide Richtungen als Mittelwert aus je acht Einzelspielen (N, 1, 2, 3, 4, 5, 6, R) ermittelt werden, der Betätigungsweg wird aus fünf Einzelwegen ermittelt (1<->2, 2<->3, 3<->4, 4<->5, 5<->6).

#### 4.4.2.2 Elastizität in Querrichtung

In jedem der zur Verfügung stehenden Gänge wird die Elastizität des Hebels bei der Bewegung in Querrichtung ermittelt. Die Querkraft-/Querwegkennlinie beschreibt dabei in der Regel einen in Bild 4-24 dargestellten Verlauf. In beiden Betätigungsrichtungen hat die Kurve einen progressiven Verlauf. Durch Versuche hat sich gezeigt, dass dieser Verlauf ab 20N ausreichend genau durch eine Gerade angenähert werden kann.

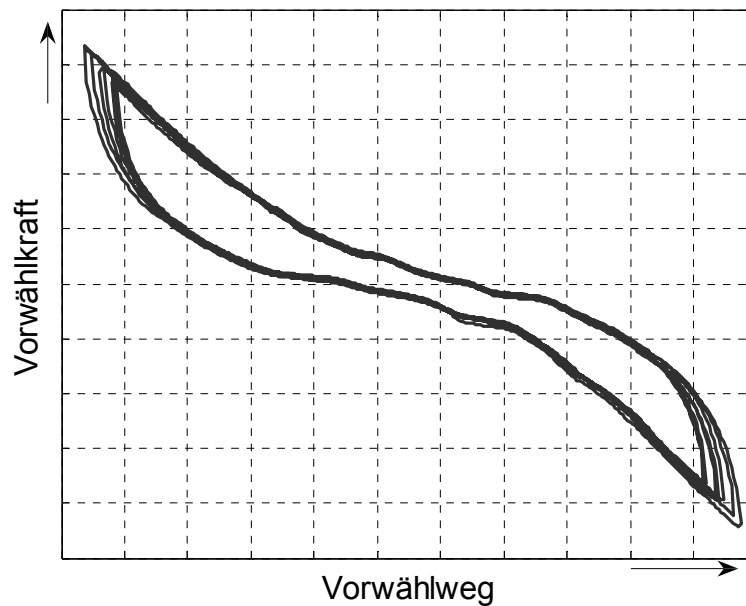


Bild 4-24: Elastizität in Querrichtung

Als Kennwert wird aber nicht die Steigung der Geraden, sondern deren Kehrwert (Elastizität) herangezogen. Dies dient dazu, den Kennwert im Bereich subjektiver Differenzierbarkeit besonders hoch auflösend zu gestalten. Um das progressive Verhalten zu bewerten, wird neben der Steigung dieser Geraden auch der Abstand der beiden 20 N Schnittstellen ausgewertet. Die aus dem Diagramm abgeleiteten Kennwerte sind in Tabelle 4-3 dargestellt. Im Gegensatz zu den in Kapitel 4.4.2.1 vorgestellten Kennwerten lässt sich aus jedem Betätigungszyklus ein Kennwertesatz bilden. Die Stichprobengröße ist daher abhängig von der Anzahl der Betätigungen.

Tabelle 4-3: Kennwerte Elastizität in Querrichtung

| Kennwert    | Richtung      | Zuordnung | Einheit |
|-------------|---------------|-----------|---------|
| Breite      | -             | Charakter | mm      |
| Elastizität | links, rechts | Charakter | mm/N    |

#### 4.4.2.3 Vorwählen

Der Form der Vorwählkennlinie ist in hohem Maße vom entsprechenden Schaltschema abhängig. Um die Komplexität zu reduzieren, beschränken sich die folgenden Überlegungen auf eine 6-Gang-Schaltbetätigung mit Rückwärtsgang-

Schlagsperre links. Bei dieser Ausführung wird bei der Querbewegung des Hebels in der Neutralebene eine in Bild 4-25 exemplarisch dargestellte Kennlinie übertragen. Zur Erzeugung der dargestellten Kennlinie ist ein vollständiger Betätigungszyklus notwendig (N->1/2->R->1/2->N->5/6->N).

Der Schalthebel hat ein monostabiles Verhalten und bewegt sich daher aus jeder Lage heraus selbstständig in die Mittelposition zurück. (Aufgrund der Spiele bewegt er sich jedoch nur bis zum Rand des N-Schaltpads, vgl. Kap. 4.4.2.1) Der Vorwählkennlinie kommen mehrere wichtige Teilfunktionen zu:

- Der Fahrer muss die Position der einzelnen Gassen sicher erkennen können. Für die R-, 1/2- und 5/6-Gasse dient dazu der Übergang von einer horizontalen zu einer steilen Kennung, die vom Fahrer als Anschlag wahrgenommen wird. Um die Position der neutralen 3/4-Gasse zu erkennen, steigt die Kraft bei der Bewegung aus der neutralen Gasse in beide Richtungen zunächst stark an, bevor sich ein annähernd konstanter Verlauf ergibt.
- Der Schalthebel muss bei Auslenkung unter allen Bedingungen eine Rückstellkraft aufbauen, damit der Fahrer den Hebel nicht bewusst in die Mitte führen muss. Auf diese Art und Weise sind 2->3 und 5->4 Schaltungen möglich, bei denen der Hebel nur längs geführt werden muss. Der Fahrer muss bei der Bewegung die richtige Gasse nicht suchen, sondern kann die Führung der Eigendynamik des Hebels überlassen.
- Die Betätigungskraft darf einen gewissen Betrag nicht überschreiten, um die Bedienung nicht unnötig zu erschweren. Weiterhin ist zu entscheiden, ob die Betätigungskräfte in Querrichtung symmetrisch oder asymmetrisch ausgelegt werden.
- Die Höhe der Bedienkräfte muss vor Fehlbedienung schützen. Vor allem eine versehentliche Betätigung des Rückwärtsgangs kann die Sicherheit gefährden. Da bei der Ausführung mit Schlagsperre kein zusätzliches Sperrelement am Hebel eine Bewegung in die R-Gasse verhindert, kommt diese Aufgabe allein der Auslegung der Kennlinie zu. Gleichzeitig darf eine bewusste N->R Schaltung nicht durch zu hohe Sperrkräfte verhindert werden.

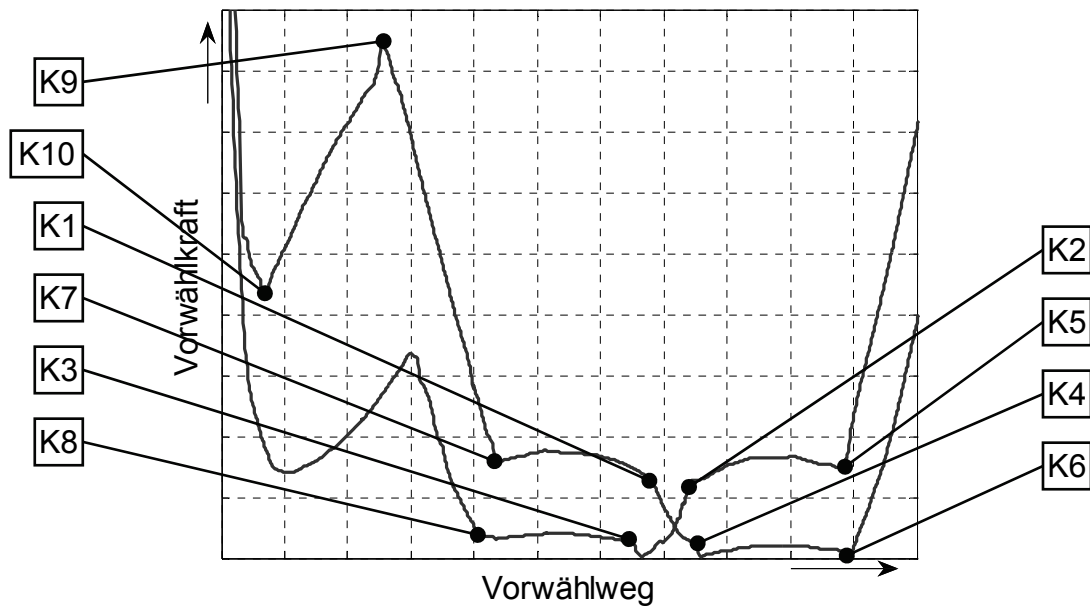


Bild 4-25: Vorwählkennlinie

Wie in der dargestellten Kennlinie deutlich wird, ist der Verlauf von charakteristischen Knickstellen gekennzeichnet, die im Diagramm mit K1 bis K10 markiert sind. Durch diese Knickstellen werden dem Fahrer bei der Betätigung Informationen übermittelt, z.B. der Anschlag rechts durch K5. Die Knickstellen können daher auch zur Berechnung der Kennwerte berücksichtigt werden.

Vorversuche haben gezeigt, dass der wahrgenommene Betätigungsweg nicht mit dem Weg von Neutral bis K5 bzw. K7, sondern dem Weg von K1 bis K7 bzw. K2 bis K5 zu korrelieren scheint. Diese Distanz wird daher als „empfundener Schaltweg“, die Lücke zwischen den beiden Wegen als „Schaltmaul“ ausgewertet. Die bei der Betätigung innerhalb des empfundenen Schaltwegs wirkende Kraft wird als „Betätigungskraft“ bezeichnet. Die berechnete „Hysterese“ beschreibt die Differenz der wirkenden Kräfte bei Hin- und Rückbewegung innerhalb dieses Abschnitts. Die Differenz zwischen der maximalen Betätigungskraft und der bei K5 bzw. K7 wirkenden Kraft wird als „Überhöhung“ bezeichnet. Die Anschlagelastizität wird durch lineare Interpolation der Kennlinie ab K5 bzw. K7 bzw. K10 ermittelt.

Als einziger Störungskennwert wird analog zur Rauigkeit technischer Oberflächen ein Rauigkeitskennwert berechnet. Zu diesem Zweck wird durch Glättung eine Sollkurve über die Kennlinie gelegt und anschließend Differenz zwischen Soll- und Istverlauf betrachtet.

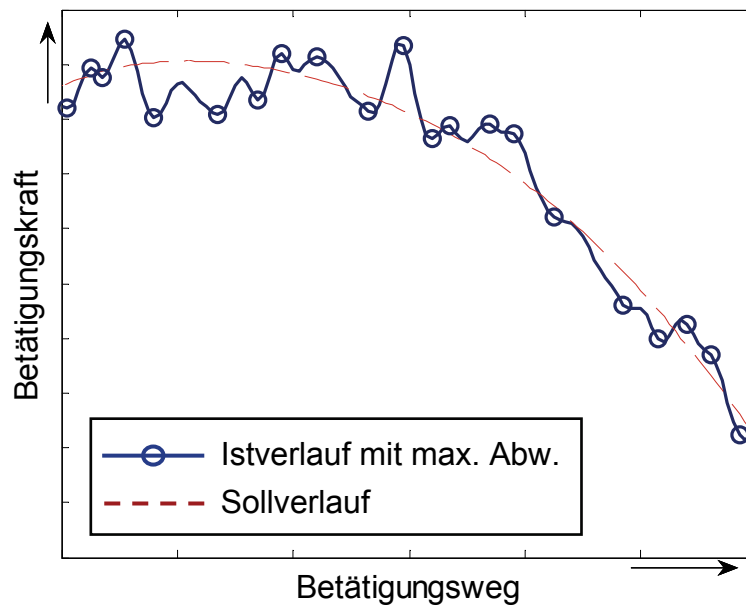


Bild 4-26: Berechnung des Rauigkeitsbeiwerts

Die Summe aller lokalen Maxima der Differenzkurve geteilt durch den Betätigungsweg ergibt den Rauigkeitsbeiwert:

$$r_{r,1} = \frac{\sum_{j=1}^n \left[ \max(|F_{\text{ist}} - F_{\text{soll}}|) \right]_n}{y_x - y_x} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Die zur Bewertung der Vorwählkennlinie verwendeten Kennwerte sind zusammenfassend in Tabelle 4-4 aufgeführt.

Tabelle 4-4: Kennwerte aus der Vorwählkennlinie

| Kennwert              | Richtung                    | Zuordnung  | Einheit |
|-----------------------|-----------------------------|------------|---------|
| Betätigungskraft      | links, rechts, Schlagsperre | Charakter  | N       |
| Hysterese             | links, rechts               | Charakter  | N       |
| Elastizität           | links, rechts, Schlagsperre | Charakter  | mm/N    |
| empfundener Schaltweg | links, rechts               | Charakter  | mm      |
| Rauhigkeit            | links, rechts               | Diskomfort | -       |
| Schaltmaul            | zentral                     | Charakter  | mm      |
| Überhöhung            | links, rechts, Schlagsperre | Charakter  | N       |

Auch hier kann für jeden Betätigungszyklus ein vollständiger Kennwertesatz berechnet werden, die Stichprobengröße wächst daher mit der Anzahl der Betätigungen.

#### 4.4.2.4 Statischer Schaltvorgang

Als statischer Schaltvorgang wird der Wechsel der Gänge bei nicht-drehenden Getriebewellen beschrieben. Da die Schiebemuffe nur bei ausgerichteter Verzahnung über den Kupplungskörper geschoben werden kann, sind auch bei diesem Vorgang unter Umständen leichte Drehbewegungen der Wellen notwendig. Die dazu benötigte Energie macht sich am Schalthebel durch eine dem doppelten Druckpunkt ähnliche Störung bemerkbar. Um die robuste Berechnung von Kennwerten zu erzeugen, werden die Verzahnungen daher vor der Messung ausgerichtet und können anschließend ohne diese Störung gemessen werden. Die Ein- und Auslegevorgänge der Gänge werden einzeln gemessen (z.B.  $N \leftarrow 3$  und  $N \leftarrow 4$  statt  $3 \leftarrow 4$ ). Das Ergebnis einer solchen Messung ist in Bild 4-27 dargestellt.

Im Wesentlichen besteht sowohl der Aus- als auch der Einlegevorgang aus einer Berg-Tal-Kurve. Weitere Oberschwingungen sind möglichst zu vermeiden. Bei der Auslegung der Kräfte muss gewährleistet sein, dass der Fahrer durch das Krafftal eine haptische Rückmeldung über den Abschluss der Schaltbewegung erhält. Daher lassen sich auch beim statischen Schaltvorgang typische Punkte definieren, die in Bild 4-27 dargestellt sind.

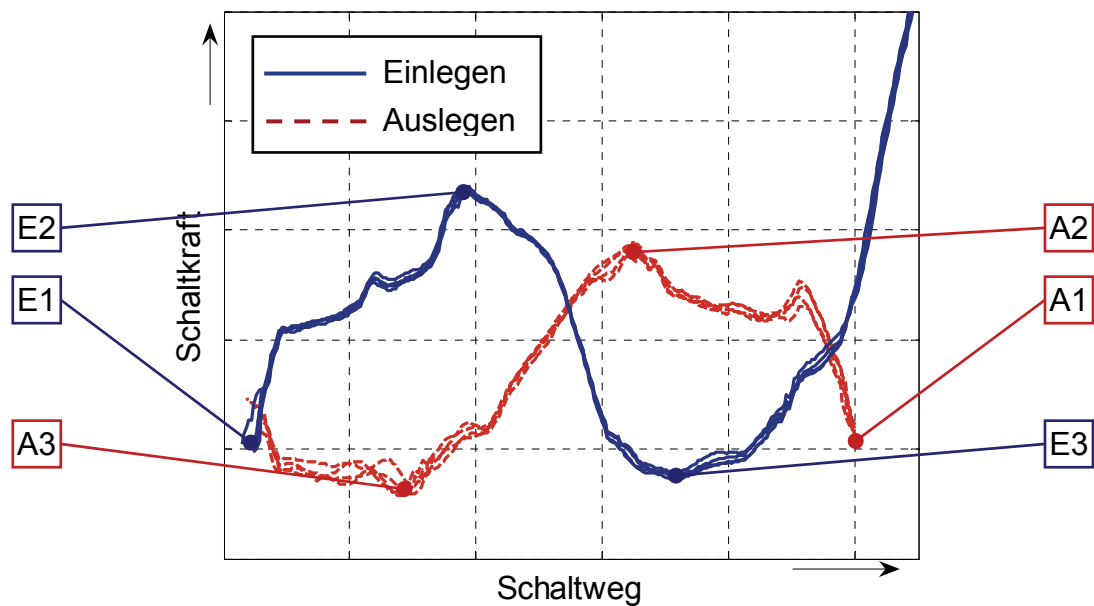


Bild 4-27: Statischer Aus- und Einlegevorgang

Neben der maximal benötigten Ein- bzw. Auslegekraft wird auch die mittlere Kraft zwischen den Punkten E1 und E3 bzw. A1 und A3 ermittelt. Die mittlere Kraft korreliert bei konstantem Weg mit der zum Ein- bzw. Auslegen benötigten Energie und lässt daher bessere Ergebnisse erwarten.

Analog zur Vorwählkennlinie wird auch beim statischen Schaltvorgang ein Rauigkeitsbeiwert gebildet. Neben diesen hochfrequenten Störungen treten aber häufig auch niederfrequente Störungen im Verlauf auf, die als Fehlrastierung bezeichnet werden. Zur Berechnung der Anschlagelastizität wird der Verlauf am Anschlag oberhalb von 20 N mit einer Gerade angenähert.

Um das Verhalten in den stabilen Endlagen zu beschreiben, wird die Elastizität auch über den Verlauf (jeweils für den Kraftan- und -abstieg) bestimmt.

Die zur Bewertung des statischen Schaltvorgangs verwendeten Kennwerte sind in Tabelle 4-5 aufgelistet.

Tabelle 4-5: Kennwerte aus den statischen Schaltkennlinien

| Kennwert            | Richtung           | Zuordnung  | Einheit |
|---------------------|--------------------|------------|---------|
| Maximale Kraft      | Auslegen, Einlegen | Charakter  | N       |
| Mittlere Kraft      | Auslegen, Einlegen | Charakter  | N       |
| Minimale Kraft      | Auslegen, Einlegen | Charakter  | N       |
| Elastizität Anstieg | Auslegen, Einlegen | Charakter  | mm/N    |
| Elastizität Abstieg | Auslegen, Einlegen | Charakter  | mm/N    |
| Fehlrastierung      | Auslegen, Einlegen | Diskomfort | -       |
| Rauhigkeit          | Auslegen, Einlegen | Diskomfort | -       |
| Anschlagelastizität | Einlegen           | Charakter  | mm/N    |

#### 4.4.2.5 Dynamischer Schaltvorgang

Für den Fahrer unterscheidet sich der dynamische vom statischen Schaltvorgang im Wesentlichen dadurch, dass der Schalthebel durch die Wirkung der Synchronsperre in seiner Bewegung blockiert wird, bis der Synchronlauf der Kupplungspartner erreicht ist. Die Wirkdauer dieser Sperre hängt neben der Systemauslegung in hohem Maße von den folgenden Betriebsbedingungen ab:

- Getriebeöltemperatur
- Schaltkraft
- Schaltdrehzahl
- Schalttyp

Bild 4-28 zeigt drei Schaltvorgänge mit unterschiedlicher Betätigungskraft und ansonsten gleichen Bedingungen. Deutlich zu erkennen ist die unterschiedlich lange Sperrwirkung, welche die Fortbewegung des Hebels verhindert.



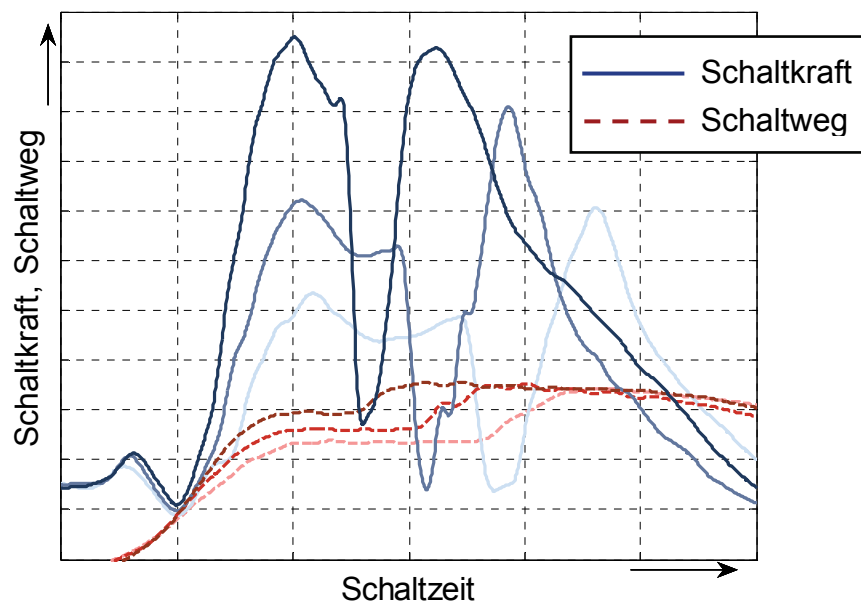


Bild 4-28: Dynamische Schaltvorgänge

Zur Bestimmung der Sperrzeit wird zunächst eine robuste und objektive Phasenerkennung benötigt, welche jeden einzelnen Schaltvorgang auswertet. Der entsprechende Algorithmus muss den dynamischen Schaltvorgang dazu analog zur subjektiven Wahrnehmung in verschiedene Phasen einteilen. Bei diesen Phasen handelt es sich nicht um die in Kapitel 4.1.3 vorgestellte Einteilung, denn diese Einteilung ist durch den inneren Getriebezustand definiert, welcher dem Fahrer unbekannt ist. So kann das Ende der Phase III (Synchronisieren) am Handschalthebel in der Regel nicht von der Phase IV (Verdrehen) unterschieden werden, da der Phasenübergang am Schalthebel keine Reaktion hervorruft. Für eine subjektive Betrachtung ist eine solche Einteilung daher nicht sinnvoll. Vielmehr werden analog zur schon in den vorherigen Kapiteln angewendeten Methode charakteristische Punkte verwendet, die am Kraft-Weg-Verlauf identifiziert werden können und an denen auch der Fahrer verschiedene Phasen erkennen kann.

Daraus ergeben sich wesentlich weniger relevante Phasen, welche in Bild 4-29 skizziert sind und im Folgenden erläutert werden.

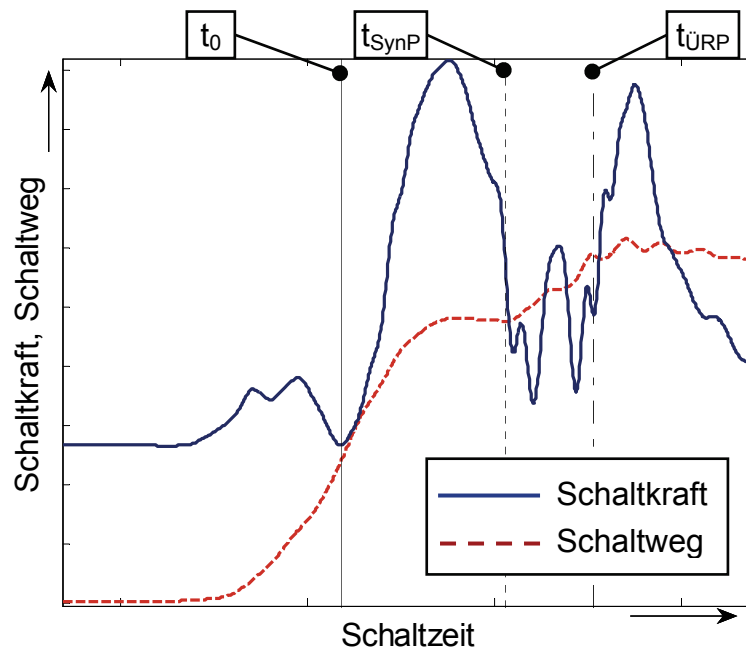


Bild 4-29: Phaseneinteilung beim dynamischen Schaltvorgang

Der Zeitpunkt  $t_0 = 0\text{s}$  wird so gewählt, dass er das Kraftminimum zwischen Aus- und Einlegen des Ganges markiert. Zu diesem Zeitpunkt beginnt die Vorsynchronphase (VSP), die bis zum Beginn des Sperrvorgangs andauert ( $t_{\text{VSP}}$ ). Die anschließende Synchronphase (SynP) ist von der Synchronsperre geprägt. Da das Schaltsystem bis zum Erreichen der Synchronbedingungen ( $t_{\text{SynP}}$ ) in der Regel vorgespannt wird, bricht die Kraft anschließend sprunghaft ein und der Hebel beschleunigt, bis er auf den Endanschlag trifft ( $t_{\text{ÜRP}}$ ). Diese Phase wird als „Überschieben-bis-Einrasten“-Phase (ÜRP) bezeichnet.

Auf dieser Grundlage lässt sich nun der Zusammenhang zwischen Schaltkraft und dynamischer Sperrzeit erwartungsgemäß mit einer Hyperbel beschreiben, wenn alle anderen Parameter konstant gehalten werden.

Die zur Herstellung des Synchronlaufs benötigte Energie ist theoretisch nur von dem zu überwindenden Drehimpuls und dem wirkenden Verlustmoment abhängig. Da der Betrag der Verlustmomente unabhängig von der Schaltkraft ist, kann das Produkt aus Synchronkraft und –zeit daher nicht konstant ausfallen, lässt sich aber mit einer in y-Richtung verschobenen Hyperbel näherungsweise beschreiben. Durch die oben vorgestellte Definition der Phasen wird die Hyperbel außerdem in Zeitrichtung (x-Richtung) verschoben.

Die beste Approximierung wird mit dem folgenden allgemeinen Ansatz erreicht:

$$F_{\text{mean[VSP, SynP]}} = \frac{a}{(t_{\text{SynP}} - t_0) - b} + c \quad \text{Gl. 4-3}$$

In Bild 4-30 ist die Auswertung eines Fahrversuchs mit 60 Schaltvorgängen dargestellt. Getriebeöltemperatur, Schalttyp und -drehzahl sind konstant gehalten worden, während die Schaltkraft und die sich ergebende dynamische Sperrzeit variieren. Die approximierte Hyperbel beschreibt das Systemverhalten sehr gut und kann daher anstelle der Einzelmessungen als Systemkennwert verwendet werden.

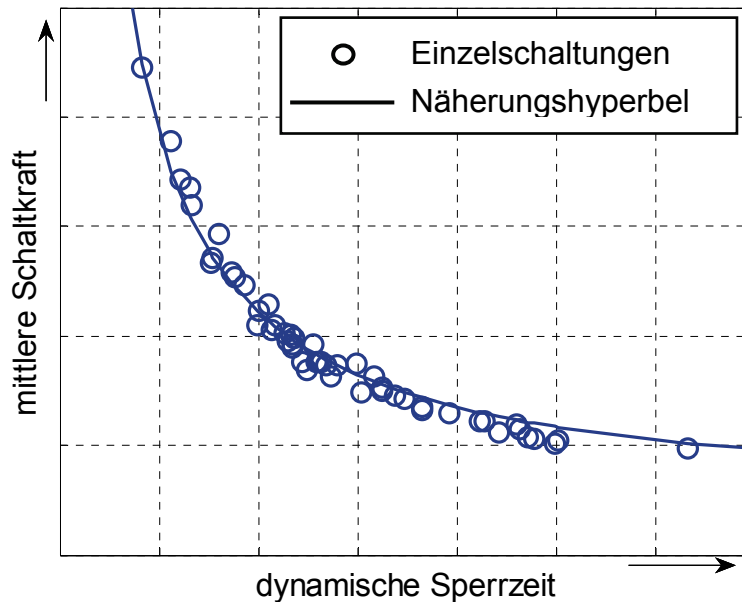


Bild 4-30: Zusammenhang zwischen mittlerer Schaltkraft und dynamischer Sperrzeit

Die dadurch vorgenommene Komprimierung auf die Näherungshyperbel reduziert die Datenmenge zwar, jedoch lässt sich für jede beliebige Kombination der Betriebsbedingungen eine entsprechende Hyperbel ermitteln. Zur weiteren Reduktion der Datenmenge werden daher Stützstellen im Betriebsparameterraum definiert, deren Auswertung stellvertretend durchgeführt wird. Für jeden Schalttyp werden die Hyperbeln bei einer Getriebeöltemperatur von -10, 0 und 80 °C ermittelt. Die Schaltdrehzahl beträgt bei den niedrigen Temperaturen 2000 U/min, bei 80 °C wird die Hyperbel auch bei 4000 und 6000 U/min ermittelt.

Um die Daten weiter zu komprimieren, wird nun jede der verbleibenden 50 Schaltkrafthyperbeln an einer charakteristischen Stelle ausgewertet. Die Auswertung der Streubereiche zeigt, dass auch hier die Näherung im asymptotischen Bereich der Hyperbeln schlechter ist als im „mittleren“ Bereich. Um eine robuste Erfassung zu erhalten, wird diese charakteristische Schaltkraft individuell für jede Hyperbel bestimmt und so gewählt, dass die Kraft im mittleren Bereich liegt. Auf diese Weise lässt sich für jeden Schalttyp eine typische „dynamische Sperrzeit“ ermitteln.

Aufgrund der systematischen Abhängigkeit dieser Kennwerte vom Schalttyp lassen sich diese nicht durch einfache Mittelwertbildung in einen Systemkennwert überführen, sondern müssen zunächst gewichtet werden. Dies liegt daran, dass die verschiedenen Schaltvorgänge unterschiedlich häufig durchgeführt werden und das Betätigungskollektiv daher in der Regel nicht gleichverteilt ist. Um einen Vergleichskennwert zu erhalten, welcher der subjektiven Wahrnehmung entspricht, muss demzufolge zunächst ein praxisnahes Kollektiv ermittelt werden. Erst durch diese Gewichtung ist es möglich, einen Vergleichskennwert zu ermitteln, welcher dem subjektiven Eindruck nahe kommt und daher als Systemkennwert verwendet werden kann. Anstatt der hier beschriebenen Vorgehensweise wird häufig der Synchronimpuls verwendet, welcher ebenfalls erfasst wird. Die Validierung beider Methoden wird in Kapitel 4.5 durchgeführt.

Als weiterer Systemkennwert wird die während der Sperre wahrnehmbare Elastizität ausgewertet, welche nicht zwangsläufig der Elastizität am Anschlag entspricht. Der restliche Verlauf des Schaltvorgangs (vor und nach der Sperre) unterscheidet sich für den Fahrer nicht vom statischen Schaltvorgang. Ein Vergleich eines statischen mit verschiedenen dynamischen Schaltvorgängen ist in Bild 4-31 dargestellt.

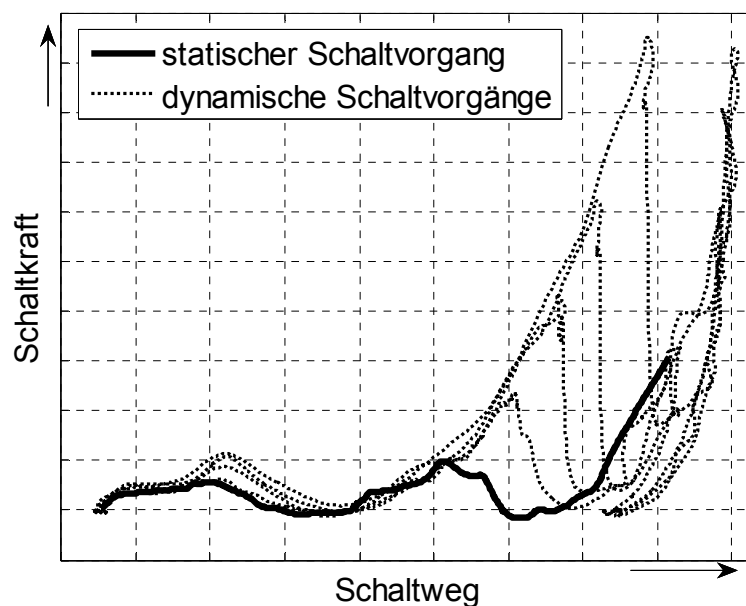


Bild 4-31: Vergleich von statischem und mehreren dynamischen Schaltvorgängen

Der erwartete Kraftverlauf weist zwischen dem Ende der Synchronphase und dem Beginn des Endanschlags keine Kraftmaxima auf. Alle auftretenden Maxima werden daher als Störungen wahrgenommen. Zur Quantifizierung dieser Störungen werden mehrere Kennwerte übernommen und auch neu entwickelt.

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Kennwerte sind:

- Betrag des höchsten Kraftmaximums während der ÜRP
- DB/Sync-Ratio
- Störungsenergie
- maximale Störungsleistung
- Leistungsenergie
- SQD-Zahl

Der Betrag des höchsten Kraftmaximums ist eine nahe liegende Bewertungsgröße. In vielen Untersuchungen wird dieser Wert mit der maximalen oder mittleren Kraft während der Synchronphase ins Verhältnis gesetzt (DB/Sync-Ratio).

Beide Größen berücksichtigen nicht die Ausprägung der Störung und lassen sich ohne Betrachtung des Wegverlaufs berechnen. Vorversuche zeigen aber, dass nadelförmige Spitzen im Kraftverlauf kaum spürbar sind, während eine hochenergetische Störung mit gleicher maximaler Kraft zur Beanstandung führt. Aus diesem Grund wird die Gesamtenergie der Störungen als Bewertungsgröße eingeführt.

Durch die Auswertung der maximalen am Schalthebel abgegebenen Leistung wird untersucht, ob die Schalthebelreaktion für die subjektive Bewertung relevant ist. Die Schalthebelreaktion variiert bei gleicher Störungsenergie je nach Gewicht und Größe des Probanden bzw. nach Massenträgheit des Betätigungsarms. Es kann davon ausgegangen werden, dass bei kleinen Probanden mit leichten Armen die Energie der Störung eine stärkere Schalthebelreaktion hervorruft. Um die maximale Leistung mit der Störungsenergie zu kombinieren, wurde der dimensionslose Kennwert „Leistungsenergie“ eingeführt, welcher als Produkt der beiden Einzelkennwerte gebildet wird. Zuletzt wird noch die SQD-Zahl der Störung ermittelt, die schon in Kapitel 2.4 vorgestellt wurde.

Die Relevanz der einzelnen Bewertungsgrößen wird in Kapitel 4.5 überprüft. Die statistische Analyse wird bereits an dieser Stelle durchgeführt, da sich daraus die Art und Weise der Auswertung bestimmt. Unabhängig vom untersuchten Störungskennwert zeigt die Analyse zwei wesentliche statistische Auffälligkeiten:

Zum einen lässt sich unabhängig von der Wahl des Kennwertes eine bimodale Verteilung erkennen. Neben einem Anteil störungsfreier Schaltvorgänge sind alle Kennwerte für die restlichen Schaltvorgänge um einen Mittelwert normalverteilt. Für die Störungsenergie ist dieses Verhalten in Bild 4-32 dargestellt.

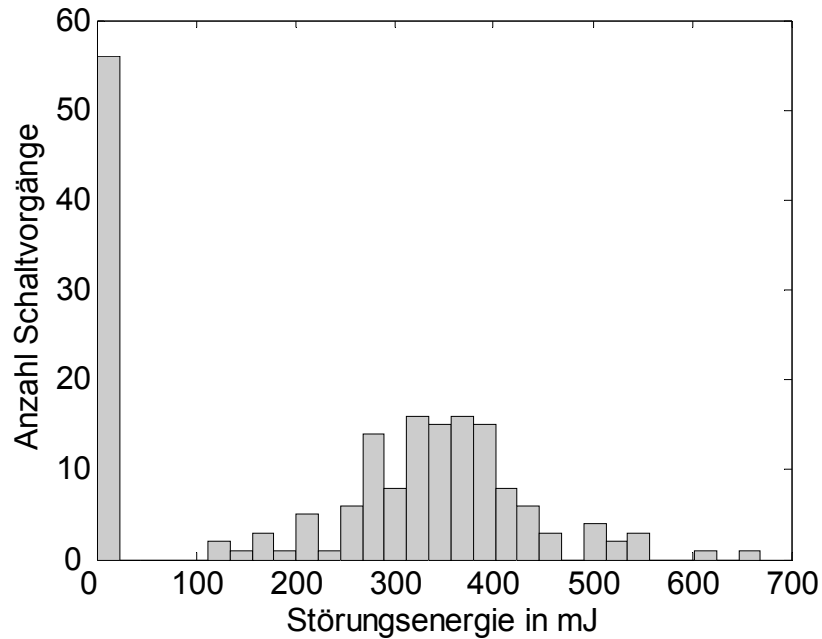


Bild 4-32: Darstellung Schaltstörungsenergie

Zum anderen zeigt sich eine systematische Abhängigkeit der Kennwerte vom Betriebszustand, die nicht mit der zufälligen Streuung zu erklären ist. Die in Bild 4-33 dargestellte Verteilung zeigt die Auswertung einer 4->3 Rückschaltung bei 4000 U/min Anschlussdrehzahl. Die Energie der Störungen steigt mit zunehmender Schaltkraft.

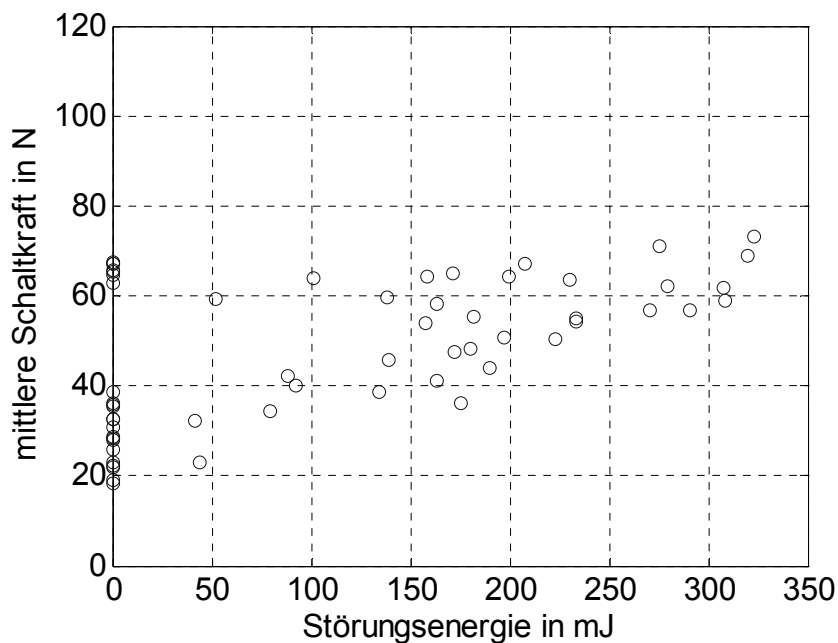


Bild 4-33: Verteilung der Störungsenergie (4->3 @4000 U/min)

Demgegenüber zeigt das Verhalten der in Bild 4-34 gezeigten 1->2 Hochschaltung des selben Fahrzeugs bei 2000 U/min eine gegenteilige Tendenz: Hier treten die Schaltstörungen nur unterhalb von 77 N mittlerer Schaltkraft auf und werden mit höheren Kräften geringer.

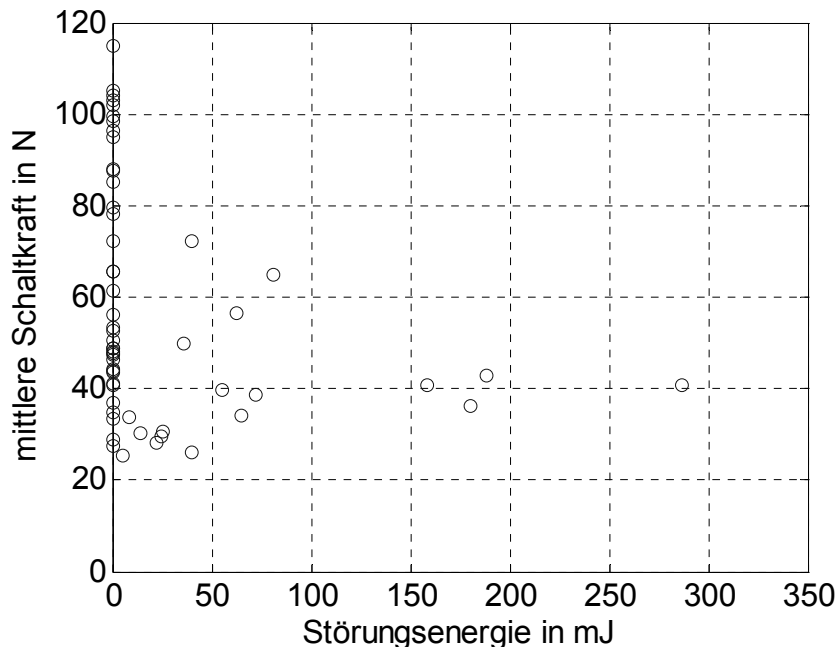


Bild 4-34: Verteilung der Störungsenergie (1->2 @2000 U/min)

Auf Grund der Verteilungsform ist die Auswertung hier vergleichsweise aufwändig. Für die Bewertung der Störung ist es von Bedeutung, ob es (a) einen hohen Anteil von Schaltvorgängen mit einer geringen Störung gibt oder ob (b) Störungen nur sehr selten vorkommen, aber eine hohe Energie enthalten. Da die beiden Fälle (a) und (b) bei einer Mittelwertbildung nicht mehr unterschieden werden können, ist diese Vorgehensweise hier nicht sinnvoll.

Weiterhin sind die Informationen der systematischen Abhängigkeiten nach der Auswertung zu erhalten. Zu diesem Zweck wird der von Schalttyp, -kraft und -drehzahl aufgespannte Betriebsparameterraum klassiert und die Auswertung erfolgt klassenspezifisch.

Für jede der Klassen werden zwei verschiedene Parameter ermittelt: Zum einen der Anteil störungsfreier Schaltvorgänge und zum anderen der Mittelwert der Störungsenergie aller Schaltvorgänge, bei denen die Wahrnehmungsschwelle überschritten wird. Die Höhe dieser Schwelle ist nicht bekannt, aber Voraussetzung für die Auswertung. Ein „Nullansatz“ (alle Kennwerte größer Null werden als störend wahrgenommen) erscheint nicht sinnvoll. Daher wird die Höhe der Schwelle für den entsprechenden Kennwert in Kapitel 4.5.3 ermittelt.

Zusammenfassend sind in Tabelle 4-6 die ausgewählten Kennwerte dargestellt, welche dem dynamischen Schaltvorgang zugeordnet sind.

Tabelle 4-6: Kennwerte der dynamischen Schaltvorgänge

| <b>Kennwert</b>                |                             | <b>Einheit</b> |
|--------------------------------|-----------------------------|----------------|
| Synchronpunktelastizität       | $e_{\text{SynP}}$           | mm/N           |
| Synchronimpuls                 | $I_{\text{Sync}}$           | Ns             |
| dynamische Sperrzeit           | $t_{\text{dyn}}$            | s              |
| maximale Kraft während der ÜRP | $F_{\text{max[ÜRP]}}$       | N              |
| max. Störungsleistung          | $P_{\text{max[SynP, ÜRP]}}$ | mW             |
| Störungsenergie                | $W_s$                       | mJ             |
| SQD-Zahl                       | $S_{\text{SQD}}$            | -              |
| DB/Sync-Ratio                  | $S_{\text{DB/Sync}}$        | -              |
| Leistungsenergie               | $S_{\text{PW}}$             | mW*mJ          |

Die Aufteilung des Betriebsbereich zur Auswertung der Störungen zeigt Tabelle 4-7:

Tabelle 4-7: Klassierung des Betriebsbereichs

| <b>Kriterium</b> | <b>Auflösung</b> |
|------------------|------------------|
| Schalttyp        | 10               |
| Schaltdrehzahl   | 3                |
| Schaltkraft      | 3                |
| Temperatur       | 3                |



## 4.5 Validierung der Kennwerte

Nachfolgend wird untersucht, in wie weit sich der in Kapitel 4.4 vorgestellte Entwurf zur Beschreibung der subjektiv erlebten Qualität des Untersuchungssystems eignet. Die zu diesem Zweck gewählten Methoden unterscheiden sich entsprechend den Rahmenbedingungen. Nachfolgend wird daher die Validierung an zwei stark unterschiedlichen Teilfunktionen gezeigt. Bei der Validierung der Kennwerte der Vorwählkennlinie kommt der Schaltkraftsimulator zum Einsatz. Die Schaltstörungen, die beim dynamischen Schaltvorgang auftreten, kann dieses System aber aufgrund der dafür benötigten extrem hohen Dynamik nicht ausreichend darstellen. Daher wird zur Auswahl der geeigneten Kennwerte auf den Fahrversuch zurückgegriffen.

### 4.5.1 Differenzschwelle der Kennwerte (Vorwählen)

Um die Relevanz der Kennwerte zu überprüfen, werden zunächst die entsprechenden Differenzschwellen (vgl. Kap. 2.7.2) ermittelt. Möglich sind die folgenden Ergebnisse:

- Fall I: Eine Änderung des Kennwerts wird nicht bemerkt bzw. erst bemerkt, wenn sich der Kennwert außerhalb realistischer Grenzen befindet.
- Fall II: Obwohl der Bewerter eine Veränderung bemerkt, lässt die Ausprägung des Kennwerts keinen Unterschied erkennen.
- Fall III: Ab einer gewissen Schwelle bemerkt der Bewerter die Veränderung. Die Schwelle liegt im realistischen Bereich und wird bei der Bewertung verschiedener Bewertungsmuster ein- oder mehrmals durchschritten.

Zur Systembewertung kommen nur Kennwerte in Frage, für die Fall III zutrifft.

Neben dem Standardeinsatz der Echtzeitmodellierung eignet sich der Schaltkraftsimulator auch, um Kennlinien unabhängig von ihrer technischen Realisierbarkeit zu erzeugen und unmittelbar zwischen beliebigen definierten Kennlinien zu wechseln. Dadurch sind Versuche möglich, die bislang durch die Notwendigkeit von mechanischen Maßnahmen zur Modifikation der Kennlinien nicht oder nur mit erheblichem Aufwand durchgeführt werden konnten.

Im Gegensatz zu der in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Vorgehensweise wird der Simulator in dieser Untersuchung daher mit einem vereinfachten Modell betrieben. Dieses ist in Gl. 4-4 und Bild 4-35 skizziert.

$$m \cdot \ddot{x} + F_{Look-Up} + d \cdot \dot{x} = (x - s) \cdot c + (\dot{x} - \dot{s}) \cdot k$$

Gl. 4-4

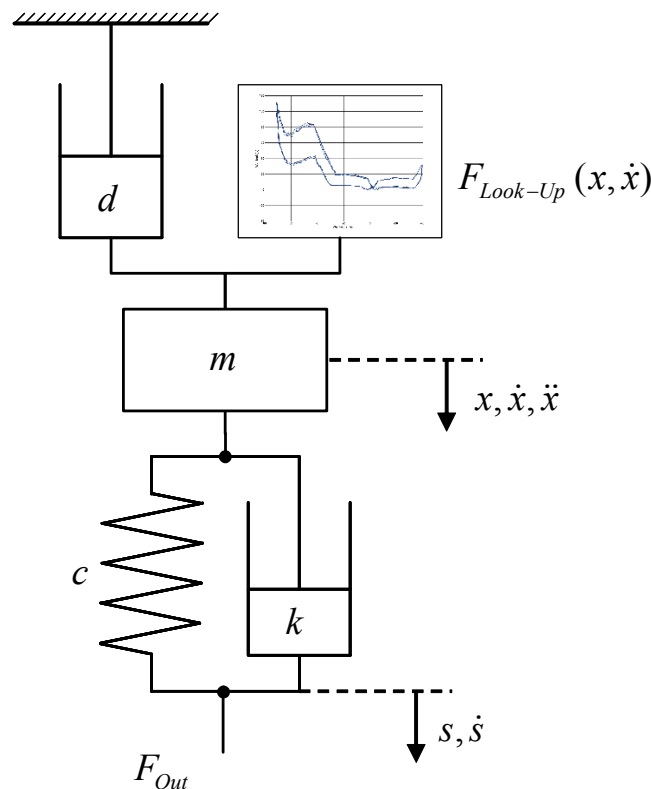


Bild 4-35: Ersatzmodell Schaltkraftsimulator

Die am Schalthebel des Simulators zu stellende Kraft wird in einem Kennfeld abhängig von Schalthebelposition und -geschwindigkeit ermittelt. Da die Massenträgheit des Schalthebels aus den Messdaten nur unzureichend zu bestimmen ist, wird sie durch eine Ersatzmasse simuliert. Das seriell geschaltete Feder-Dämpfer-Element wirkt zusätzlich als Tiefpassfilter, um die numerische Stabilität zu erhöhen.

Neben gemessenen, realen Kennlinien können nun auch Kennlinien präsentiert werden, die durch die Vorgabe bestimmter Kennwerte generiert worden sind. Dazu wird die in Kapitel 4.4.2.3 gezeigte Auswertung umgekehrt, so dass nach der Festlegung eines vollständigen Kennwertsatzes die entsprechenden Kennlinien erzeugt werden. Auf die Darstellung der zufälligen Streuung wird dabei verzichtet.

Die nachfolgenden Untersuchungen beziehen sich auf die Vorwählkennlinie. Um die Differenzschwelle der verschiedenen Kennwerte zu ermitteln, werden Probandenversuche mit der Konstanzmethode (vgl. Kap. 2.7.3) durchgeführt. Als Ausgangsreiz  $S_0$  wird eine gemessene Kennlinie verwendet. Die acht Vergleichsreize  $S_{V1}$  bis  $S_{V8}$  unterscheiden sich nur in einem Kennwert mit entsprechend unterschiedlichen Ausprägungen. Jedem der 19 Expertenprobanden wird jede Reizpaarung (auch der Selbsttest  $S_0 \leftrightarrow S_0$ ) sechs Mal präsentiert. Zur vollständigen

Durchführung des Versuchs ergeben sich daher 63 Bewertungen, was zwei Pausen während des Versuchsablaufs notwendig macht. In dieser Form dauert der Versuch etwa 30 min.

Die zur Untersuchung des Kennwerts „Überhöhung“ verwendete Linienschar ist in Bild 4-36 dargestellt. Es handelt sich dabei um sechs verschiedene Vorwählkennlinien, deren Überhöhungskennwert zwischen 0N und 9N variiert wurde (Ausgangsreiz 3N).

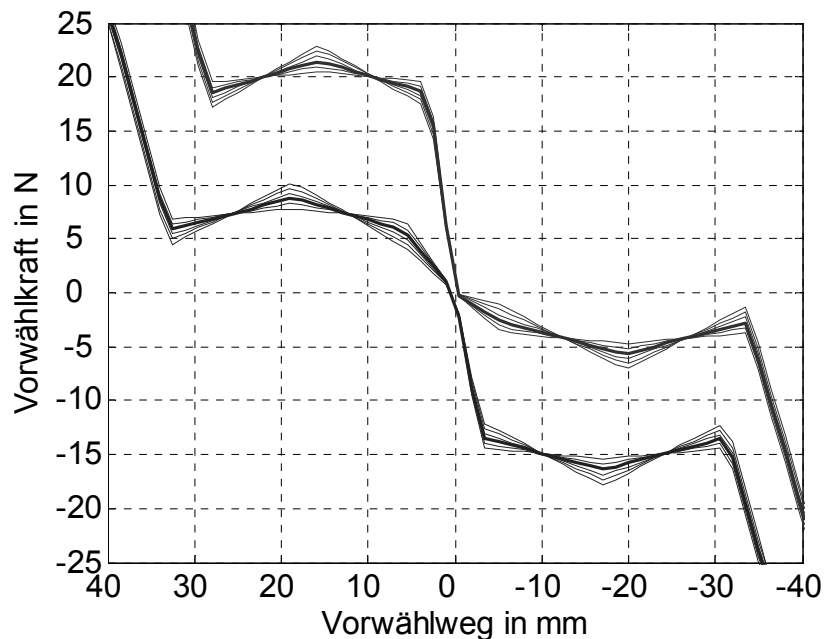


Bild 4-36: Variation der Überhöhung (Vorgabekennlinie)

Das Ergebnis des Versuchs ist in Bild 4-37 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die starke Überschneidung der Wahrnehmungen „kleiner“, „größer“, und „gleich“.

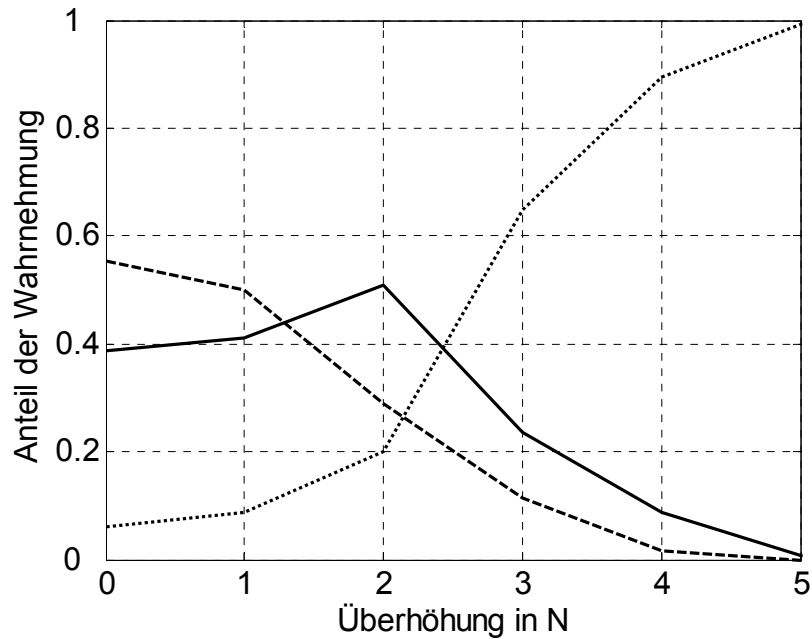


Bild 4-37: Differenzschwelle Überhöhung ( $S_0 = 2 \text{ N}$ )

Auffällig ist, dass die Probanden eine Reduzierung der Überhöhung nur sehr undeutlich wahrnehmen konnten, während stärkere Vergleichsreize mit größerer Sicherheit festgestellt wurden. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass der Ausgangsreiz etwa dem Niveau der Reizschwelle entspricht, der Fahrer daher eine Überhöhung kleiner 3 N nicht spürt. Das berechnete Unsicherheitsintervall von 1.7 N lässt sich daher nur einseitig für größere Reize verwenden.

Analog zum beschriebenen Verfahren wird die Betätigungskraft untersucht. Die Abweichung vom Ausgangsreiz (17 N) wird hier in beide Richtungen sicher festgestellt (Bild 4-38). Das Unsicherheitsintervall beträgt 1.2 N.

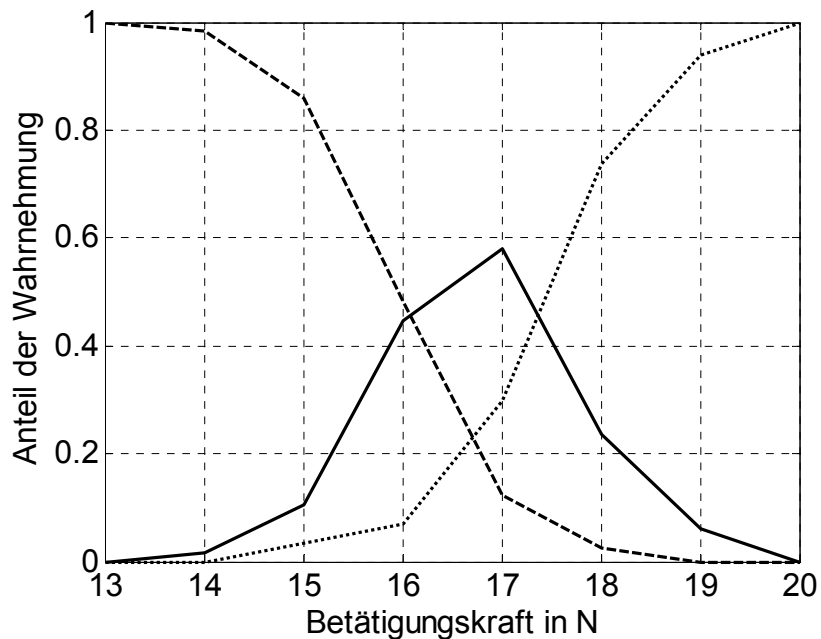


Bild 4-38: Differenzschwelle Betätigungskraft ( $S_0 = 17$  N)

In Bild 4-38 ist die Auswertung der Untersuchung der Hysterese dargestellt. Die Reizunterschiede werden von den Bewertern erst bei höheren Beträgen wahrgenommen, das Unsicherheitsintervall beträgt 2.5 N.

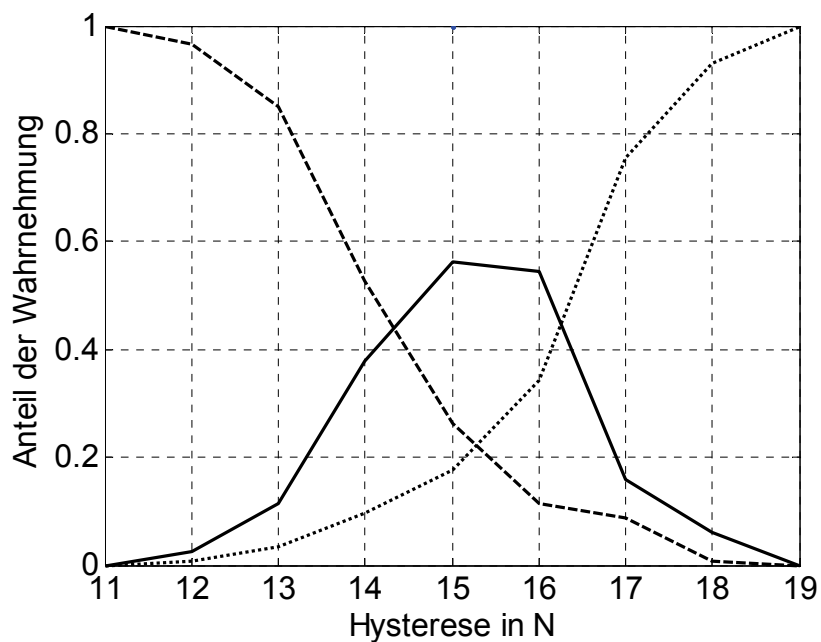


Bild 4-39: Differenzschwelle Hysterese ( $S_0 = 15$  N)

Aufgrund des relativ hohen Unsicherheitsintervalls wird statt der Hysterese die anliegende Rückstellkraft als Bewertungsgröße herangezogen.

#### 4.5.2 Relevanz der Kennwerte (stat. Schalten)

Die in Kapitel 4.4.2 vorgestellten Kennwerte beschreiben zunächst nur das technische Verhalten. In wie weit dieses mit der subjektiven Empfindung übereinstimmt, wird nachfolgend am Beispiel des statischen Schaltvorgangs untersucht. Exemplarisch werden die beiden Kennwerte „mittlere Einlegekraft“ und „maximale Einlegekraft“ betrachtet. Beide Kennwerte geben vor zu beschreiben, wie schwer oder leicht der Gang eingelegt werden kann.

Zu diesem Zweck werden neun verschiedene Kennlinien von 36 Probanden nach diesem Kriterium bewertet. Die beiden relevanten Kennwerte werden dabei variiert (Tabelle 4-8).

Tabelle 4-8: Versuchsmatrix statischer Schaltvorgang

| Kennlinie | maximale Einlegekraft | mittlere Einlegekraft | Verhältnis mittel / max. |
|-----------|-----------------------|-----------------------|--------------------------|
| K1        | 25 N                  | 6 N                   | 0.24                     |
| K2        | 30 N                  | 10 N                  | 0.33                     |
| K3        | 35 N                  | 14 N                  | 0.40                     |
| K4        | 25 N                  | 10 N                  | 0.40                     |
| K5        | 30 N                  | 14 N                  | 0.47                     |
| K6        | 35 N                  | 18 N                  | 0.51                     |
| K7        | 25 N                  | 14 N                  | 0.56                     |
| K8        | 30 N                  | 18 N                  | 0.60                     |
| K9        | 35 N                  | 22 N                  | 0.63                     |

Zur Ermittlung der Rangfolge obiger Kennlinien wird der Versuch nach dem „Law of Comparative Judgement“ durchgeführt und ausgewertet. Die Auswertung des Versuchs erlaubt neben der qualitativen Reihenfolge der Kennlinien auch eine

qualitative Bewertung durch den aus der Dominanzmatrix abgeleiteten Skalenwert, die in Bild 4-40 dargestellt ist. Hohe Skalenwerte repräsentieren subjektiv hohe Kräfte. Die sich ergebende, gleichmäßige Stufung belegt die sinnvolle Einteilung der Vergleichskennlinien und die hohe subjektive Sensitivität für Betätigungskräfte, auf die schon der in Kap 4.5.1 diesbezüglich durchgeführte Versuch hindeutet.<sup>160</sup>

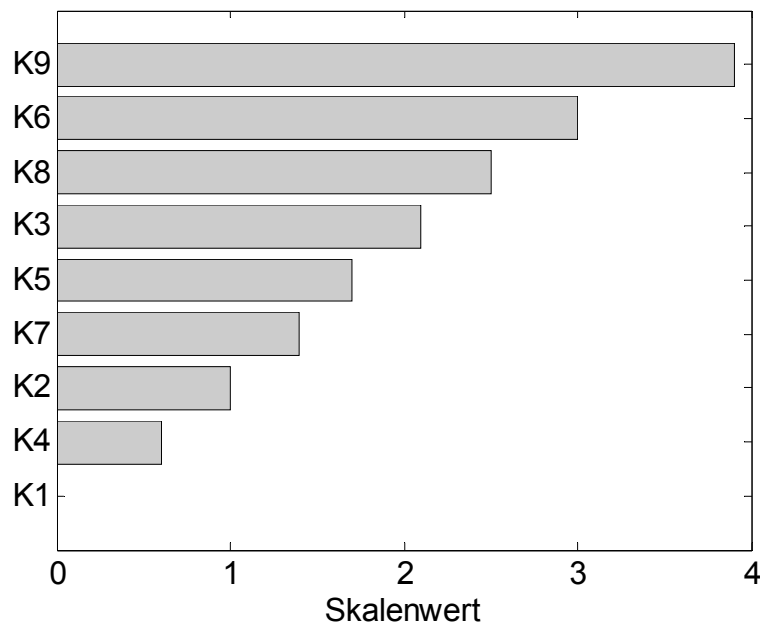


Bild 4-40: Rangfolge Schaltkraft

Als Ergebnis stellt sich der Kennwert „mittlere Einlegekraft“ als primärer Kennwert für die subjektive Bewertung der Einlegekraft heraus. Nur bei Gleichheit dieses Kennwertes führt der Bewerter über die „maximale Einlegekraft“ eine sekundäre Einordnung durch. Aus diesem Grund kann der Einlegevorgang einer Schaltbetätigung mit höherer maximaler Einlegekraft subjektiv durchaus als „leichter“ bewertet werden, wenn die mittlere Kraft vergleichsweise geringer ist. Im vorliegenden Beispiel ist dies bei den Kennlinien K8/K3 und K7/K2 der Fall, wie in Tabelle 4-9 gezeigt wird.

<sup>160</sup> In Kap. 4.5.1 ist allerdings die Quer- und nicht die Längsrichtung untersucht worden, weshalb die Übertragbarkeit der Ergebnisse nicht ohne Weiteres gewährleistet ist.

Tabelle 4-9: Rangfolge statischer Schaltvorgang

| Rang | Kennlinie | maximale Einlegekraft | mittlere Einlegekraft |
|------|-----------|-----------------------|-----------------------|
| 1    | K9        | 35 N                  | 22 N                  |
| 2    | K6        | 35 N                  | 18 N                  |
| 3    | K8        | 30 N                  | 18 N                  |
| 4    | K3        | 35 N                  | 14 N                  |
| 5    | K5        | 30 N                  | 14 N                  |
| 6    | K7        | 25 N                  | 14 N                  |
| 7    | K2        | 30 N                  | 10 N                  |
| 8    | K4        | 25 N                  | 10 N                  |
| 9    | K1        | 25 N                  | 6 N                   |

### 4.5.3 Relevanz der Kennwerte (dyn. Schalten)

Entsprechend der in Kapitel 2.7.2 vorgestellten Wahrnehmungstheorie und der bisherigen Ergebnisse kann man erwarten, dass auch die Störungen dynamischer Schaltvorgänge erst ab einer gewissen Reizschwelle wahrnehmbar sind. Bei weiterer linearer Verstärkung der Störung steigt die subjektive Wahrnehmung entsprechend der Differenzschwelle stufenweise an, wobei die Übergänge zwischen den Stufen unscharf ausgeprägt sind.

Die Ermittlung der Reizschwelle hat im Fall der dynamischen Schaltstörungen eine besondere Bedeutung, da die in Kapitel 4.4.2.5 vorgestellte Auswertemethode diesen Wert benötigt. Die Trennung von störungsfreien und gestörten Schaltvorgängen setzt die Kenntnis der Reizschwelle voraus.

Aufgrund der extrem hohen Dynamik von dynamischen Schaltstörungen kann der in den Kapiteln 4.5.1 und 4.5.2 verwendete Schaltkraftsimulator nun nicht mehr eingesetzt werden. Daher werden die Versuche mit Einsatz der SBB im Fahrzeug



durchgeführt. Die erforderliche Varianz wird durch die Ausnutzung der natürlichen Streuung (Bild 4-32) und die Verwendung verschiedener Fahrzeuge erreicht.

Untersucht wird nachfolgend die Eignung der Kennwerte, welche in Kapitel 4.4.2.5 vorgestellt wurden. Aufgrund des zu erwartenden stufenförmigen Zusammenhangs ist eine lineare Korrelationsanalyse nicht sinnvoll. Statt dessen wird der Anteil der Beanstandung bzw. der Akzeptanz über dem Betrag des Kennwerts untersucht. Die geschilderte Vorgehensweise wird anhand zweier Beispiele (maximale Kraft während der ÜRP und Störungsenergie) nachfolgend erläutert.

Zu diesem Zweck wird der dynamische Schaltvorgang 1->2 in fünf verschiedenen Fahrzeugen bei einer Schaltdrehzahl 4000 U/min jeweils 60 Mal wiederholt und das Subjektivurteil mit der SBB aufgezeichnet. Die Auswertung der 300 Schaltvorgänge erfolgt für die einzelnen Kennwerte in entsprechenden Klassen, beim Urteil wird jedoch nur zwischen „Störung erkannt“ und „Störung nicht erkannt“ unterschieden.

Bild 4-41 zeigt diese Auswertung für die maximale Kraft während der ÜRP. Die Ergebnisse werden in fünf Klassen eingeteilt:

- Klasse I: bis 30 N
- Klasse II: 30 N bis 60 N
- Klasse III: 60 N bis 90 N
- Klasse IV: 90 N bis 120 N
- Klasse V: ab 120 N

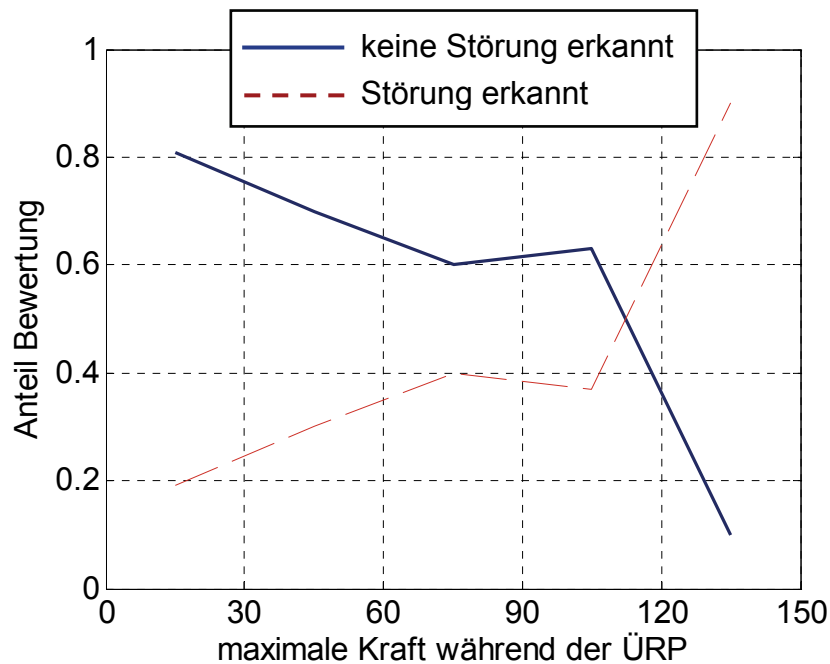


Bild 4-41: Zusammenhang zwischen maximaler Kraft während der ÜRP und dem Subjektivurteil

Wie zu erwarten ist, werden dynamische Schaltvorgänge mit einer hohen Kraftspitze in der ÜRP häufiger bemängelt als Schaltvorgänge mit geringer Kraft in dieser Phase. Allerdings sind in der Klasse IV mehr als 60 % der Schaltvorgänge beanstandungsfrei. Erst in der Klasse V ab 120 N wird der größte Teil der Schaltvorgänge als Störungsschaltung identifiziert. Andererseits werden auch Störungen unter 30 N wahrgenommen. Hinzu kommt, dass trotz des großen Untersuchungsumfangs von 300 Schaltvorgängen kein monotoner Zusammenhang zwischen Kennwert und Beanstandungshäufigkeit ermittelt werden kann. Der Kennwert „maximale Kraft während der ÜRP“ eignet sich daher nicht, um das Systemverhalten zu beschreiben.

Den gewünschten Zusammenhang zeigt stattdessen die Störungsenergie. Die Klassen werde hier im 100 mJ - Raster gewählt. Neben dem monotonen Verhalten stellt sich auch ein relativ scharfer Übergang im Grenzbereich ein. So werden Schaltvorgänge ab 400 mJ zu mehr als 60 % als störend empfunden, bei 600 mJ liegt der Anteil schon bei über 85 %.

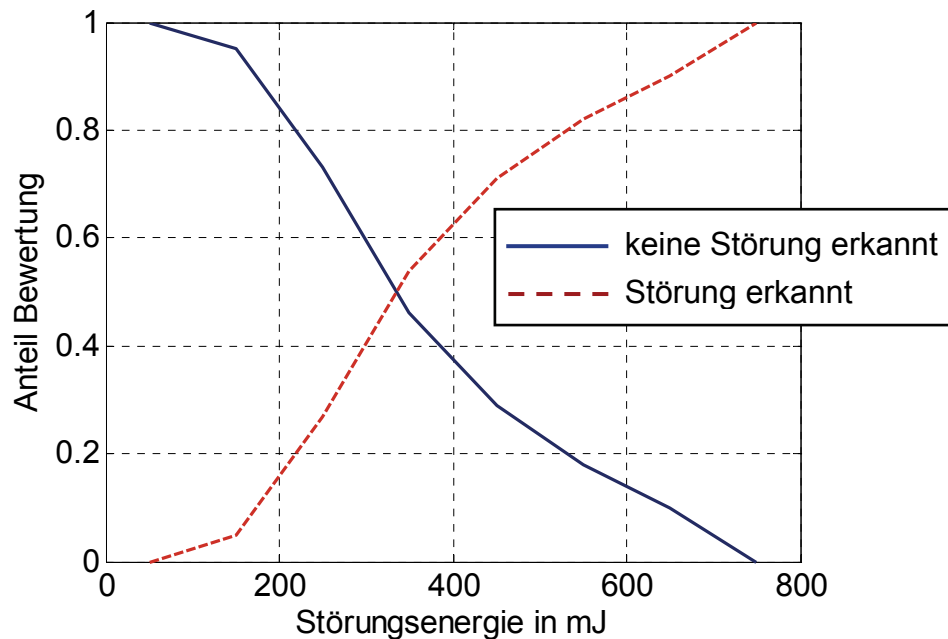


Bild 4-42: Zusammenhang zwischen Störungsenergie und dem Subjektivurteil

Aufgrund der Untersuchungsergebnisse wird der Kennwert „Störungsenergie“ als relevanter Kennwert zur Objektivierung von dynamischen Schaltstörungen verwendet.

Durch die hier gezeigten Auswertungen wird ebenfalls festgestellt, dass durch die unscharfe Trennung der verschiedenen Bewertungsstufen ein deterministisches Verfahren zur Objektivierung der Störungen einzelner dynamischer Schaltvorgänge unbrauchbar ist. Klassische Modellierungsmethoden (z.B. Regressionsmodelle, kNN) interpretieren während des Lernvorgangs die Abweichungen im Grenzbereich der Wahrnehmungsstufen als Fehler und versuchen diese auszugleichen. Auch Fuzzy-Logic-Systeme gleichen den Fehler aus, indem sie den zunächst unscharf berechneten Wert defuzzifizieren.

Die hier dargestellte Methode umgeht diese Problematik, indem keine Aussagen über einzelne Schaltvorgänge, sondern über die Gesamtheit der Schaltvorgänge getroffen werden. Die Vorgehensweise entspricht einer Fuzzy-Lösung ohne Defuzzifizierung.

#### 4.5.4 Auswahl des Kennwertes zur Synchronleistungsbeschreibung

Wie bereits im Kapitel 2 festgehalten wurde, sind die benötigten Kräfte beim dynamischen Schaltvorgang neben der Auslegung der Rastierung auch (und bei steigenden Schaltgeschwindigkeiten fast ausschließlich) von der Synchronisierung abhängig. Eine wesentliche, subjektiv relevante Größe ist daher das Verhältnis von

benötigter Kraft und erreichter Schaltzeit. Wie in Kapitel 4.4.2.5 dargestellt, lässt sich dieser Zusammenhang auch objektiv durch eine vollautomatische Phasenerkennung herstellen (Gl. 4-3).

Zur Beschreibung dieses Effekts wird häufig der Synchronimpuls als Produkt von Schaltzeit und Schaltkraft gewählt. Diese Vorgehensweise führt nur sehr eingeschränkt zum Ziel, wie Bild 4-43 zeigt. In diesem Beispiel sind 59 dynamische Schaltvorgänge im Fahrzeug durchgeführt und ausgewertet worden. Die Parameter der Näherungshyperbel nach Gl. 4-3 ergeben sich zu:

$$a = 8.9 \text{ Ns}, b = 0.05 \text{ s}, c = 16 \text{ N}$$

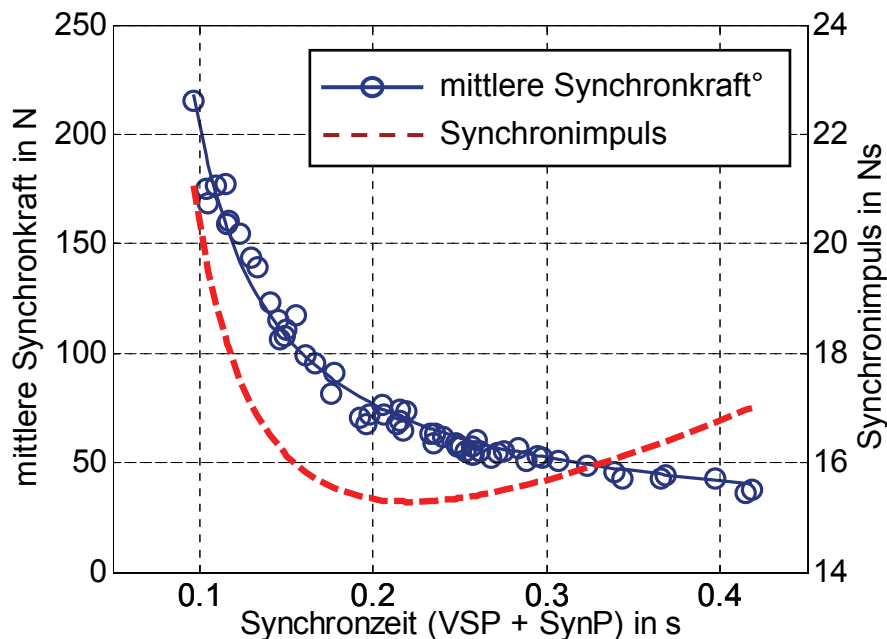


Bild 4-43: Mittlere Synchronkraft und Synchronimpuls über Synchronzeit

Durch die im Approximierungsansatz verwendeten Parameter  $b$  und  $c$  ist der Synchronimpuls nicht unabhängig von der Synchronzeit konstant. Vor allem im asymptotischen Bereich der dargestellten Hyperbel (sehr hohe oder sehr geringe Kräfte) entwickelt sich der Kennwert sehr dynamisch. Daher eignet er sich nicht ohne weiteres zur Systembeschreibung.

Um die Ergebnisse trotzdem zu komprimieren, wird die dynamische Sperrzeit als Vergleichsgröße herangezogen (vgl. 4.4.2.5). Auch diese kann nur verwendet werden, wenn Systeme miteinander verglichen werden, deren Kraft / Zeit - Verlauf eine ähnliche Charakteristik aufweist. Ist dies nicht der Fall, kann die Komprimierung nur über die Betätigungskollektive erfolgen.

## 5 Methodenumsetzung (SBKO)

Umgesetzt wird die neue Entwicklungsmethode in der Matlab-Toolbox SBKO (**S**chalt-**b**etätigungskomfort**o**bjektivierung). Diese wird Beginn an darauf ausgelegt, durch Erweiterung an künftige Randbedingungen angepasst zu werden. So wird die Untersuchung ähnlicher Schnittstellen (z.B. der Wählhebel von automatisierten bzw. Shift-by-Wire Systemen) von vornherein mit berücksichtigt.

Mit dem SBKO wurde eine Entwicklungsumgebung umgesetzt, die stetig erweitert und verändert werden kann. Durch die Integration neuer Module können neue Funktionalitäten übernommen werden. Bei der Veränderung der bestehenden Module werden die Datenstände automatisch aktualisiert.

Die Bedienung erfolgt auf grafischer Oberfläche, um die Akzeptanz zu erhöhen und den Einsatz auch ohne Matlab-Kenntnisse zu ermöglichen.

### 5.1 Struktur und Module

Der Aufbau des SBKO orientiert sich an zwei Zielen. Zum einen ist die Möglichkeit wichtig, schnell und übersichtlich über die wesentlichen Systemeigenschaften der Untersuchungssysteme informiert zu werden. Zu diesem Zweck werden die Messergebnisse mit angepassten statistischen Methoden komprimiert und die Datenmenge reduziert. Im letzten Schritt werden daher nur noch Vergleichswerte für die entsprechenden Grundgrößen der beiden Wahrnehmungskanäle dargestellt, um den Gesamtkomfort des Systems mit einem Blick zu erkennen. Auf der anderen Seite muss bei der tiefgehenden Analyse der Informationsgehalt sukzessive zu erhöhen sein, um Fehlerquellen eindeutig zu identifizieren oder die Untersuchungsgrößen gezielt einzugrenzen. Aus den beiden Zielvorgaben ergibt sich eine Struktur, wie sie in Bild 5-1 dargestellt ist.

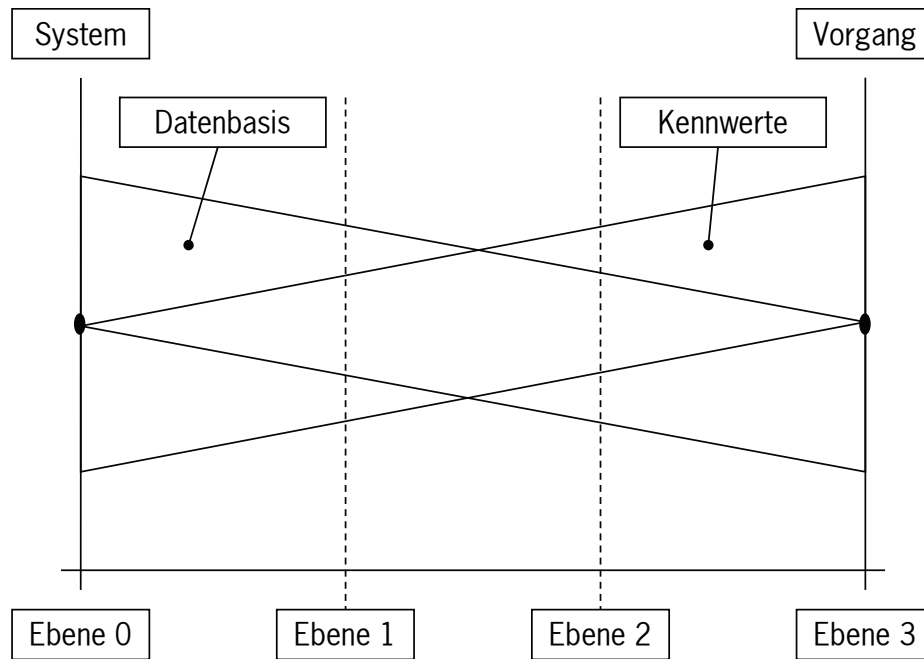


Bild 5-1: Datenstruktur des SBKO

Die verschiedenen Stufen der Eingrenzung bzw. Aufweitung werden durch die verschiedenen Ebenen realisiert, die nachfolgend beschrieben werden.

## 5.2 Ebene 0

Die Ebene 0 ist die Systemebene, welche zwangsläufig den systemweiten Fokus enthält. Die Datenbasis ist entsprechend umfangreich, die Informationen hochgradig komprimiert. Auf der Systemebene ist gleichzeitig eine hohe Übersichtlichkeit gewünscht, daher wird die Anzahl der Kennwerte auf ein Mindestmaß komprimiert. Da die beiden Wahrnehmungskanäle bei der Auswertung nicht vermischt werden dürfen, erfolgt die Darstellungsform getrennt nach Charakter und Diskomfort.

### 5.2.1 Charakter

Zur Darstellung des Charakters ist nur ein Diagrammtyp geeignet, welcher der Multidimensionalität dieser Größe gerecht wird. Trotzdem sollen alle wesentlichen Eigenschaften in einem einzigen Bild zu erkennen sein. Als zweckmäßig hat sich dazu das Netzdiagramm erwiesen. In diesem werden alle verschiedenen Dimensionen gleichzeitig präsentiert. Das vom SBKO erstellte Diagramm ist längs geteilt, so dass die Kennwerte für alle Kennwerte der Querbetätigung in der rechten Hälfte und die der Längsbetätigung in der linken Hälfte dargestellt werden. Weiterhin

sind die „sportlichen“ Kennwerte im oberen Bereich, die „gediegenen“ Kennwerte im unteren Bereich aufgetragen. In Bild 5-2 ist der Vergleich zweier Systeme dargestellt.

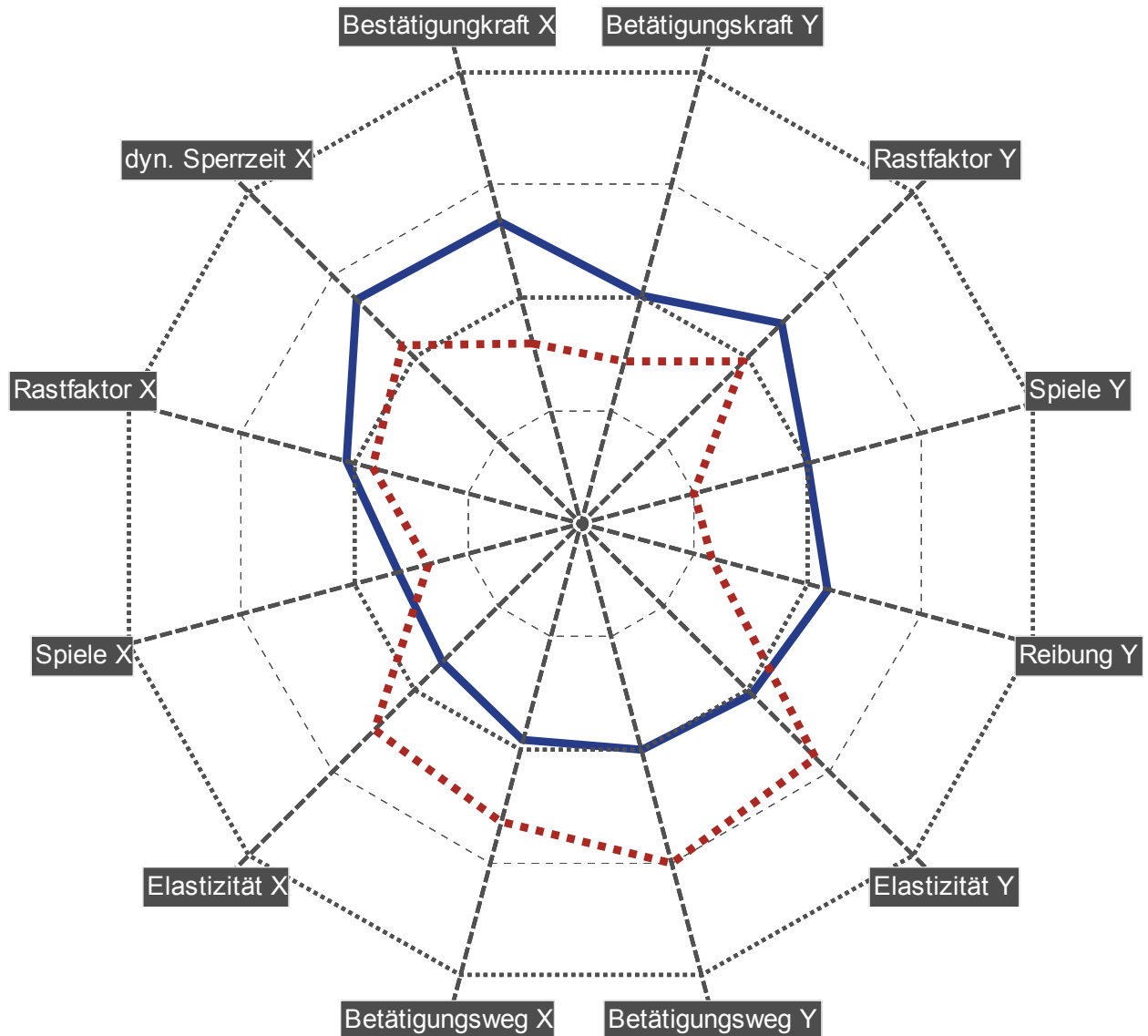


Bild 5-2: Charakterplot zweier Schaltbetätigungssysteme

Die im Charakterplot verwendeten Achsen sind dimensionslos. Aufgetragen wird hier ein SBKO-spezifischer Kennwert, der aus einer Reihe von Einzelkennwerten berechnet wird. Beispielsweise wird der Skalenwert für „Betätigungskraft X“ aus den Kennwerten „mittlere Einlegekraft“ und „mittlere Auslegekraft“ aller Schalttypen ermittelt.

Deutlich zu erkennen sind die Unterschiede der beiden Varianten: Während es sich bei Variante 1 um ein sportliches System handelt, das mit kurzen Wegen und steifer Auslegung auffällt, entsprechen die Kennwerte von Variante 2 einem sehr gediegenem System. Dieses hat wesentlich geringere Betätigungskräfte und weiche

Anschläge, aber auch längere Schaltwege. Die gezeigte Darstellung verzichtet auf eine Positiv / Negativ Bewertung. Gemäß der Definition der Zwei-Kanal-Theorie lassen sich durch die Charaktergrößen nicht unmittelbar bessere oder schlechtere Systeme identifizieren. Bei der Definition von Zielbereichen lässt sich aber überprüfen, ob der Ist-Charakter zum Soll-Charakter passt.

### **5.2.2 Diskomfort**

Die Darstellung der Störungen gelingt weniger komplex. Da es sich bei den Störungen um unipolar skalierte Größen handelt, können sie auf einem Balkendiagramm aufgetragen werden. Die Störungen des dynamischen Schaltvorgangs müssen aber meist weitergehend analysiert werden, da diese im Gegensatz zu den statischen Störungen (Fehlrastrierung und Rauigkeit) und den statischen Varianzen in einem komplexen Zusammenhang mit dem Betriebszustand stehen.

Zur Darstellung der Störungen wird ein neuer Diagrammtyp entwickelt (Bild 5-3). Die verschiedenen Klassen werden als Felder in einem kartesischen Koordinatensystem aufgetragen. Sind in einer Klasse Störungen vorhanden, werden diese in dem entsprechenden Feld als Quadrate dargestellt. Die Größe der Quadrate stellt den Anteil störungsbehafteter Schaltvorgänge dar, während die Farbe ein Maß für die Qualität der Störungen ist. Durch die kompakte Darstellung lässt sich die Gesamtsituation weitgehend komprimiert darstellen. Die nicht erfassten Klassen sind mit Kreuzen gekennzeichnet, damit sie nicht mit den störungsfreien Klassen verwechselt werden können.



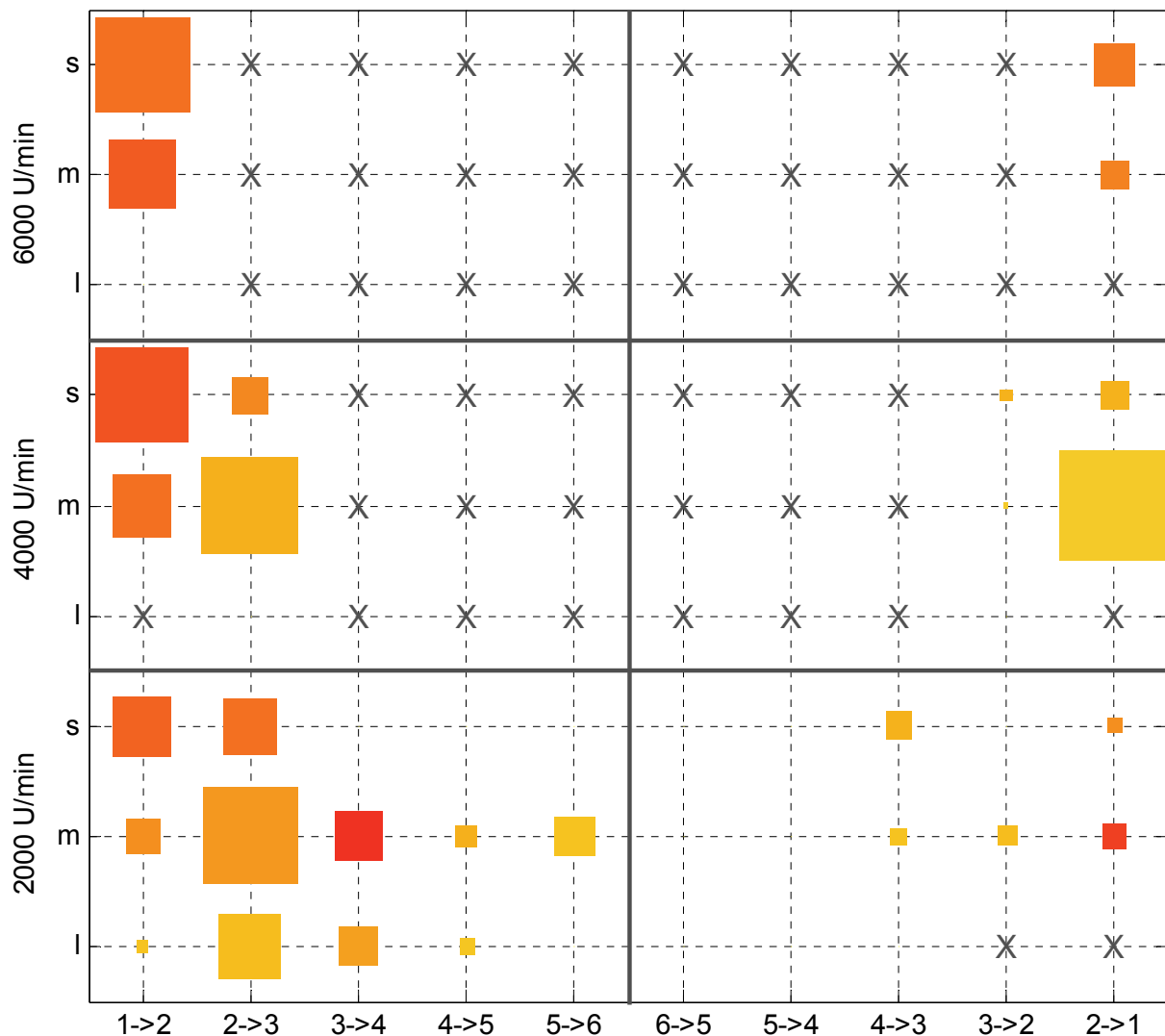


Bild 5-3: Störungsdiagramm eines Schaltbetätigungssystems

### 5.3 Ebene 1

Um eine hohe Übersichtlichkeit zu gewährleisten, erfolgt die Steuerung über ein Portalfenster auf Ebene 1. In diesem Modul erfolgt die Auswahl der Messdatei und die wesentlichen Einstellungen. Durch die Auswahl bereits vollständig ausgewerteter Datensätze können die Ergebnisse analysiert werden. Durch die Auswahl unbehandelter Rohdaten wird von dieser Stelle auch der Auswerteprozess gestartet.

Falls eine Messung bereits ausgewertet worden ist, werden hier die gesammelten Kennwerte angezeigt. Dabei wird aus Gründen der Übersichtlichkeit auf die Darstellung der dynamischen Schaltstörungen verzichtet, da diese (noch) nicht weit

genug komprimiert werden können. Die im Portalfenster angezeigten Kennwerte stellen allerdings eine hochkonzentrierte Auswertung dar. Soll eine weitergehende Analyse einzelner Teilfunktionen erfolgen, werden die Module der Ebene 2 genutzt.



Bild 5-4: Portalfenster des SBKO (Ebene 1)

Ein wesentliches Merkmal des SBKO ist die ständige Nachberechnung der Daten. Durch Öffnen eines der Module aus Ebene 2 werden die Kennwerte nicht ausgelesen, sondern jedes Mal aus den Rohdaten neu berechnet. Bei Änderungen der Auswerteroutinen werden ältere und neuere Datenstände dadurch immer mit den gleichen Algorithmen ausgewertet.

## 5.4 Ebene 2

Die Module auf der Ebene 2 sind entsprechend der in Kapitel 4.4.2 vorgestellten Struktur unterteilt. Jedes Modul verhindert die subjektive Einflussnahme und erzielt dadurch eine sehr hohe Reproduzierbarkeit. In der Ebene 2 differenzieren die hier beschriebenen Module die entsprechenden Vorgänge sehr genau und stellen z. B. die Betätigungskraft für jeden Schalttyp einzeln dar. Exemplarisch ist in Bild 5-5 die Auswertung der statischen Schaltvorgänge dargestellt.

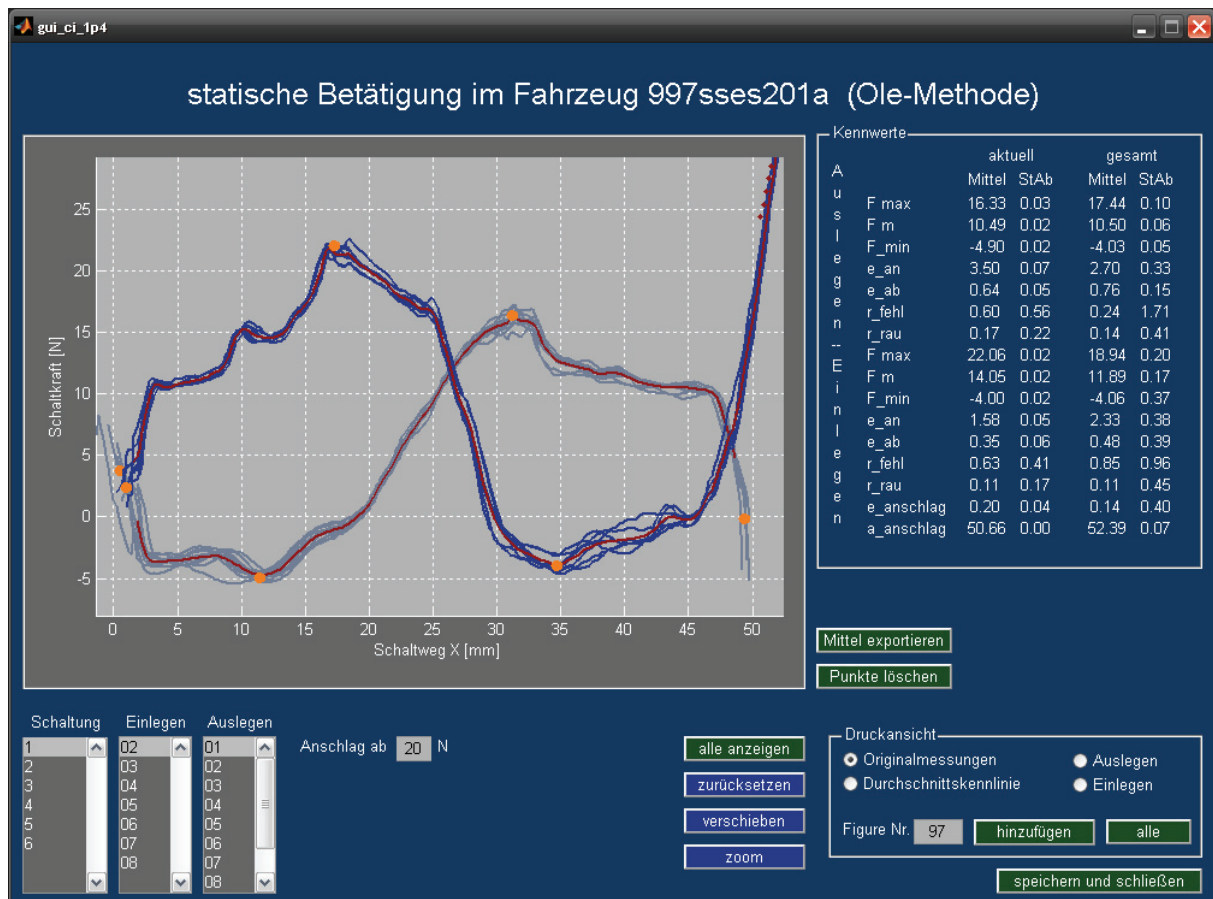


Bild 5-5: SBKO-Auswertung der statischen Schaltvorgänge (Ebene 2)

Die Berechnung der Kennwerte erfolgt aus statistischen Gründen in drei Stufen:

- Auswertung jedes einzelnen Betätigungsvorgangs (Filtern, Bestimmen der charakteristischen Punkte, Berechnung der Kennwerte)
- Arithmetische Mittelung der Kennwerte eines Schalttyps, Berechnung der statistischen Grundgrößen (Mittelwert, Standardabweichung, Stichprobengröße)
- Zusammenfassung aller Mittelwerte zu einem Systemkennwert, Berechnung der statistischen Grundgrößen (Mittelwert, Standardabweichung, Stichprobengröße)

Im obigen Beispiel ermittelt das SBKO eine mittlere Betätigungskraft zum Gangauslegen  $N \rightarrow 1$  von 10.49 N bei einer relativen Standardabweichung von 3 %. Nach der Zusammenfassung ergibt sich ein Systemkennwert von 10.50 N bei 6 % Abweichung.

Um die Objektivität zu erhöhen, werden Methoden verwendet, welche die gezielte Einflussnahme des Anwenders verhindern.

Im gezeigten Beispiel beschränkt sich dies auf die Möglichkeit, einzelne Messungen (z.B. offensichtliche Fehlbetätigungen) zu entfernen. Diese Aktion senkt jedoch den Stichprobenumfang und dadurch die Aussagekraft der Ergebnisse. Da eine wiederholte Auswertung mit verschiedenen Anwendern die exakt gleichen Ergebnisse liefert, kann bei dieser Vorgehensweise von vollständiger Objektivität gesprochen werden.

Bei der Auswertung der Vorwählkennlinie muss auf eine andere Vorgehensweise zurückgegriffen werden. In diesem Fall konnte eine robuste, vollautomatische Bestimmung der signifikanten Knickstellen nicht erreicht werden, weshalb eine halbautomatische Variante umgesetzt wurde. Diese verlangt vom Anwender die Bestimmung des Knicks mit dem Cursor, um anschließend das Suchintervall entsprechend einzuschränken (Bild 5-6). Die weitere Vorgehensweise ist analog der oben beschriebenen.

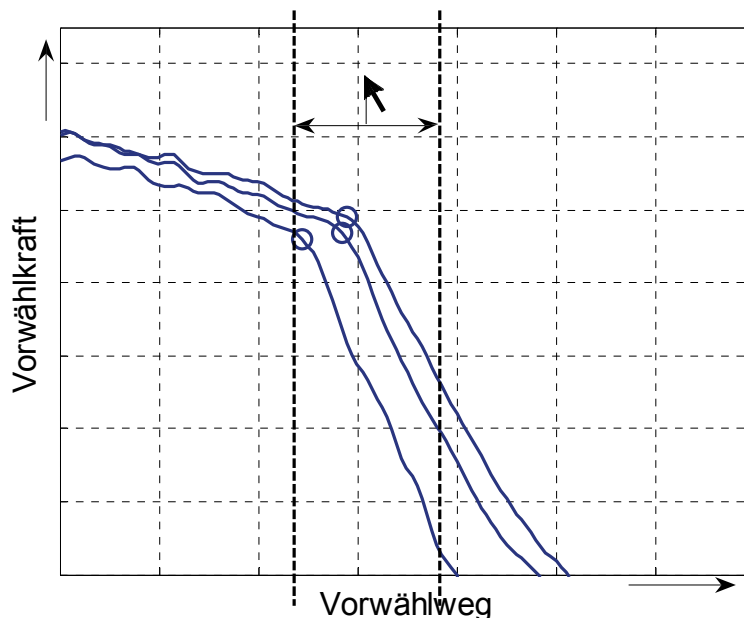


Bild 5-6: Schema der halbautomatischen Auswertung

## 5.5 Ebene 3

Vor allem bei der Auswertung der dynamischen Schaltvorgänge kann die Betrachtung des einzelnen Vorgangs sinnvoll sein, da im dynamischen Bereich eine hohe Varianz in der Ausprägung der verschiedenen Kennwerte vorliegt. In Bild 5-7 ist das entsprechende Modul dargestellt.

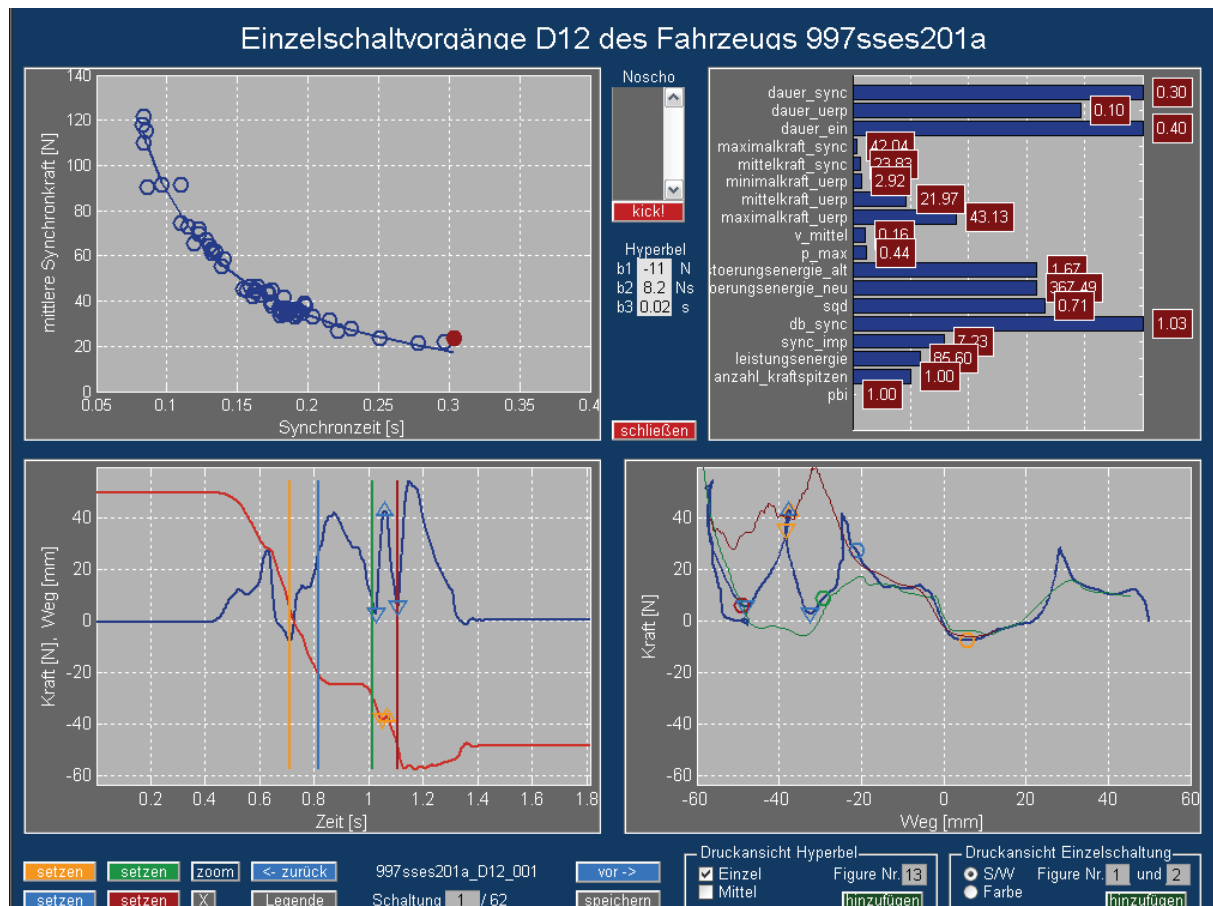


Bild 5-7: SBKO-Auswertung der einzelnen dynamischen Schaltvorgänge (Ebene 3)

In diesem Fenster können die Kennwerte jedes einzelnen Schaltvorgangs betrachtet werden. Im viergeteilten Fenster ist der aktuelle Schaltvorgang im unteren Bereich in der bereits vorgestellten Weise (vgl. Bild 4-2) abgebildet. Die Einordnung auf der Sperrzeithyperbel ist im linken oberen Bereich dargestellt. In der rechten oberen Ecke sind die Einzelkennwerte gezeigt, die Balkenausprägung ordnet den Kennwert entsprechend der Untersuchungsmenge ein.

Weiterhin lässt sich die Funktion der automatischen Phasenerkennung überprüfen. Sollten einzelne Schaltvorgänge vom System nicht korrekt erkannt werden, lässt sich die entsprechende Schaltung löschen. Es gibt jedoch keine Möglichkeit die Phasengrenzen anwenderseitig einzustellen, da die Objektivität oberstes Ziel der Auswertung ist.

## 6 Methodenanwendung

Nachdem die Methodenentwicklung und -umsetzung in den Kapiteln 4 und 5 gezeigt wurde, werden in diesem Kapitel exemplarisch einige Untersuchungen vorgestellt, bei denen die neue Methode zum Einsatz kommt. Entsprechend der in Kapitel 3 festgelegten Ziele wird dazu die Unterstützung der Konzeptaktivitäten (Festlegung der komfortrelevanten Zielvorgaben, Kap. 6.1) und der Validierung (Vergleich verschiedener Systeme, Kap. 6.2) vorgestellt.

### 6.1 Festlegung der komfortrelevanten Zielvorgaben

Die Ermittlung von Lastenheftvorgaben ist vor allem im Bereich der Charakterwerte notwendig, da die subjektiv optimalen Beträge hier unbekannt sind. Um die optimalen Kennlinien heraus zu arbeiten, kommt erneut das "Law of Comparative Judgment" (vgl. Kap. 2.7.3) in Verbindung mit dem Schaltkraftsimulator zum Einsatz. Das Bewertungskriterium ist in diesem Fall das individuelle, subjektive Gefallen. Die Vorgehensweise gliedert sich in zwei Teilversuche:

Zunächst werden verschiedene, real gemessene Kennlinien am Simulator präsentiert und bewertet und die entsprechende Rangfolge ermittelt. Aus diesem Ergebnis wird eine Vorauswahl über die optimalen Bereiche der einzelnen Kennwerte getroffen.

Im Folgeschritt werden nun neue, synthetische Kennlinien erzeugt, deren Kennwerte um die der bestbewerteten Kennlinie variieren. Auf diese Weise kann eine optimale, technisch noch nicht ausgeführte Kennlinie identifiziert werden. Beide Teilversuche werden im Folgenden sowohl für die Vorwählkennlinie als auch für die statische Schaltung durchgeführt.

#### 6.1.1 Vorwählen

Zur Untersuchung der Vorwählkennlinie werden sieben verschiedene Kennlinien verglichen, fünf davon stammen aus Fahrzeugen mit Seilzugschaltung, je eine wurde in einem Fahrzeug mit Stangen- bzw. Direktschaltung (Topshifter) gemessen. Die mit dem SBKO ermittelten Kennwerte der einzelnen Kennlinien sind in Tabelle 6-1 dargestellt.

Tabelle 6-1: Kennwerte zu vergleichender Vorwählkennlinien (gemessen)

| Kennlinie               |        |      | K1   | K2   | K3   | K4   | K5   | K6   | K7    |
|-------------------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| Betätigungsweg          | links  | mm   | 23.3 | 24.6 | 24.6 | 25.2 | 38.9 | 28.0 | 16.8  |
|                         | rechts | mm   | 26.5 | 28.4 | 23.6 | 18.9 | 41.6 | 33.8 | 21.8  |
| Betätigungskraft        | links  | N    | 17.3 | 20.6 | 17.1 | 14.0 | 17.2 | 18.8 | 22.6  |
|                         | rechts | N    | 19.3 | 18.0 | 14.4 | 12.8 | 17.5 | 13.2 | 21.0  |
| Rückstellkraft          | links  | N    | 1.5  | 5.6  | 2.6  | 8.0  | 3.2  | 3.5  | 8.3   |
|                         | rechts | N    | 1.9  | 3.8  | 2.6  | 3.8  | 5.8  | 0.5  | 6.8   |
| Anschlagelastizität     | links  | mm/N | 0.45 | 0.29 | 0.24 | 0.21 | 0.12 | 0.28 | 0.15  |
|                         | rechts | mm/N | 0.49 | 0.37 | 0.22 | 0.19 | 0.12 | 0.32 | 0.16  |
| Schaltmaul              |        | mm   | 14.1 | 6.8  | 4.8  | 19.6 | 4.5  | 10.2 | 8.9   |
| Überhöhung              | links  | N    | 0.9  | 1.1  | 1.2  | 0.1  | 0.5  | 1.8  | 2.5   |
|                         | rechts | N    | 1.6  | 4.4  | 2.0  | 7.1  | 0.4  | 3.1  | 2.3   |
| Kraft Schlagsperre      |        | N    | 78.8 | 96.1 | 93.7 | 89.9 | 96.1 | 74.1 | 102.4 |
| Überhöhung Schlagsperre |        | N    | 42.1 | 22.6 | 44.5 | 42.2 | 44.9 | 38.2 | 58.8  |

Zur Ermittlung der Rangfolge sind daher 21 Paarvergleiche notwendig, die von 30 Probanden zweimal durchgeführt werden. Das Ergebnis der Rangfolgebestimmung zeigt Bild 6-1.

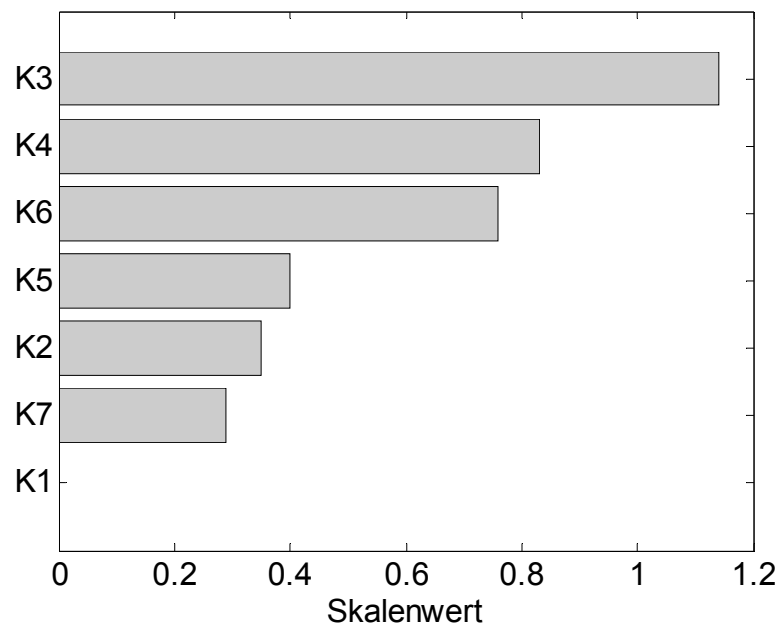


Bild 6-1: Rangfolge der gemessenen Vorwählkennlinien

Die Kennlinie K3 wird von den Probanden bevorzugt. Beim Vergleich mit der letztbewerteten Kennlinie K2 fällt vor allem die Differenz in Rückstellkraft und Elastizität auf. Neben der Rangfolge werden auch die Kommentare der Probanden ausgewertet, um den Grund der Entscheidung zu ermitteln. Dadurch können die Gefallensbereiche der einzelnen Kennwerte genauer bestimmt werden.

Mit diesen Daten wird nun der Versuchsplan für die weiteren Versuche aufgestellt. Das Untersuchungsintervall der einzelnen Kennwerte ist in Tabelle 6-2 dargestellt.



Tabelle 6-2: Versuchsintervall Vorwählkennlinie

| <b>Kennwert</b>      | <b>Einheit</b> | <b>untere Grenze</b> | <b>vorläufig. Optimum</b> | <b>obere Grenze</b> |
|----------------------|----------------|----------------------|---------------------------|---------------------|
| Betätigungsweg       | mm             | 17                   | 25                        | 39                  |
| Betätigungskraft     | N              | 12                   | 17                        | 21                  |
| Rückstellkraft       | N              | 1                    | 4                         | 8                   |
| Überhöhung           | N              | 0                    | 2                         | 7                   |
| Anschlagselastizität | mm/N           | 0.45                 | 0.26                      | 0.12                |
| Schlagsperrenkraft   | N              | 78                   | 86                        | 96                  |

Für den folgenden Versuch konnten nur 15 Probanden gewonnen werden. Tabelle 6-3 zeigt die generierten Kennlinien, Bild 6-2 das Resultat der Rangfolgeermittlung.

Tabelle 6-3: Kennwerte zu vergleichender Vorwählkennlinien (synthetisch)

| <b>Kennwert</b>      | <b>Einheit</b> | <b>K1</b> | <b>K2</b> | <b>K3</b> | <b>K4</b> | <b>K5</b> | <b>K6</b> | <b>K7</b> |
|----------------------|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Betätigungsweg       | mm             | 25        | 17        | 25        | 40        | 17        | 25        | 40        |
| Betätigungskraft     | N              | 17        | 17        | 21        | 14        | 21        | 14        | 17        |
| Rückstellkraft       | N              | 4         | 8         | 8         | 1         | 4         | 5         | 4         |
| Überhöhung           | N              | 2         | 2         | 7         | 0         | 2         | 2         | 0         |
| Anschlagselastizität | mm/N           | 0.26      | 0.45      | 0.12      | 0.26      | 0.12      | 0.26      | 0.45      |
| Schlagsperrenkraft   | N              | 86        | 78        | 86        | 96        | 78        | 96        | 86        |

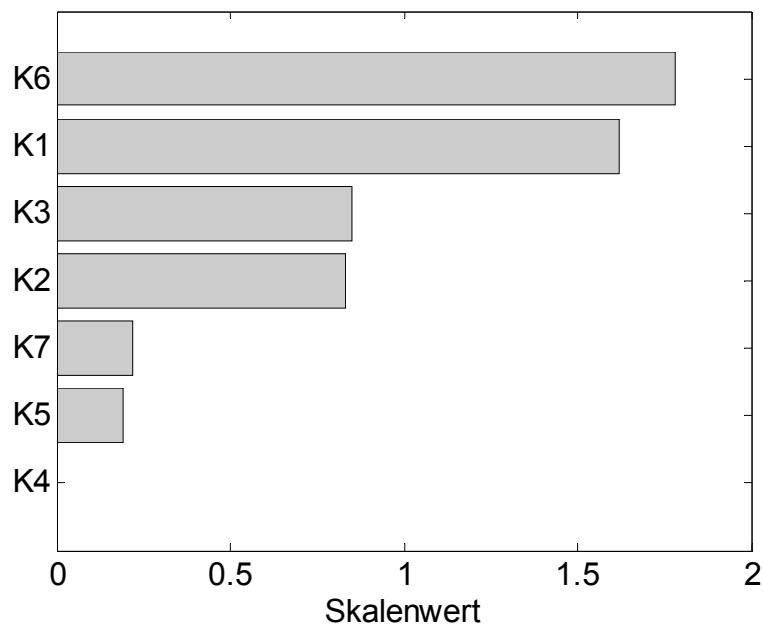


Bild 6-2: Rangfolge der synthetischen Vorwählkennlinien

Die Kennlinie K1 ist dem Optimum erwartungsgemäß sehr nahe. Noch besser gefällt den Probanden allerdings die Kennlinie K6. Die bei dieser Kennlinie verwendeten Parameter können daher als Zielgrößen für neue Lastenheftvorgaben verwendet werden.

### 6.1.2 Statischer Schaltvorgang

Beim statischen Schaltvorgang werden fünf verschiedene Kennlinien miteinander verglichen. Davon basiert eine auf Stangen- und vier auf Seilzugschaltung. An diesem Versuch nehmen 30 Probanden teil. Durch die geringe Beurteilungsmenge sind aber nur 10 Paarvergleiche notwendig, die doppelt durchgeführt werden. Um die Komplexität der Untersuchung zu reduzieren, wird nachfolgend nur der Einlegevorgang betrachtet. Die entsprechenden Kennwerte der fünf Kennlinien sind in Tabelle 6-4 dargestellt.

Tabelle 6-4: Kennwerte zu vergleichender statischer Schaltkennlinien (gemessen)

| <b>Kennwert</b>       | <b>Einheit</b> | <b>K1</b> | <b>K2</b> | <b>K3</b> | <b>K4</b> | <b>K5</b> |
|-----------------------|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| maximale Einlegekraft | N              | 21.4      | 31.8      | 30.3      | 43.3      | 29.7      |
| mittlere Einlegekraft | N              | 13.1      | 17.2      | 16.2      | 18.7      | 16.6      |
| Servoeffekt           | N              | 23.1      | 35.1      | 35.1      | 52.6      | 25.9      |
| Weg bis Anschlag      | mm             | 28.5      | 31.0      | 29.8      | 29.8      | 43.6      |

Bild 6-3 zeigt das Ergebnis der Rangfolgebestimmung, das daraus abgeleitete Versuchsintervall ist in Tabelle 6-5 aufgelistet.

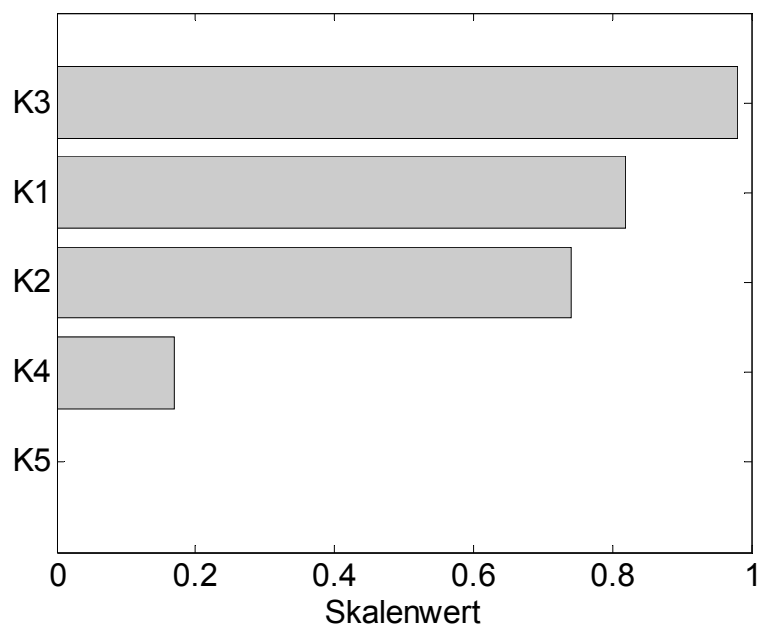


Bild 6-3: Rangfolge der gemessenen Schaltkennlinien

Tabelle 6-5: Versuchsintervall statische Schaltkennlinie

| <b>Kennwert</b>       | <b>Einheit</b> | <b>untere Grenze</b> | <b>vorl. Optimum</b> | <b>obere Grenze</b> |
|-----------------------|----------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| maximale Einlegekraft | N              | 21                   | 30                   | 43                  |
| mittlere Einlegekraft | N              | 13                   | 16                   | 19                  |
| Servoeffekt           | N              | 25                   | 32                   | 53                  |
| Weg bis Anschlag      | mm             | 20                   | 30                   | 50                  |

Innerhalb dieses Versuchsintervalls werden nun fünf Kennlinien definiert (Tabelle 6-6), um durch erneute Rangfolgenbildung das Ergebnis zu überprüfen.

Tabelle 6-6: Kennwerte zu vergleichender statischer Schaltkennlinien (synthetisch)

| <b>Kennwert</b>       | <b>Einheit</b> | <b>K1</b> | <b>K2</b> | <b>K3</b> | <b>K4</b> | <b>K5</b> |
|-----------------------|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| maximale Einlegekraft | N              | 30        | 21        | 43        | 30        | 43        |
| mittlere Einlegekraft | N              | 16        | 13        | 19        | 19        | 16        |
| Servoeffekt           | N              | 32        | 25        | 53        | 32        | 25        |
| Weg bis Anschlag      | mm             | 30        | 30        | 30        | 50        | 50        |

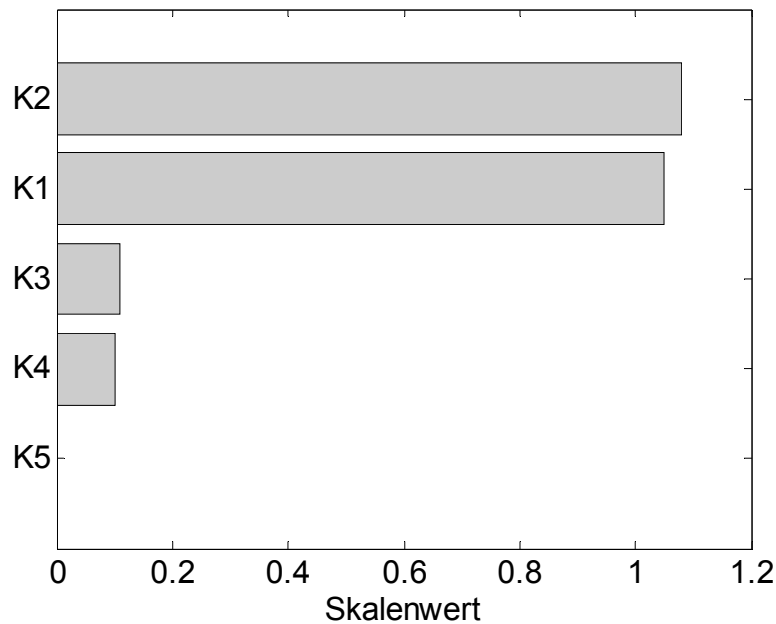


Bild 6-4: Rangfolge der synthetischen statischen Schaltkennlinien

Auch in diesem Fall hat nicht die zuvor angenommene Kennlinie K1, sondern die Variante K2 den meisten Zuspruch erhalten. Bemerkenswert ist aber, dass sich diese Variante durch eine deutlich geringere Betätigungskraft auszeichnet. Dieses Ergebnis deutet auf ein unzureichend ermitteltes Optimum im ersten Versuchsschritt (Bild 6-3) hin. Die bei dem statischen Schaltvorgang mögliche Kombinationsvielfalt macht im Vorfeld eine breitere Versuchsbasis nötig.

## 6.2 Vergleich verschiedener Systeme

Die Anwendung der neuen Methode soll es beim Vergleich verschiedener Systeme ermöglichen, durch die erhöhte Versuchsgüte auch kleine Entwicklungsschritte eindeutig zu identifizieren. Die Überprüfung von verschiedenen Varianten gestaltet sich ohne die Unterstützung einer objektiven Methode oft schwierig, da stets der gesamte Betriebsbereich betrachtet werden muss. Nachfolgend wird gezeigt, wie die Struktur des SBKO die Unterschiede objektiv herausstellt und die Entscheidung erleichtert.

### 6.2.1 Einfluss des Konuswinkels

Im folgenden Beispiel wird der Einfluss des Konuswinkels auf den Schaltbetätigungskomfort untersucht. Dazu werden für den ersten und zweiten Gang jeweils zwei verschiedene Synchronisierungen verbaut. Neben der Seriensynchronisierung mit  $8.5^\circ$  Konuswinkel kommt eine Variante mit reduziertem Konuswinkel von  $7.5^\circ$  zum Einsatz. Erwartet wird eine Reduzierung der dynamischen Sperrzeit, während die Auswirkung auf weitere Kriterien (z.B. Schaltstörungen) unklar ist.

Die Erfassung des Schaltbetätigungskomforts erfolgt im Fahrversuch. Der untersuchte Betriebsbereich umfasst die Schalttypen 1 <-> 2 <-> 3 und Schaltdrehzahlen unter 4000 U/min. Weiterhin wird die Untersuchung auf betriebswarmen Zustand eingeschränkt. Nachfolgend werden die Versuchsergebnisse vorgestellt.

Bild 6-5 zeigt die Charaktereigenschaften der beiden Varianten (Ebene 0). Die (geringen) Unterschiede stellen sich ausschließlich in den Bereichen „Elastizität X“ und „dynamische Sperrzeit“ dar. Es lässt sich also festhalten, dass die beiden Varianten sich in ihrem Charakter kaum unterscheiden.

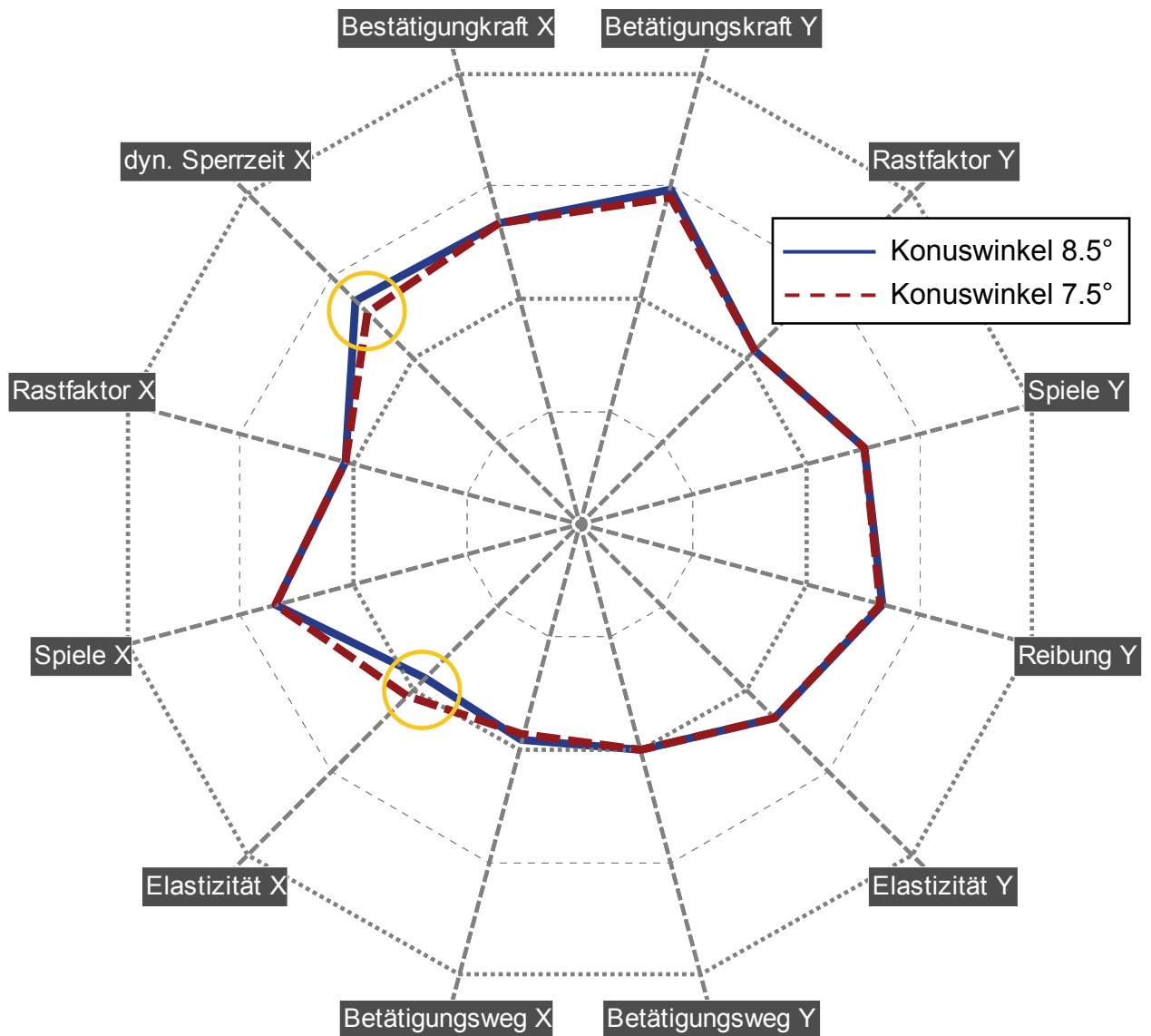


Bild 6-5: Charakterplot der Varianten 8.5° und 7.5°

Die weitere Analyse der Elastizität auf Ebene 1 und 2 zeigt, dass die Reduzierung der Gesamtlängssteifigkeit maßgeblich von der Änderung der die Elastizität am Synchronpunkt verursacht wird (Tabelle 6-7). Die anderen (statischen) Elastizitäten ändern sich erwartungsgemäß nicht.

Tabelle 6-7: Einfluss des Konuswinkels auf die Synchronelastizität

|                  | Variante 0                  | Variante 1 |
|------------------|-----------------------------|------------|
| Konuswinkel in ° | 8.5                         | 7.5        |
|                  | Synchronelastizität in mm/N |            |
| 2 > 1 @ 4000/min | 0.16                        | 0.17       |
| 3 > 2 @ 4000/min | 0.14                        | 0.16       |

Die Betrachtung der dynamischen Sperrzeiten zeigt den zu erwartenden Effekt, der vor allem bei den betroffenen Rückschaltungen stark ausgeprägt ist (Tabelle 6-8).

Tabelle 6-8: Einfluss des Konuswinkels auf die dynamische Sperrzeit

| Konuswinkel in °        | 8,5                           | 7,5   |
|-------------------------|-------------------------------|-------|
|                         | dynamische Einlegezeiten in s |       |
| 1 > 2 @ 80 N, 2000/min  | 0,134                         | 0,130 |
| 1 > 2 @ 80 N, 4000/min  | 0,204                         | 0,184 |
| 2 > 1 @ 100 N, 2000/min | 0,217                         | 0,205 |
| 2 > 1 @ 100 N, 4000/min | 0,369                         | 0,341 |
| 3 > 2 @ 80 N, 2000/min  | 0,130                         | 0,119 |
| 3 > 2 @ 80 N, 4000/min  | 0,171                         | 0,159 |

Die tiefer gehende Betrachtung auf Ebene 3 zeigt, dass der reduzierte Konuswinkel die dynamische Sperrzeit vor allem bei Schaltvorgängen mit geringerer bis mittlerer Betätigungskraft reduziert (Bild 6-6). Oberhalb einer Kraft von 90 N ist kein signifikanter Unterschied mehr nachzuweisen.



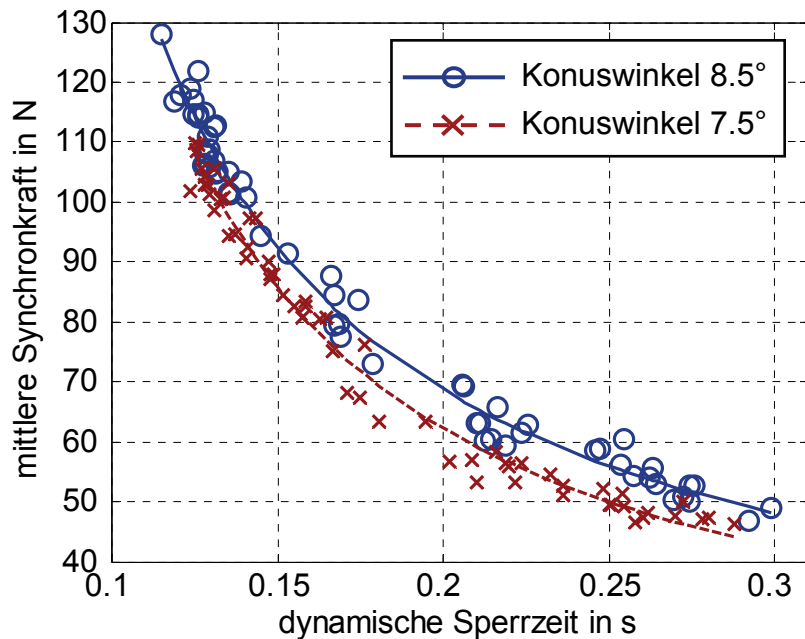


Bild 6-6: Einfluss des Konuswinkels auf die dynamische Sperrzeit (3->2 @4000 U/min)

Mit der parallel durchgeführten subjektiven Bewertung lässt sich dieser geringe Leistungsvorteil der Variante 2 nicht erkennen. Das objektive Verfahren weist also eine höhere Trennschärfe auf.

Die Betrachtung der Störungsenergie zeigt keine einheitliche Tendenz (Bild 6-7). Es lässt sich aber erkennen, dass betroffene Klassen überwiegend stärkere und häufigere Störungen aufweisen. Vor allem bei höheren Kräften erhöht sich die Intensität der Störungen.

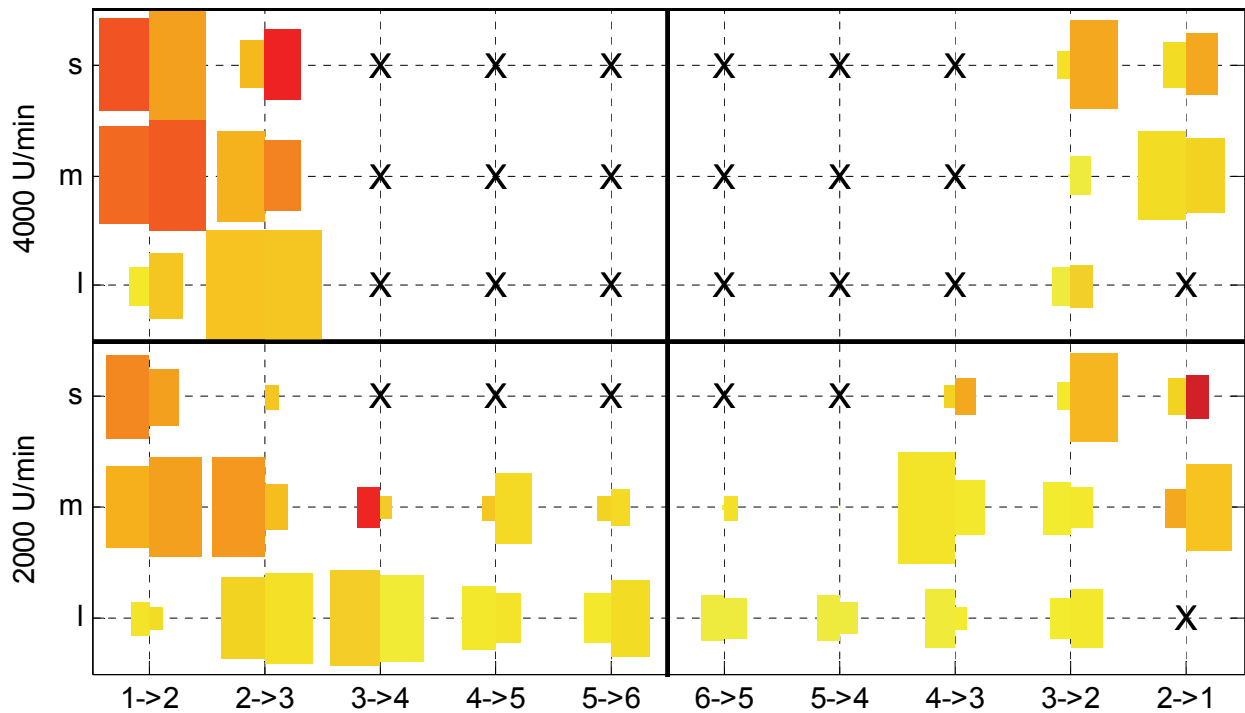


Bild 6-7: Einfluss des Konuswinkels auf die Störungsenergie  
(links 8.5° / rechts 7.5°)

Die gewonnenen Versuchsergebnisse lassen sich neben genauer Quantifizierung der Variantenunterschiede weiterhin nutzen, um die Untersuchungsmethode zu validieren. Dazu werden die dynamischen Schaltvorgänge an der unveränderten Synchronisierung des dritten Gangs durchgeführt. Bild 6-8 zeigt den Vergleich der dynamischen 2->3 Schaltvorgänge bei 4000 U/min Schaltdrehzahl, vor und nach dem Umbau der 1-<->2 Synchronisierung.

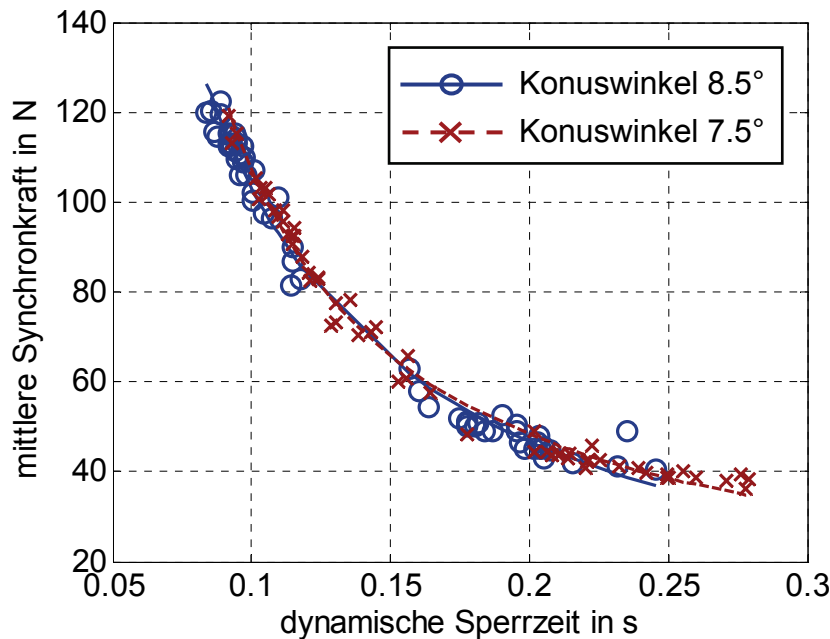


Bild 6-8: Validierung der Berechnung der dynamischen Sperrzeit  
(2->3 @4000U/min)

Die Abweichung zwischen den beiden Hyperbeln beträgt weniger als 1%. Durch dieses Ergebnis kann die Validität der Methode zur Ermittlung der dynamischen Sperrzeit bestätigt werden.

### 6.2.2 Einfluss der Schalthebelübersetzung

Die Festlegung Gesamtübersetzung vom Schalthebel bis zur Schiebemuffe hat grundlegenden Einfluss auf den Charakter der Schaltbetätigung, da durch diese Größe das Verhältnis von Betätigungsweg und -kraft an die gewünschte Sportlichkeit angepasst werden kann. Eine Variation der Schaltübersetzung hat aber weiterhin Einfluss auf eine Reihe weiterer Kriterien, die bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen.

Bei der folgenden Untersuchung werden zwei verschiedene Fahrzeuge der gleichen Baureihe vermessen, die mit unterschiedlicher Schalthebelübersetzung ausgerüstet sind. Neben der Variante 1 kommt die Variante 2 mit 16.7% verlängerter Übersetzung zum Einsatz, die für kürzere Betätigungswegen bei höheren Kräften sorgt. Der Einfluss auf den statischen Schaltvorgang ist am Beispiel des dritten Gangs in Bild 6-9 dargestellt.

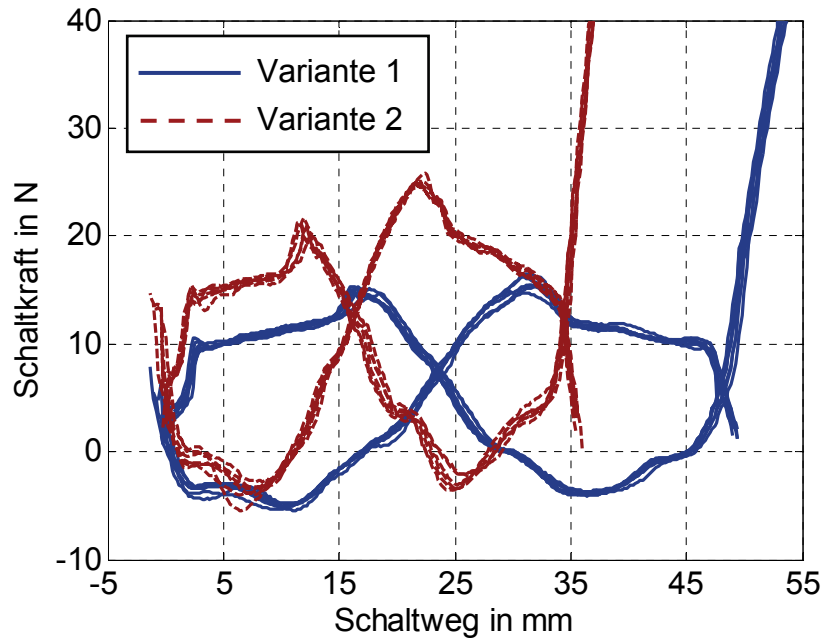


Bild 6-9: Einfluss der Schalthebelübersetzung auf den statischen Schaltvorgang (N $\leftrightarrow$ 3)

Neben der Reduzierung des Betätigungswegs und der Erhöhung der Betätigungskraft fällt vor allem der quadratische Einfluss der Übersetzung auf die Anschlagsteifigkeit auf. Die aus allen statischen Schaltvorgängen abgeleiteten Kennwerte aller Schalttypen (Ebene 1) sind in Tabelle 6-9 aufgeführt.

Tabelle 6-9: Kennwerte aus den statischen Schaltkennlinien

|          | Kennwert            | Einheit | Variante 1 |           | Variante 2 |           |
|----------|---------------------|---------|------------|-----------|------------|-----------|
|          |                     |         | Mittelwert | rel. Abw. | Mittelwert | rel. Abw. |
| Auslegen | Maximale Kraft      | N       | 17.38      | 0.10      | 26.12      | 0.09      |
|          | Mittlere Kraft      | N       | 10.47      | 0.06      | 15.5       | 0.11      |
|          | Minimale Kraft      | N       | -4.02      | 0.06      | -1.21      | 0.09      |
|          | Elastizität Anstieg | mm/N    | 2.72       | 0.35      | 1.08       | 0.21      |
|          | Elastizität Abstieg | mm/N    | 0.76       | 0.14      | 0.43       | 0.19      |
|          | Fehlrastierung      | -       | 0.21       | 1.92      | 0.3        | 2.22      |
|          | Rauhigkeit          | -       | 0.13       | 0.42      | 0.13       | 0.82      |
| Einlegen | Maximale Kraft      | N       | 18.83      | 0.19      | 30.09      | 0.27      |
|          | Mittlere Kraft      | N       | 11.82      | 0.07      | 18.48      | 0.11      |
|          | Minimale Kraft      | N       | -4.05      | 0.35      | -1.85      | 1.37      |
|          | Elastizität Anstieg | mm/N    | 2.33       | 0.37      | 0.96       | 0.32      |
|          | Elastizität Abstieg | mm/N    | 0.49       | 0.41      | 0.26       | 0.73      |
|          | Fehlrastierung      | -       | 0.83       | 1.00      | 1.07       | 1.47      |
|          | Rauhigkeit          | -       | 0.11       | 0.44      | 0.21       | 0.38      |
|          | Anschlagelastizität | mm/N    | 0.14       | 0.17      | 0.07       | 0.15      |

Auffällig ist, dass einige Kennwerte mit sehr großen Standardabweichungen erfasst werden. Dies kann einerseits an einer echten Varianz liegen, andererseits aber auch durch eine nicht ausreichend robuste Kennwertberechnung verursacht werden. Die Berechnung dieser Kennwerte muss daher in weiteren Untersuchungen validiert werden.

Sehr deutlich ist der Einfluss der längeren Übersetzung auch an den dynamischen Schaltvorgängen zu erkennen. Exemplarisch sind dazu in Bild 6-10 und Bild 6-11 die

2->1 und die 3->4 Schaltungen bei betriebswarmem Getriebe und 2000 U/min Schalt- bzw. Anschlussdrehzahl dargestellt.

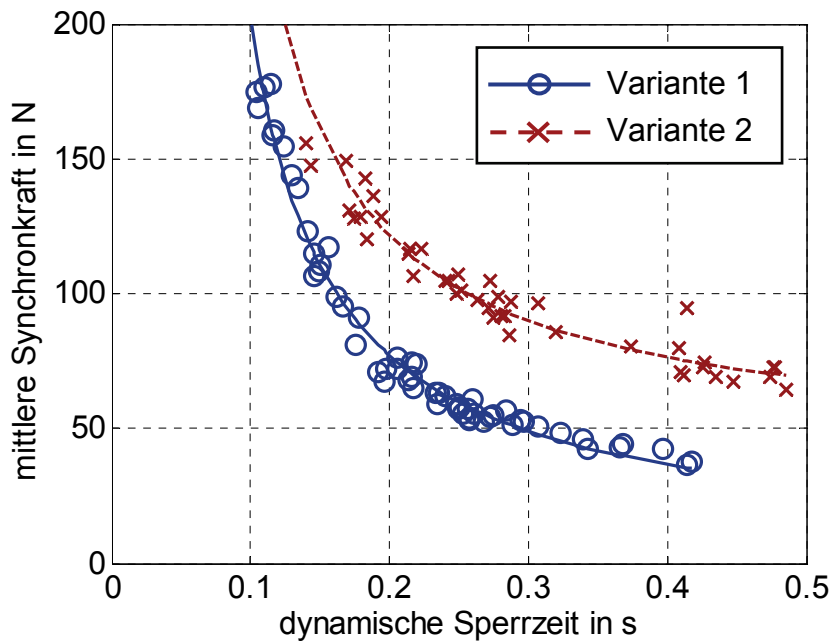


Bild 6-10: Einfluss der Schalthebelübersetzung auf die dynamische Sperrzeit (2->1 @2000 U/min)

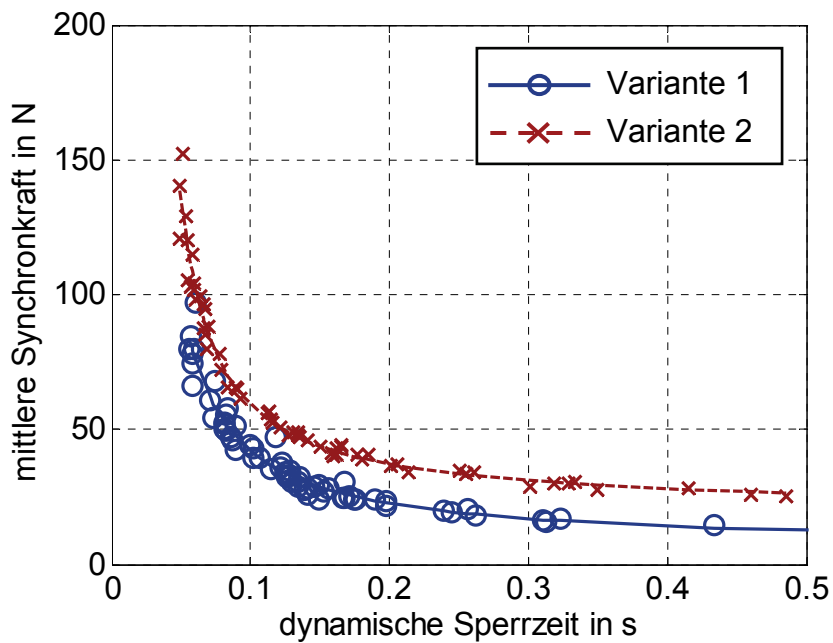


Bild 6-11: Einfluss der Schalthebelübersetzung auf die dynamische Sperrzeit (3->4 @2000 U/min)

Die Ergebnisse zeigen, dass die Änderung der Schalthebelübersetzung auf einige Charaktergrößen einen viel stärkeren Einfluss hat als auf andere. Während der Betätigungsweg näherungsweise linear mit der Änderung korreliert, zeigt die dynamische Sperrzeit z.B. bei der 2->1 Rückschaltung ein stark überproportionales Verhalten. Die Überprüfung der Übersetzungsänderung muss daher für alle Teilfunktionen erfolgen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die vorliegende Arbeit wurde eine Möglichkeit geschaffen, die subjektiv erlebte Schaltbetätigungsqualität objektiv zu erfassen und zu bewerten. Die an der Zwei-Kanal-Theorie orientierte Terminologie legt dazu die wissenschaftliche Basis. Als wesentliches Merkmal richtet diese Methode den Fokus auf die Bewertung des Gesamtsystems und nicht der einzelnen Bedienungsvorgänge. Durch die Parallelentwicklung von subjektiver und objektiver Datenerfassung wurde eine erfolgreiche Korrelationsuntersuchung vorbereitet. Die sich anschließende Durchführung der Probandenversuche wurde nicht nur auf technischen, sondern vor allem auf psychologischen Grundlagen entwickelt. Dabei hat sich vor allem der Einsatz des Schaltkraftsimulators bewährt.

Nach Aufbau der notwendigen Soft- und Hardware konnte die neue Untersuchungsmethode in der Getriebeentwicklung der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG etabliert werden. Zur Unterstützung neuer Entwicklungsthemen gehört die Anwendung der Toolbox SBKO inzwischen zu den Standardmethoden.

Zur weiteren Erhöhung der Versuchsgüte sind aber auch zukünftig Untersuchungen notwendig. Dazu gehört vor allem die Ermittlung eines Betätigungskollektivs, welches die weitere Komprimierung der Messdaten ermöglicht. Außerdem sind die Berechnungsmethoden zu prüfen, welche noch keine robusten Kennwerte erzeugen. Nach der Fertigstellung der nächsten Schaltkraftsimulatorgeneration kann überprüft werden, ob die höhere Leistungsfähigkeit der Komponenten auch die Analyse weiterer Kennwerte ermöglicht.

Mit der Untersuchung der Schaltbetätigung wurde ein sehr komplexes Bedienelement behandelt. Die gezeigte Vorgehensweise eignet sich aber auch, um die subjektiv erlebte Qualität anderer Bedienelemente zu erfassen. Die Anpassungen zur Bewertung der Wählbetätigung von automatisierten Getriebevarianten (AT, ASG, DCT) wurden bereits umgesetzt.



## 8 Literaturverzeichnis

- Abel et al. 2005** Abel, Andreas; Schreiber, Uwe; Valsania, Samanta: Simulation-Based Design of Gearboxes for High-Performance Sports Cars. In: Laschert, Andreas: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik III, Dynamisches Gesamtverhalten von Fahrzeugantrieben. Renningen: Expert 2005, ISBN: 3-8169-2479-4
- Aigner 1982** Aigner, Jürgen: Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen. The Reliable Evaluation of Motor Vehicles. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 9/1982, Jhrg. 84, Wiesbaden: Vieweg 1982, S. 447 - 450
- Albers 2003** Albers, Albert: Integrierte Produktentwicklung. Vorlesungsdruck Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung. Karlsruhe: 2003
- Albers / Albrecht 2002** Albers, Albert; Albrecht, Marc: Vorhersage subjektiver Komforturteile mittels künstlicher neuronaler Netze. Tagung „Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau“. In: VDI-Berichte Nr. 1701. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002, Seite 401 – 420
- Albers / Albrecht 2003** Albers, Albert; Albrecht, Marc: New Approach using neural Networks for Modelling and Evaluation of Man-Machine-Interaction at the Start-Up Process in Passenger Cars. Tagung “International Conference on Engineering Design“ ICED 2003. Stockholm: 2003
- Albers / Albrecht 2005** Albers, Albert; Albrecht, Marc: Abbildung der individuellen subjektiven Komfortbeurteilung von Kunden aus objektiven Messwerten am Beispiel des automatisierten Anfahrens. Tagung „Dynamisches Gesamtsystemverhalten von Fahrzeugantrieben“. Veranstalter: Haus der Technik e.V. Augsburg: 2005
- Albers / Düser 2009** Albers, Albert; Düser, Tobias: Integration of Simulation and Test using Vehicle-in-loop technology at the roller test bench and in the road test. 3. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 10./11. November 2009
- Albers / Dylla 2006** Albers, Albert; Dylla, Simon: Development of a method for objective evaluation of gear control quality manual-shifted vehicles. In: 5th International CTI Symposium Innovative Automotive Transmissions. Berlin 2006

- Albers / Matthiesen 2002** Albers, Albert; Matthiesen, Sven: Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme. In: Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung; Band 54; Heft 7/8 – 2002. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002, Seite 55 – 60
- Albers / Meboldt 2006** Albers, Albert; Meboldt, Mirko: A new Approach in Product Development, based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving. Tagung: AEDS 2006, Pilsen: 2006
- Albers / Meboldt 2007** Albers, Albert; Meboldt, Mirko: A reference Model for Product Development Processes, Based on Systems Engineering and Systematic Problem Solving. Tagung "International Conference on Engineering Design" ICED 2007. Paris: 2007
- Albers et al. 2008** Albers, Albert; Alink, Thomas; Matthiesen, Sven; Thau, Sebastian: Support of System Analyses and Improvement in Industrial Design through C&CM. Tagung: Proceedings of the International Design Conference - Design 2008, 19 - 23 May, Dubrovnik, Croatia
- Albers et al. 2008a** Albers, A.; Düser, T.; Ott, S.: X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebsystemen. 8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation, Kassel, 16./17. September 2008
- Albers et al. 2009** Albers, A.; Geier, M.; Freudemann, Th.; El-Haji, M.: Eine Methode zur Integration von Fahrversuchen in die Validierungsprozesskette. SimPEP FVA Kongress zur Simulation im Produktentstehungsprozess, Veitshöchheim, 18./19. Juni 2009
- Albrecht 2005** Albrecht, Marc: Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens. Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung, Dissertation. In: Albers, Albert (Hrsg.): IPEK–Forschungsberichte Band Nr. 18. Karlsruhe: 2005, ISSN: 1615–8113
- Beckmann / Biermann 2003** Beckmann, Thomas; Biermann, Jan-Welm: Bewertung des Schaltkomforts bei Fahrzeugen mit verschiedenen Getriebebauarten. In: LASCHERT, Andreas: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II. Renningen: Expert 2003, Seite 227 - 238, ISBN: 3-8169-2201-5

- Bellmann / Weber 2006** Bellmann, Michael; Weber, Reinhard: Psychophysikalische Untersuchungen zur Wahrnehmung von Sitzvibrationen auf einem realen Fahrzeugsitz im Labor. In: Becker, Klaus (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III, Bd 56. Renningen: Expert 2006, Seite 233 - 251, ISBN: 3-8169-531-6
- Bencker 2004** Benecker, Rudolf: Schaltkomfortorientierte Getriebe- und Antriebsstrangauslegung. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 11/2004, Jahrg. 106. Wiesbaden: Vieweg 2004, Seite 996 - 1006
- Bencker / Walter 2005** Bencker, Rudolf; Walter, Gerhard: Die Handschaltgetriebe des neuen BMW 3er. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 2/2005, Jahrg. 107. Wiesbaden: Vieweg 2005, Seite 98 - 102
- Bitter et al. 2005** Bitter, Thorsten; Fritsche, Florian; Hartung, Jürgen: Darstellung des Schwingungsverhaltens von Fahrzeug-Insassen-Symbiose aus Experiment und Simulation. In: FAT-Schriftenreihe 189. Frankfurt: VDA-Verlag 2005
- Böhl et al. 2003** Böhl, J.; Alvermann G.; Küçükay, F.: Schaltkomfortuntersuchungen bei AT und AMT. Tagung: 2. Internationales IIR-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe 2003. Berlin: 2003
- Bönning / Krake 2004** Bönning, Jörg; Krake, Friedhelm: Neues Sechsgang-Schaltgetriebe von Opel. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 10/2004, Jahrg. 106. Wiesbaden: Vieweg 2004, Seite 862 - 872
- Böttger 1999** Böttger, Jan: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bewertung der Schaltbarkeit von Kraftfahrzeugen. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Diplomarbeit. Zwickau: 1999
- Bortz / Döring 1995** Bortz, Jürgen; Döring, Nicola: Forschungsmethoden und Evaluation für Sozialwissenschaftler. 2. Auflage. Berlin: Springer 2005, ISBN: 3-510-12852-2
- Bubb 2001** Bubb, Heiner: Haptik im Kraftfahrzeug. In: Jürgensohn, Thomas, Timpe, Klaus-Peter (Hrsg.): Kraftfahrzeugführung. Berlin: Springer 2001, ISBN: 3-540-42012-6
- Buschardt 2003** Buschardt, Boris: Synthetische Lenkmomente. Technische Universität Berlin, Institut für Land- und Seemaschinen, Fachgebiet Kraftfahrwesen, Dissertation. In: VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 22: Nr. 12. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003, ISBN: 3-18-301222-7

- Casper et al. 2004** Casper, Thomas; Kurrle, Frank; Patzer, Jürgen: Optimierung des Schaltkomforts durch rechnerische Simulation am Beispiel des Porsche Cayenne. Tagung „Getriebe in Fahrzeugen 2004“. In: VDI-Berichte Nr. 1827. Düsseldorf: VDI-Verlag 2004, ISBN: 3-18091827-6, Seite 801 - 816
- Davis et al. 2004** Davis, Geoff; Donin, Rolland; Ingram Marc: Simulationsgestützte Optimierung der Schaltqualität von Handschaltgetrieben. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 7-8/2004, Jhrg. 106. Wiesbaden: Vieweg 2004, Seite 668 - 675
- Dubbel 2001** Beitz, Wolfgang; Grote, Karl-Heinrich (Hrsg.): Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Auflage. Berlin: Springer 2001, ISBN: 3-540-67777-1
- Duden 1997** Drosdowski, Günther: Duden, Fremdwörterbuch. Herausgegeben vom wissenschaftlichen Rat der Dudenredaktion, Band 5, 6. Auflage. Mannheim: Dudenverlag 1997, ISBN: 3-411-04056-4
- Dupuis 1981** Dupuis, Heinrich: Mechanische Schwingungen und Stöße. In: Dupuis, Heinz (Hrsg.): Lehrbuch der Ergonomie, 2. Auflage. München: Hanser 1981, Seite 222 - 235
- Dylla 2006** Dylla, Simon: Einfluss von Schwingungsparametern auf den Schaltbetätigungscomfort von Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe. Tagung "Getriebe in Fahrzeugen 2006", VDI-Berichte Nr. 1943. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006, Seite 263 - 288. ISBN: 3-18-091943-4
- Ersoy 1998** Ersoy, M.: Entwicklungstendenzen für Getriebe-Außen-schaltungen. In: VDI-Berichte Nr. 1393. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998, Seite 273 - 286
- Goto et al. 1988** Goto, Y., Yagi, Y., Morimoto, Y.: Shift feel in manual transmission. An analysis of unsmooth shifting and gear clashing. In: JSAE Rev. 9, Seite 52 - 55
- Griffin 1990** Griffin, M.J.: Handbook of Human Vibration. London: Academic Press Limited 1990, ISBN: 0-12-303040-4.
- Grunwald / Krause 2001** Grunwald, Martin; Krause, Frank: Haptik-Design im Fahrzeugbau. In: Grunwald, Martin (Hrsg.): Grundlagen und Anwendungen zur haptischen Wahrnehmung. Basel: Birkhäuser 2001, Seite 171 - 176

- Guersing 2003** Guersing, Ludovic: Implementierung einer Schaltkomfortbewertung für Schaltgetriebe am Synchronprüfstand. Fachhochschule des Saarlandes und der Université de Metz am deutsch-französischen Hochschulinstitut für Technik und Wirtschaft, Diplomarbeit. Saarbrücken: 2003
- Hagemeyer et al. 2001** Hagemeyer, T.; Rinderknecht, S.; Rühle, G.: Entwicklungstendenzen in der Getriebetechnik. Tagung „Getriebe in Kraftfahrzeugen 2001“, VDI-Berichte Nr. 1610. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001, Seite 1 - 11
- Handrik 2005** Handrik, Philipp: Aufbau eines Messgetriebes zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens eines Getriebes mit Mehrfachsynchronisierungen. Westsächsische Hochschule Zwickau (FH), Diplomarbeit. Zwickau 2005
- Heißing 2002** Heißing, B.: Die Simulation als Tool im Produktentstehungsprozess von Kraftfahrzeugen, Tagung: Virtual Product Creation (Berlin). Wiesbaden: Vieweg 2002
- Hütte 2004** Czichos, Horst; Hennecke, Manfred (Hrsg.): Hütte, Das Ingenieurwissen. 32. Auflage. Berlin: Springer 2004, ISBN: 3-540-20325
- INA 2002** INA-Schaeffler KG (Hrsg.): Produkte für die Schaltung von Kfz-Getrieben, Automobil Produkt Information API 09. Herzogenaurach: 2002
- INA 2003** INA-Schaeffler KG (Hrsg.): Arretierungen für Kraftfahrzeug-Getriebe. Herzogenaurach: 2003
- Jopp 2004** Jopp GmbH (Hrsg.): Die äußere Schaltung. In: Die Bibliothek der Technik, Band 267. 2004, ISBN: 3-937889-04-3
- Jürgensohn / Kohlrep 2006** Jürgensohn, Thomas; Kohlrep, Harald: Objektivierung der Wahrnehmung von Zitterbewegungen bei Cabrios. In: Becker, Klaus (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III, Bd 56. Renningen: Expert 2006, Seite 108 - 117, ISBN: 3-8169-531-6
- Käppler 1993** Käppler, W.D.: Beitrag zur Vorhersage von Einschätzungen des Fahrverhaltens. Universität Kassel, Dissertation. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr.198, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993
- Kim et al. 2002** Kim, J.; Sung, D.; Soek, C.: Development of shift feeling simulator for a manual transmission. Tagung "Proc. of the 2002 IBEC and ATT Conferences". In: SAE-Paper 2002-01-2202, Seite 1 - 6

- Krüger 2005** Krüger, Hans-Peter: Forschungsmethoden der Psychologie. Vorlesungsumdruck Universität Würzburg, Institut für Psychologie, Interdisziplinäres Zentrum für Verkehrswissenschaften. Würzburg: 2005
- Krüger et al. 1999** Krüger, Hans-Peter; Neukum, Alexandra; Schuller, Jürgen: Bewertung von Fahrzeugeigenschaften. Vom Fahrgefühl zum Fahrergefühl. Tagung "3. Berliner Werkstatt Mensch-Maschine-Systeme". In: VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 22, Bewertung von Mensch-Maschine-Systemen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999
- Kurrle 2006** Kurrle: Der Schaltkraftsimulator. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 7-8/2006, Jhrg. 106. Wiesbaden: Vieweg 2006, Seite 552 - 559
- Kwittner et al. 2003** Kwittner, Götz; Back, Ottmar; Schreiber, Uwe: Simulation des Schaltvorgangs synchronisierter Kfz-Getriebe. In: Laschert, Andreas: Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik II. Renningen: Expert 2003, Seite 239 - 250, ISBN: 3-8169-2201-5
- Lechner / Naunheimer 1994** Lechner, Gisbert; Naunheimer, Harald: Fahrzeuggetriebe. Berlin: Springer 1994, ISBN: 3-540-57423-9
- Leist et al. 2005** Leist, S.; Donin, R.; Kelly, D.: Zusammenspiel Simulation/Erprobung bezüglich optimierter Schaltqualität von Handschaltgetrieben. Tagung: "Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung - Mess- und Versuchstechnik- 2005". In: VDI-Berichte Nr. 1900. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, Seite 57 - 68
- Liebl et al. 2006** Liebl, Andreas; Zeitler, Alfred; Schlittmeier, Sabine: Objektivierung des Subjektiven. Beurteilung der Geräuschcharakteristik von Fahrzeugen durch Testpersonen. In: Becker, Klaus (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III, Bd 56. Renningen: Expert 2006, Seite 163 - 181, ISBN: 3-8169-531-6
- Lukaszewicz 2003** Lukaszewicz, Thomas: Objektive Beurteilung der Schaltqualität von automatisierten Handschaltgetrieben (ASM). Tagung: "2. Internationales IIR-Symposium: Innovative Fahrzeug-Getriebe" Berlin: 2003
- Matthiesen 2002** Matthiesen, Sven: Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung, Dissertation. In: Albers, Albert (Hrsg.): IPEK-Forschungsberichte, Band 6, Karlsruhe 2002

- Meboldt 2008** Meboldt, Mirko: Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung – als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM). Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung, Dissertation. In: Albers, Albert (Hrsg.): IPEK–Forschungsberichte, Band 29, Karlsruhe 2008, ISSN 1615-8113
- Mertinkat / Krieg 2001** Mertinkat, R.; Krieg, W.-E.: Die neuen 6-Gang-Handschaftgetriebe von ZF. Tagung „Getriebe in Kraftfahrzeugen 2001“, VDI-Berichte Nr. 1610. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001, Seite 437 - 454
- Moir 1995** Moir, G.B.: An investigation into objective measures of gearshift quality. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D Nr. 209, Seite 273 - 279
- Perponcher 2007** Perponcher, Christian von: Schaltqualität von Handschaftgetrieben. Seminar. Veranstalter: Haus der Technik e.V. Ingolstadt 2007
- Porsche 2007** werksinterne Unterlagen der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Porscheplatz 1, 70435 Stuttgart, im Rahmen der Dissertation zu Forschungszwecken zur Verfügung gestellt
- Raeder / Wunderlich 1995** Raeder, M.; Wunderlich, P.: Beurteilung des Schaltkomforts von Handschaftgetrieben im Nutzfahrzeugbereich. In: VDI-Berichte Nr. 1175. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995, Seite 419 - 433
- Rastinger et al. 2003** Rastinger, B.; Hall, W.; Walter, G.: Die neuen BMW Sechsgang Handschaftgetriebe. Tagung „24. Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 539, Band 2. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003, Seite 236 - 252
- Razzacki 2004** Razzacki, S.T.: Synchronizer Design, A mathematical and dimensional treatise. Tagung "Transmission and Driveline Symposium 2004". In: SAE-Paper 2004-01-1230, 2004, Seite 293 - 301
- Ricardo 2006** Ricardo plc (Hrsg.): Handbuch "Objective Gearshift Analysis Software User Manual, Version 5.4". 2006
- Ricardo 2003** Ricardo plc (Hrsg.): Gear Shift Quality Assessment (GSQA) System, Homepage [www.ricardo.com](http://www.ricardo.com), Aktualisierung 15.03.2003
- Ries et al. 2004** Ries, R.; Krems, I.; Neuhaus, K.: Interdisziplinäre Methodik und ihre Anwendung zur Sicherstellung einer hohen Geräuschqualität bei der Entwicklung von Getrieben und deren Integration in Fahrzeuge. Tagung: "Getriebe in Fahrzeugen 2004". In: VDI-Berichte Nr. 1827. Düsseldorf: VDI-Verlag 2004, S. 817 - 832, ISBN: 3-18091827-6

- Röper 2000** Röper, H.: Systematik der Teilsysteme von Schaltungen für Kfz-Handschriftgetriebe. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Nr. 2/2000, Jhrg. 102. Wiesbaden: Vieweg 2000, Seite 98 - 106
- Röper et al. 2001** Röper, H.; Bieber, T.; Absenger, M.: Technische Parameter für die Schaltbarkeit konventioneller Handschriftgetriebe. Tagung „Getriebe in Kraftfahrzeugen 2001“, VDI-Berichte Nr. 1610. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001, Seite 553 - 572
- Röper / Yang 1998** Röper, H.; Yang, J.: Die Qualität des Schaltkraftverlaufs beim Gangwechsel manuell geschalteter Getriebe. In: VDI-Berichte Nr. 1393. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998, Seite 321 – 355
- Ropohl 1979** Ropohl, G.: Eine Systemtheorie der Technik - Zur Grundlegung der allgemeinen Technologie. München: Carl Hanser Verlag 1979
- Ropohl 1999** Ropohl, G.: Allgemeine Technologie. Eine Systemtheorie der Technik. 2. Auflage. München: Hanser 1999
- Schöggli et al. 2003** Schöggli, P.; Beidl, Ch.; Koegeler, H.M.: Methoden zur Automatisierung von Entwicklungsprozessen durch den Einsatz neuer Optimierungswerkzeuge und objektiv gemessener Kundenbedürfnisse. Tagung: "Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung -Mess- und Versuchstechnik- 2003". In: VDI-Berichte Nr. 4211. Düsseldorf: VDI-Verlag 2003, Seite 1755
- Stehle 2002** Stehle, Björn: Objektivierung der Schaltqualität von automatisierten Schaltgetrieben. Universität Stuttgart, Institut B für Mechanik. Diplomarbeit, Stuttgart: 2002
- Tietz 2002** Tietz, Werner: Haptische Auslegung der Fahrzeuginnenausstattung bei Audi. In: Grunwald, Martin (Hrsg.): Grundlagen und Anwendungen zur haptischen Wahrnehmung. Basel: Birkhäuser 2002, Seite 177 - 185
- Wallentowitz 2004** Wallentowitz, Henning: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen. Vorlesungsumdruck Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Institut für Kraftfahrwesen. Aachen: 2004, ISBN 3-925 194-32-0
- Zhang et al. 1996** Zhang, Lijan; Helander, M.G.; Drury, C.G.: Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting. In: Human Factors, Jhrg. 38 (3), Seite 377 - 389



**Zwisler 2001** Zwisler, Rainer: Haptische Wahrnehmung in der Mensch-Maschine-Interaktion. In: Gunwald, Martin (Hrsg.): Grundlagen und Anwendungen zur haptischen Wahrnehmung. Basel: Birkhäuser 2001, Seite 161 - 170

## Anhang

### Subjektiver Bewertungsbogen, Entwurf Nr. 1:

#### 1) Beurteilung der Vorwählkennlinie

Bitte bewegen Sie den Hebel aus der Neutralposition an den rechten und linken Anschlag und wieder zurück. Betätigen Sie dabei auch mehrfach die Schlagsperre des Rückwärtsgangs. Beurteilen Sie bitte die folgenden Kriterien:

| Nr.  | Kriterium                          | viel zu klein  | zu klein  | genau richtig | zu groß  | viel zu groß  |
|------|------------------------------------|----------------|-----------|---------------|----------|---------------|
| 1.1  | Vorwählkraft links                 |                |           |               |          |               |
| 1.2  | Vorwählkraft rechts                |                |           |               |          |               |
| 1.3  | Rückstellkraft links               |                |           |               |          |               |
| 1.4  | Rückstellkraft rechts              |                |           |               |          |               |
| 1.5  | Kraft der Schlagsperre             |                |           |               |          |               |
|      |                                    | viel zu kurz   | zu kurz   | genau richtig | zu lang  | viel zu lang  |
| 1.6  | Vorwählweg links                   |                |           |               |          |               |
| 1.7  | Vorwählweg rechts                  |                |           |               |          |               |
|      |                                    | viel zu weich  | zu weich  | genau richtig | zu steif | viel zu steif |
| 1.8  | Anschlagsteifigkeit rechts (5/6)   |                |           |               |          |               |
| 1.9  | Anschlagsteifigkeit links (1/2)    |                |           |               |          |               |
| 1.10 | Anschlagsteifigkeit ganz links (R) |                |           |               |          |               |
| 1.11 | Steifigkeit um N                   |                |           |               |          |               |
|      |                                    | viel zu gering | zu gering | genau richtig | zu hoch  | viel zu hoch  |
| 1.12 | Rastwirkung nach rechts            |                |           |               |          |               |
| 1.13 | Rastwirkung nach links             |                |           |               |          |               |

Beurteilen Sie nun die folgenden Störgrößen:

| Nr.  | Kriterium                                                           | unauffällig | leicht auffällig | stark auffällig |
|------|---------------------------------------------------------------------|-------------|------------------|-----------------|
| 1.14 | hochfrequente Kraftschwingungen beim Wählvorgang (Rauheit)          |             |                  |                 |
| 1.15 | niederfrequente Kraftschwingungen beim Wählvorgang (Fehlrastierung) |             |                  |                 |

## 2) Beurteilung der kraftfreien Spiele

Bitte führen Sie den folgenden Vorgang für alle Gänge durch (auch N und R):

Legen Sie den Gang ein. Drücken Sie den Hebel mit ca. 30 N in eine Richtung und lassen Sie ihn langsam los. Drücken Sie ihn anschließend mit der gleichen Kraft in die entgegengesetzte Richtung und lassen Sie ihn wieder los. Überprüfen Sie den Abstand der beiden kraftfreien Schalthebelpositionen. Führen Sie den Vorgang in alle Richtungen durch. Beurteilen Sie bitte die folgenden Kriterien:

| Nr. | Kriterium                | viel zu klein | zu klein | genau richtig | zu groß | viel zu groß |
|-----|--------------------------|---------------|----------|---------------|---------|--------------|
| 2.1 | Spiel in Schaltrichtung  |               |          |               |         |              |
| 2.2 | Spiel in Vorwählrichtung |               |          |               |         |              |

Optional: Falls die kraftfreien Spiele nicht gleichmäßig über alle Gänge verteilt sind, geben Sie bitte die Ausreißer an:

| Gang | relativ kleines Spiel | relativ großes Spiel |
|------|-----------------------|----------------------|
| N    |                       |                      |
| 1    |                       |                      |
| 2    |                       |                      |
| 3    |                       |                      |
| 4    |                       |                      |
| 5    |                       |                      |
| 6    |                       |                      |
| R    |                       |                      |

## 3) Beurteilung Elastizitäten

Bitte führen Sie den folgenden Vorgang für alle Gänge durch (auch R, **nicht** N):

Legen Sie den Gang ein. Drücken Sie den Hebel mit ca. 100 N in alle Richtungen, bei denen der Gang nicht ausgelegt wird. Beurteilen Sie bitte die folgenden Kriterien:

| Nr. | Kriterium                      | viel zu weich | zu weich | genau richtig | zu steif | viel zu steif |
|-----|--------------------------------|---------------|----------|---------------|----------|---------------|
| 3.1 | Elastizität in Schaltrichtung  |               |          |               |          |               |
| 3.2 | Elastizität in Vorwählrichtung |               |          |               |          |               |

Optional: Falls die Elastizitäten nicht gleichmäßig über alle Gänge verteilt sind, geben Sie bitte die Ausreißer an:

| Gang | relativ weich | relativ steif |
|------|---------------|---------------|
| 1    |               |               |
| 2    |               |               |
| 3    |               |               |
| 4    |               |               |
| 5    |               |               |
| 6    |               |               |
| R    |               |               |

#### 4) Beurteilung der statischen Schaltvorgänge

Führen Sie nun Schaltvorgänge durch. Der Schaltvorgang soll mit gleichmäßiger Geschwindigkeit durchgeführt werden und 2 - 3 s dauern. Schalten Sie bitte alle einstufigen Schaltungstypen (1->2 bis 6->5) und beurteilen Sie dabei die folgenden Kriterien:

| Nr. | Kriterium                                                                    | viel zu klein | zu klein | genau richtig | zu groß | viel zu groß |
|-----|------------------------------------------------------------------------------|---------------|----------|---------------|---------|--------------|
| 4.1 | Auslegekraft des alten Gangs                                                 |               |          |               |         |              |
| 4.2 | Kraftniveau zwischen den Kraftspitzen (kleine Kraft = starker Servoeffekt)   |               |          |               |         |              |
| 4.3 | Einlegekraft des neuen Gangs                                                 |               |          |               |         |              |
| 4.4 | Kraftniveau nach der Einlegekraftspitze (kleine Kraft = starker Servoeffekt) |               |          |               |         |              |
|     |                                                                              | viel zu kurz  | zu kurz  | genau richtig | zu lang | viel zu lang |
| 4.5 | Schaltweg                                                                    |               |          |               |         |              |

Optional: Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißen, geben Sie diese bitte an:

| Kriterium                               | relativ klein bei Schaltung | relativ groß bei Schaltung |
|-----------------------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| Auslegekraft des alten Gangs            |                             |                            |
| Kraftniveau zwischen den Kraftspitzen   |                             |                            |
| Einlegekraft des neuen Gangs            |                             |                            |
| Kraftniveau nach der Einlegekraftspitze |                             |                            |
|                                         | relativ kurz bei Schaltung  | relativ lang bei Schaltung |
| Schaltweg                               |                             |                            |

Beurteilen Sie nun die folgenden Störgrößen:

| Nr. | Kriterium                                                             | unauffällig | leicht auffällig | stark auffällig |
|-----|-----------------------------------------------------------------------|-------------|------------------|-----------------|
| 4.6 | hochfrequente Kraftschwingungen bei Schaltvorgang (Rauheit)           |             |                  |                 |
| 4.7 | niederfrequente Kraftschwingungen im Schaltvorgang (Doppelrastierung) |             |                  |                 |
| 4.8 | Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen                              |             |                  |                 |

Optional: Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißen, geben Sie diese bitte an:

| Kriterium                                                             | relativ auffällig bei Schaltung | relativ unauffällig bei Schaltung |
|-----------------------------------------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| hochfrequente Kraftschwingungen bei Schaltvorgang (Rauheit)           |                                 |                                   |
| niederfrequente Kraftschwingungen im Schaltvorgang (Doppelrastierung) |                                 |                                   |
| Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen                              |                                 |                                   |

### 5) Beurteilung der dynamischen Schaltvorgänge

Bitte starten Sie den Motor. Führen Sie im folgenden Schaltvorgänge im unten stehenden Betriebsparameterraum durch.

|                                                                                                                                                                                     |                                                                   |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| Schaltungsarten                                                                                                                                                                     | 1->2, 2->1, 2->3, 3->2, 3->4, 4->3, 4->5, 5->4, 5->6, 6->5, N->1* |
| Schaltdrehzahl bei Hochschaltungen bzw. Anschlussdrehzahl bei Rückschaltungen                                                                                                       | 2000 U/min - 6000 U/min                                           |
| mittlere Synchronkraft                                                                                                                                                              | 0 N - 250 N                                                       |
| * die N->1 Schaltung soll nur bei Leerlaufdrehzahl durchgeführt werden. Dazu mit 10 - 30 km/h fahren, auskuppeln, Gang auslegen, einkuppeln, 5 s warten, auskuppeln, Gang einlegen. |                                                                   |

**Wichtig ist, dass der Betriebsparameterraum vollständig bis an die Grenzen ausgefahren wird. Sollte dies nicht möglich sein, streichen Sie bitte nicht durchgeführte Schaltungen in der obigen Tabelle durch.**

Beurteilen Sie bitte die folgenden Kriterien:

| Nr. | Kriterium     | viel zu klein | zu klein | genau richtig | zu groß | viel zu groß |
|-----|---------------|---------------|----------|---------------|---------|--------------|
| 5.1 | Synchronkraft |               |          |               |         |              |

Optional: Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißen, geben Sie diese bitte an:

| Kriterium     | relativ hoch bei Schaltung | relativ gering bei Schaltung |
|---------------|----------------------------|------------------------------|
| Synchronkraft |                            |                              |

Beurteilen Sie nun die folgenden Störgrößen:

| Nr. | Kriterium                                                                                                                    | unauffällig | leicht auffällig | stark auffällig |
|-----|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|------------------|-----------------|
| 5.2 | Schaltstörungen nach der Synchronsperre<br>(Hochschaltkratzen, Schwingungskratzen, Doppelte Druckpunkte, Einlegehänger, ...) |             |                  |                 |
| 5.3 | Schaltstörungen während der Synchronsperre<br>(Entsperrhemmung, Synchronversagen, ...)                                       |             |                  |                 |
| 5.4 | Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen                                                                                     |             |                  |                 |
| 5.5 | Einlegeschwierigkeiten N->1                                                                                                  |             |                  |                 |

Optional: Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißen, geben Sie diese bitte an:

| Kriterium                                                                                                    | relativ auffällig bei Schaltung | relativ unauffällig bei Schaltung |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| Schaltstörungen nach der Synchronsperre<br>(Hochschaltkratzen, Schwingungskratzen, Doppelte Druckpunkte,...) |                                 |                                   |
| Schaltstörungen während der Synchronsperre<br>(Entsperrhemmung, Synchronversagen, ...)                       |                                 |                                   |
| Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen                                                                     |                                 |                                   |

### 5) Beurteilung des Gesamtzustandes

Beurteilen Sie abschließend bitte den Gesamtzustand nach PBI:

|               |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |
|---------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|
| Gesamtzustand | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|

| Bewertungsindex     | nicht kundenfähig           |                                        |                        |                                    | Grenzfall                                | kundenfähig                            |                |                |                    |                   |
|---------------------|-----------------------------|----------------------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------------------------|----------------------------------------|----------------|----------------|--------------------|-------------------|
|                     | 1                           | 2                                      | 3                      | 4                                  | 5                                        | 6                                      | 7              | 8              | 9                  | 10                |
| Störungen           | nicht annehmbar             |                                        |                        | un-angenehm                        | Verbesserung erforderlich                | mäßig                                  | leicht         | sehr leicht    | Spuren             | nicht wahrnehmbar |
| Festgestellt von... | allen Kunden                | Durchschnittskunden                    |                        |                                    | kritischen Kunden                        |                                        |                | Experten       |                    | niemand           |
| Kundenreaktion      | "Liegenbleiber" abschleppen | "Liegenbleiber" Werkstattbesuch sofort | Werkstattbesuch sofort | Werkstattbesuch sobald wie möglich | Werkstattbesuch bei nächster Gelegenheit | Hinweis beim regulären Werkstatttermin | keine          | keine          | keine              | keine             |
| Kundenempfindung    | extrem verärgert            | extrem verärgert                       | verärgert              | massiv unzufrieden                 | stark enttäuscht                         | leicht enttäuscht                      | noch zufrieden | voll zufrieden | positiv überrascht | begeistert        |

### 6) Bemerkungen

**Subjektiver Bewertungsbogen, Entwurf Nr. 2:**

### 1) Beurteilung der Vorwählkennlinie

Bitte bewegen Sie den Hebel aus der Neutralposition an den rechten und linken Anschlag und wieder zurück. Betätigen Sie dabei auch mehrfach die Schlagsperre des Rückwärtsgangs. Beurteilen Sie bitte die folgenden **Charakterkriterien**:

| Kriterium                 |                | viel zu klein  | zu klein  | genau richtig | zu groß  | viel zu groß  |
|---------------------------|----------------|----------------|-----------|---------------|----------|---------------|
| Betätigungskraft          | links (1/2)    |                |           |               |          |               |
|                           | rechts (5/6)   |                |           |               |          |               |
|                           | ganz links (R) |                |           |               |          |               |
|                           |                | viel zu kurz   | zu kurz   | genau richtig | zu lang  | viel zu lang  |
| Betätigungsweg            | links (1/2)    |                |           |               |          |               |
|                           | rechts (5/6)   |                |           |               |          |               |
|                           | ganz links (R) |                |           |               |          |               |
|                           |                | viel zu klein  | zu klein  | genau richtig | zu groß  | viel zu groß  |
| Reibung                   | links (1/2)    |                |           |               |          |               |
|                           | rechts (5/6)   |                |           |               |          |               |
|                           |                | viel zu w.     | zu weich  | genau richtig | zu steif | viel zu steif |
| Elastizität der Anschläge | links (1/2)    |                |           |               |          |               |
|                           | rechts (5/6)   |                |           |               |          |               |
|                           | ganz links (R) |                |           |               |          |               |
|                           |                | viel zu gering | zu gering | genau richtig | zu stark | viel zu stark |
| Rastwirkung / Servoeffekt | links (1/2)    |                |           |               |          |               |
|                           | rechts (5/6)   |                |           |               |          |               |
|                           | ganz links (R) |                |           |               |          |               |

Beurteilen Sie nun die folgenden **Störgrößen**:

| Kriterium |                | unauffällig | leicht auffällig | stark auffällig |
|-----------|----------------|-------------|------------------|-----------------|
| Störung   | niederfrequent |             |                  |                 |
|           | hochfrequent   |             |                  |                 |



## 2) Beurteilung der Schalthebelspiele und der Elastizitäten

Bitte führen Sie den folgenden Vorgang für alle Gänge durch (auch N und R):

a) Legen Sie den Gang ein. Bewegen Sie den Hebel mit geringer Kraft ( $\sim 5\text{N}$ ) in alle Richtungen und bewerten Sie das spürbare Schalthebelspiel.

b) Legen Sie den Gang ein (**nicht N**). Drücken Sie den Hebel mit ca. 100 N in alle Richtungen, **bei denen der Gang nicht ausgelegt** wird und bewerten Sie die Anschlagelastizität.

Beurteilen Sie bitte die folgenden **Charakterkriterien**:

| Kriterium   |                 | viel zu klein | zu klein | genau richtig | zu groß | viel zu groß |
|-------------|-----------------|---------------|----------|---------------|---------|--------------|
| Spiel       | Schaltrichtung  |               |          |               |         |              |
|             | Vorwählrichtung |               |          |               |         |              |
| Elastizität | Schaltrichtung  |               |          |               |         |              |
|             | Vorwählrichtung |               |          |               |         |              |

**Optional:** Falls ein Kriterium in den verschiedenen Gängen unterschiedlich ausgeprägt ist, tragen Sie bitte in obige Tabelle den Gesamteindruck ein. In der folgenden Tabelle können Ausreißer identifiziert werden.

|             | Gang    | Schalthebelspiel $\updownarrow$ | Elastizität $\updownarrow$ |
|-------------|---------|---------------------------------|----------------------------|
| Beispiel -> | 1, 3, 5 | $\uparrow$                      | $\downarrow$               |
|             |         |                                 |                            |
|             |         |                                 |                            |
|             |         |                                 |                            |

**3) Beurteilung der statischen Schaltvorgänge**

Führen Sie nun Schaltvorgänge durch. Der Schaltvorgang soll mit gleichmäßiger Geschwindigkeit durchgeführt werden und 2 - 3 s dauern. Schalten Sie bitte alle einstufigen Schaltungstypen (1->2 bis 6->5) und beurteilen Sie dabei die folgenden **Charakterkriterien**:

| Kriterium                 |          | viel zu klein  | zu klein  | genau richtig | zu groß  | viel zu groß  |
|---------------------------|----------|----------------|-----------|---------------|----------|---------------|
| Betätigungskraft          | auslegen |                |           |               |          |               |
|                           | einlegen |                |           |               |          |               |
|                           |          | viel zu kurz   | zu kurz   | genau richtig | zu lang  | viel zu lang  |
| Betätigungsweg            | auslegen |                |           |               |          |               |
|                           | einlegen |                |           |               |          |               |
|                           |          | viel zu gering | zu gering | genau richtig | zu stark | viel zu stark |
| Servoeffekt               | auslegen |                |           |               |          |               |
|                           | einlegen |                |           |               |          |               |
|                           |          | viel zu w.     | zu weich  | genau richtig | zu steif | viel zu steif |
| Elastizität der Anschlags |          |                |           |               |          |               |

**Optional:** Falls ein Kriterium in den verschiedenen Gängen unterschiedlich ausgeprägt ist, tragen Sie bitte in obige Tabelle den Gesamteindruck ein. In der folgenden Tabelle können Ausreißer identifiziert werden.

| Schaltvorgang    | Betätigungskraft ↓↑ |   | Betätigungsweg ↓↑ |   | Servoeffekt ↓↑ |   | Elastizität des Anschlags ↓↑ |
|------------------|---------------------|---|-------------------|---|----------------|---|------------------------------|
|                  | a                   | e | a                 | e | a              | e |                              |
| Beispiel -> 1->2 |                     |   | ↑                 |   |                |   | ↓                            |
|                  |                     |   |                   |   |                |   |                              |
|                  |                     |   |                   |   |                |   |                              |
|                  |                     |   |                   |   |                |   |                              |

Beurteilen Sie nun die folgenden **Störgrößen**:

| Kriterium                                |                | unauffällig | leicht auffällig | stark auffällig |
|------------------------------------------|----------------|-------------|------------------|-----------------|
| Störung                                  | niederfrequent |             |                  |                 |
|                                          | hochfrequent   |             |                  |                 |
| Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen |                |             |                  |                 |

**Optional:** Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißern, geben Sie diese bitte an:

| Schaltvorgang    | Störung ↓↑ |   | Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen ↓↑ |
|------------------|------------|---|---------------------------------------------|
|                  | h          | n |                                             |
| Beispiel -> 1->2 | ↑          |   | ↑                                           |
|                  |            |   |                                             |
|                  |            |   |                                             |

#### 4) Beurteilung der dynamischen Schaltvorgänge

Bitte starten Sie den Motor. Führen Sie im folgenden Schaltvorgänge im unten stehenden Betriebsparameterraum durch. Sollten die Schaltvorgänge nicht im Gesamten Betriebsparameterraum durchgeführt werden, streichen Sie bitte die nicht berücksichtigten Bereiche in nachfolgender Tabelle durch.

|                                                                               |                                                                   |
|-------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| Schaltungsarten                                                               | 1->2, 2->1, 2->3, 3->2, 3->4, 4->3, 4->5, 5->4, 5->6, 6->5, N->1* |
| Schaltdrehzahl bei Hochschaltungen bzw. Anschlussdrehzahl bei Rückschaltungen | 2000 3000 4000 5000 6000 7000                                     |
| mittlere Synchronkraft                                                        | 0 50 150 200 250 300 350 400                                      |

\* Die N->1 Schaltung soll nur bei Leerlaufdrehzahl durchgeführt werden. Dazu im Stand Schalthebel in Neutralposition, einkuppeln, auskuppeln, Gang einlegen.

Beurteilen Sie bitte die folgenden **Charakterkriterien**:

| Kriterium     | viel zu klein | zu klein | genau richtig | zu groß | viel zu groß |
|---------------|---------------|----------|---------------|---------|--------------|
| Synchronkraft |               |          |               |         |              |

**Optional:** Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißen, geben Sie diese bitte an:

| Schaltvorgang    | Temperatur | Schaltdrehzahl | Schaltkraft | Synchronkraft ⚡ |
|------------------|------------|----------------|-------------|-----------------|
| Beispiel -> 1->2 | warm       | > 4000         | gering      | ↑               |
|                  |            |                |             |                 |
|                  |            |                |             |                 |
|                  |            |                |             |                 |

Beurteilen Sie nun die folgenden **Störgrößen**:

| Kriterium                                       |                           | unauffällig | leicht auffällig | stark auffällig |
|-------------------------------------------------|---------------------------|-------------|------------------|-----------------|
| <b>Schaltstörungen</b>                          | Kratzen                   |             |                  |                 |
|                                                 | Druckpunkte               |             |                  |                 |
|                                                 | Einlegehänger             |             |                  |                 |
|                                                 | Synchronversagen          |             |                  |                 |
|                                                 | Auslegehänger             |             |                  |                 |
|                                                 | wechselnde Synchronkräfte |             |                  |                 |
| Entsperrhemmung                                 |                           |             |                  |                 |
| <b>Unsicherheit bei Diagonalschaltvorgängen</b> |                           |             |                  |                 |

**Optional:** Falls einzelne Schaltvorgänge ausreißen, geben Sie diese bitte an:

| Schaltvorgang    | Temperatur | Schaltdrehzahl | Schaltkraft | Störung ⚡         |
|------------------|------------|----------------|-------------|-------------------|
| Beispiel -> 2->1 | kalt       | alle           | alle        | Entsperrhemmung ↑ |
|                  |            |                |             |                   |
|                  |            |                |             |                   |
|                  |            |                |             |                   |

### 5) Beurteilung des Gesamtzustandes

Beurteilen Sie abschließend bitte den Gesamtzustand nach folgender Skalierung:

| Bewertungsindex     | nicht kundenfähig           |                                        |                        |                                    | Grenzfall                                | kundenfähig                            |                |                |                    |                   |
|---------------------|-----------------------------|----------------------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------------------------|----------------------------------------|----------------|----------------|--------------------|-------------------|
|                     | 1                           | 2                                      | 3                      | 4                                  | 5                                        | 6                                      | 7              | 8              | 9                  | 10                |
| Störungen           | nicht annehmbar             |                                        |                        | un-angenehm                        | Verbesserung erforderlich                | mäßig                                  | leicht         | sehr leicht    | Spuren             | nicht wahrnehmbar |
| Festgestellt von... | allen Kunden                | Durchschnittskunden                    |                        |                                    | kritischen Kunden                        |                                        |                | Experten       |                    | niemand           |
| Kundenreaktion      | "Liegenbleiber" abschleppen | "Liegenbleiber" Werkstattbesuch sofort | Werkstattbesuch sofort | Werkstattbesuch sobald wie möglich | Werkstattbesuch bei nächster Gelegenheit | Hinweis beim regulären Werkstatttermin | keine          | keine          | keine              | keine             |
| Kundenempfindung    | extrem verärgert            | extrem verärgert                       | verärgert              | massiv unzufrieden                 | stark enttäuscht                         | leicht enttäuscht                      | noch zufrieden | voll zufrieden | positiv überrascht | begeistert        |

### 6) Bemerkungen

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Simon Dylla

geboren am 13.06.1978 in Wuppertal

verheiratet, zwei Töchter (\*2007, \*2009)

### Bildungsgang

08/1984 – 07/1988

Gemeinschaftsgrundschule Gruitzen

08/1988 – 07/1997

Städtisches Gymnasium Haan, allgemeine Hochschulreife

10/1997 – 09/2004

Maschinenbaustudium an der Rheinisch-Westfälisch-Technischen Hochschule Aachen, Diplom

seit 10/2004

Promotion an der Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung (IPEK)

### Berufstätigkeit

07/2000 – 01/2004

studentischer Mitarbeiter am Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika)

10/2004 – 09/2007

Doktorand der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

seit 10/2007

Entwicklungsingenieur Getriebeapplikation bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG