

# **Analyse und Vergleich von Getriebeaktuatorsystemen**

Masterarbeit  
von  
Christian S. Peinhaupt, BSc.

## **Technische Universität Graz**

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hannes Hick

Dipl.-Ing. Thomas Tscherner

## **AVL List GmbH.**

Passenger Car Transmission Engineering and Technology Powertrain  
Systems

Dipl.-Ing. Ivan Andrasec

Graz, im Dezember 2016

In Kooperation mit:

**AVL List GmbH.**



## Danksagung

Ich möchte mich hiermit bei meinen beiden Betreuern Prof. Hannes Hick und Dipl.-Ing. Ivan Andrasec herzlich für die Unterstützung bedanken. Durch ihre Anregungen und technische Hilfestellung sowie das eine oder andere offene Ohr bei Problemstellungen habe ich mich stets bestens betreut gefühlt.

Großer Dank gilt auch Hrn. Dipl.-Ing. (FH) Wolfgang Ebner und Hrn. Dipl.-Ing. Johannes Rumetshofer (beide VIF Graz) die mir im speziellen in schwierigen und oft aussichtslosen Situationen bei den Simulationsmodellen sehr weitergeholfen haben.

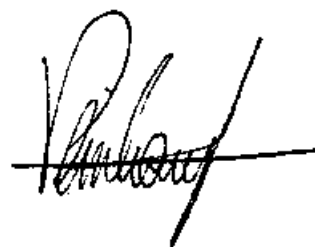
Danke auch an meinen Zweitbetreuer, Hrn. Dipl.-Ing. Thomas Tscherner des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, für die Unterstützung bei der schriftlichen Ausarbeitung.

Vielen Dank an Fr. Mirjam Bauer und Hrn. Dipl.-Ing (FH) Mario Brunner (beide AVL List GmbH.), ohne die diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre.

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 30.12.2016

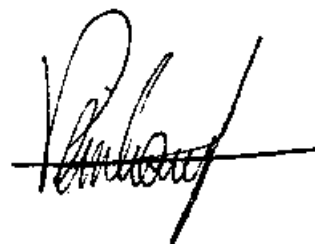
A handwritten signature in black ink, consisting of a large, stylized initial 'V' followed by a series of loops and a long horizontal stroke at the end.

(Unterschrift)

## STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

30<sup>th</sup> of December, 2016

A handwritten signature in black ink, identical to the one above, consisting of a large, stylized initial 'V' followed by a series of loops and a long horizontal stroke at the end.

(signature)

## Kurzfassung

Immer strenger werdende Abgasgesetzgebungen in aller Welt zwingen Fahrzeughersteller, Kraftstoffverbrauch und damit CO<sub>2</sub>-Ausstoß zu minimieren. Um die vorgegebenen Grenzwerte der Legislative einhalten zu können, gibt es verschiedene Möglichkeiten. Aus Sicht der Verbrennungskraftmaschine bieten sich unter anderem down-sizing, Zylinderabschaltung, voll variabler Ventiltrieb sowie die Verschiebung des Lastpunktes hin zur Vollastlinie und damit in verbrauchgünstigere Regionen an. Letzteres bedarf allerdings einer ausgewogenen Abstimmung und Zusammenarbeit mit dem Getriebe des Fahrzeuges. Um das frühzeitige Schalten in einen höheren Gang zu realisieren, muss das Getriebe automatisiert werden, da der Fahrer selbst den Fahrbetrieb mit niedriger Drehzahl und bei hoher Last wahrscheinlich als unangenehm empfindet und somit den frühen Schaltvorgang nicht durchführen würde.

Eine Herausforderung stellt in diesem Zusammenhang die fehlende Zugkraftreserve des Motors bei niedrigen Drehzahlen dar, wodurch der Fahrer beim Handschaltgetriebe bei notwendigen Beschleunigungsvorgängen gezwungen ist, eine oder mehrere Rückschaltungen durchzuführen. Somit sind die Anforderungen für die Automatisierung – um die Vorteile der Lastpunktverschiebung nutzen zu können – neben den oben angeführten, wie folgt: kurze Schaltzeiten und ein geringer Energiebedarf.

Ein konstruktionsbedingt schnellschaltendes Getriebekonzept ist das Doppel-Kupplungs-Getriebe, da hier der nächste Gang bereits vorgewählt anliegt und durch die lastunterbrechungsfreie Drehmomentübergabe zwischen den beiden Kupplungen ein rascher Gangwechsel ohne Vortriebsverlust des Fahrzeuges möglich ist. Die konstruktiven Lösungen für Schalt- und Kupplungsbetätigung können dabei sehr unterschiedlich sein.

In dieser Arbeit wurden dazu unterschiedliche Systeme innerhalb drei Untersuchungsbereichen analysiert: Kosten, Wirkungsgrad und Dynamik sowie Zuverlässigkeit. Zu Beginn wurden durch Recherche insgesamt 14 unterschiedliche Systeme erarbeitet und für die Auswahl von drei Konstruktionen durch Experten des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik sowie der AVL List GmbH. aufbereitet. Im Zuge dieser Recherche entstand auch eine eigene Idee für eine Art der elektro-hydraulischen Aktuierung.

Die Entscheidung welche der recherchierten Systeme weiter betrachtet werden, wurde von Experten der AVL List GmbH. und des Instituts getroffen. Es wurde eine elektro-hydraulische Betätigung von Volkswagen, eine elektro- mechanische Kupplungsbetätigung der Firma LuK und eine elektro-mechanische Schaltbetätigung der Firma GETRAG betrachtet.

Mittels „Reverse Engineering“ wurden Stücklisten zu den Systemen aufgebaut und die Fertigungsschritte der einzelnen Bauteile ermittelt, um die Herstellkosten berechnen zu können. Die Erkenntnisse und das Verständnis daraus konnten für die Berechnung der Systeme genutzt werden.

Die beiden elektro-mechanischen Systeme wurden priorisiert und dazu vereinfachte Simulationsmodelle aufgebaut. Es wurde gezeigt wie der sukzessive Aufbau dieser Modelle erfolgte und welche Vereinfachungen in den einzelnen Phasen getroffen wurden. Aufgrund fehlender Werte zu den Aktuatoren, die teilweise im verbauten Zustand ermittelt werden müssen, konnten die erstellten Simulationsmodelle für die Ermittlung von Wirkungsgrad und Dynamik nicht eingesetzt werden.

Zum Abschluss wurde noch die Zuverlässigkeit der beiden Ausführungen von LuK und GETRAG mittels „Failure Mode and Effects Analysis“ (FMEA) betrachtet. Die dabei durchgeführte Konstruktions-FMEA liefert Einblicke in das Zusammenwirken der einzelnen Bauteile und die Folgen, die Fehler haben können.

## Abstract

Vehicle manufacturers are further forced to reduce CO<sub>2</sub> emissions and fuel consumption to fulfill severely emission legislations. There are different solutions to meet specified boundaries. Variable valve timing, down-sizing, cylinder cut-off and adjustment of the working point towards full load are only a few possibilities. The last one needs a balanced coordination between the internal combustion engine and the transmission. In order to realize a high load- low speed operating point of the engine, the transmission has to be automated, since the driver would possibly not choose a higher gear. The missing drag for acceleration at low engine speed is one challenging factor in this context. Therefore the requirements for automation of the transmission are clear: short shifting time and low demand of energy.

A very fast shifting transmission concept is the double clutch transmission (DCT). While one gear is engaged the next gear can be pre-selected. The corresponding shafts are separated by two different clutches. While the clutch for the engaged gear is closed the second one is open. Through overlapping handover of the torque from one clutch to the other, the gear change is free of load interruption. The constructive solutions for clutch and shifting actuation are very different.

During this thesis different systems for clutch and gear actuation have been analyzed according to the three topics: costs, efficiency and dynamic as well as reliability. 14 systems have been investigated and prepared to be able to make a decision for three systems to be further analyzed in this thesis. This decision was made by experts of the Institute of Machine Components and Methods of Development and the AVL List GmbH. During the research for the different systems, an own idea for an actuation was developed.

The three systems for the further examination were an electro-hydraulic actuation from Volkswagen, an electro-mechanical clutch actuation from LuK and the electro-mechanical shifting actuation by GETRAG.

In order to be able to calculate the manufacturing costs, bill of materials and corresponding manufacturing steps have been determined through reverse engineering.

After the two electro-mechanical systems have been prioritized, the development of simulation models for these systems started. It was possible to explain how these models were generated in different phases which contain different simplifications till the point of well approximation of the actual conditions. Meanwhile it has been detected that different, for the simulation required parameters of the actuators, such as spring stiffness or shifting forces, were not available. Therefore the models could not be used to make statements about dynamic and efficiency.

Finally the two systems from LuK and GETRAG have been observed in a failure mode and effects analysis (FMEA). This design FMEA provides insight in the cooperation of the single components and in how different possible failures effect the operation.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Ausgangssituation.....	1
1.2	Aufgabenstellung.....	1
1.3	Ziel.....	2
1.4	Vorgehensweise.....	2
<b>2</b>	<b>Das Fahrzeuggetriebe</b> .....	<b>3</b>
2.1	Aufgabe und Anforderungen.....	3
2.1.1	Zugkraftdiagramm.....	4
2.1.2	Verbrauchsoptimierung.....	7
2.2	Grundbegriffe.....	8
2.2.1	Übersetzung.....	8
2.2.2	Spreizung und Gangstufensprung.....	10
2.3	Einteilung von Fahrzeuggetrieben.....	15
2.3.1	Übertragungsformen.....	15
2.3.2	Anzahl der Getriebestufen.....	16
2.3.3	Schalten mit und ohne Zugkraftunterbrechung.....	17
2.3.4	Anwendung und Anordnung im Fahrzeug.....	18
2.4	Getriebekomponenten.....	19
2.4.1	Getriebegehäuse.....	20
2.4.2	Getriebewelle.....	21
2.4.3	Räder.....	23
2.4.4	Anfahr- und Schaltelemente.....	25
2.4.5	Gangschaltungselement.....	36
2.5	Doppelkupplungsgetriebe.....	40
2.5.1	Doppelkupplung.....	42
2.5.2	Aktuatorik.....	44
<b>3</b>	<b>Recherchierte Systeme</b> .....	<b>48</b>
3.1	Hydraulische Systeme.....	48
3.1.1	Ölpumpe.....	49
3.1.2	Ventile.....	53
3.1.3	Akkumulator.....	54
3.2	Elektrische Systeme.....	55



---

3.3	Vorstellung recherchierter Systeme.....	58
3.3.1	Mechanisch betriebene Pumpe .....	59
3.3.2	Mechanisch betriebene, 2-stufige Pumpe.....	60
3.3.3	Mechanische + elektrische Pumpe.....	61
3.3.4	Elektrisch betriebene Pumpen + Akkumulator .....	62
3.3.5	Elektrisch betriebene Pumpen + HD- Akkumulator .....	62
3.3.6	LuK elektro-hydr. Powerpack .....	63
3.3.7	Elektro-mechan. Kupplungs- und Schaltbetätigung + elektr. Pumpe .....	65
3.3.8	Elektro-mechan. Schaltbetätigung + elektr. Pumpen .....	66
3.3.9	LuK externer Federbandausrücker .....	67
3.3.10	LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator.....	67
3.3.11	BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator.....	69
3.3.12	LuK Active Interlock.....	71
3.3.13	GETRAG Schaltwalzen .....	73
3.3.14	RICARDO Linearmotoren.....	75
3.3.15	Konzeptidee Hybridsystem.....	76
3.4	Ergebnisse .....	77
<b>4</b>	<b>Kostenanalyse .....</b>	<b>79</b>
4.1	Herstellkosten .....	79
4.1.1	Materialkosten.....	80
4.1.2	Fertigungskosten.....	80
4.2	Benchmarking .....	81
4.2.1	Unterscheidung nach Objekten .....	81
4.3	Herstellkosten (HSK) elektro-hydraulische Aktuatorik.....	82
4.3.1	Aufbau der Stückliste .....	83
4.3.2	Produktbenchmark über CAD Modell .....	84
4.3.3	Produktbenchmark über reales Modell .....	86
4.3.4	Berechnung Herstellkosten .....	87
4.4	HSK elektro-mechanischer Hebelaktuator LuK und GETRAG-Schaltwalzen.....	89
4.5	Vergleich HSK Aktuatoren.....	92
<b>5</b>	<b>Analyse Wirkungsgrad und Dynamik.....</b>	<b>94</b>
5.1	MatLab Simulink.....	94
5.2	Aufbau und Funktionsweise LuK-Hebelaktuator .....	95

---

5.3	Simulationsmodell LuK-Hebelaktor.....	99
5.3.1	LuK-Hebelaktuator Schraubenmodell.....	101
5.3.2	LuK Hebelaktuator Phase 0.....	118
5.3.3	LuK Hebelaktuator Phase 1.....	127
5.3.4	LuK Hebelaktuator Phase 2.....	131
5.3.5	Fazit.....	134
5.4	Aufbau und Funktionsweise GETRAG Schaltwalzen.....	134
5.5	Simulationsmodell GETRAG-Schaltwalzen .....	135
5.6	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	139
<b>6</b>	<b>Betrachtung Zuverlässigkeit (FMEA) .....</b>	<b>140</b>
6.1	FMEA LuK Hebelaktuator.....	144
6.2	FMEA GETRAG-Schaltwalzen .....	145
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung, Ausblick und Verbesserung .....</b>	<b>146</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>147</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>149</b>
	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>154</b>
	<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>155</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>156</b>

# 1 Einleitung

Immer strengere Emissionsvorschriften und Verbrauchsreduktion sind unter anderem treibende Faktoren, die Hersteller weiter in die Elektrifizierung des Antriebsstranges zwingen. Als ein zentrales Element ist davon auch das Getriebe betroffen und kann einen wesentlichen Beitrag zur Lösung dieser Herausforderungen liefern. Um die Verbrennungskraftmaschine im optimalen Verbrauchsbereich bewegen zu können, sind Maßnahmen wie die Lastpunktverschiebung durch intelligente Getriebesysteme eine Möglichkeit. Dies setzt automatisierte Schaltvorgänge voraus, um zum richtigen Zeitpunkt den richtigen Gang eingelegt zu wissen. Schaltkomfort, Dynamik, Sportlichkeit und Agilität dürfen dabei jedoch nicht außer Acht gelassen werden. Lange Schaltvorgänge und hohe Momentensprünge müssen für eine gute Kundenakzeptanz vermieden werden. Gleichzeitig muss für die Hersteller der Mehrkostenaufwand im Vergleich zum konventionellen Getriebe gering gehalten werden.

## 1.1 Ausgangssituation

Das Doppelkupplungsgetriebe wurde im Jahre 1992 erstmalig von Porsche im Rennsport eingesetzt, davor kam es seit den 1940er Jahren in Nutzfahrzeugen zur Anwendung, jedoch nicht in Serie (vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 173). Ob des hohen Rechenaufwands (um die Kupplungsüberschneidung regeln zu können), schaffte es diese Getriebeart erst 2003 in die Serienanwendung (vgl. Allgeier et al., 2011, S. 106).

Das Doppelkupplungsgetriebe wird seitdem als DSG (Direktschaltgetriebe) von VW am Markt in Serienfahrzeugen angeboten (vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 173).

Gegenwärtig wird der Entwicklung von Doppelkupplungsgetrieben bei fast allen Herstellern große Aufmerksamkeit beigemessen. Ziel ist es, den guten Basiswirkungsgrad des Handschaltgetriebes mit dem hohen Komfort eines Stufenautomaten zu verbinden. Dabei ist die Betätigungsart der Kupplung und der Schaltelemente von zentraler Bedeutung für Wirkungsgrad, Komfort, Betätigungszeit und Kosten. Hier zeichnet sich noch keine eindeutige Präferenz ab. Die Hersteller setzen auf unterschiedlichste Konzepte. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 138)

## 1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung bestand darin, eine Vergleichbarkeit von Betätigungssystemen für Doppelkupplungsgetriebe in drei unterschiedlichen Bereichen zu schaffen: Kosten, Dynamik und Wirkungsgrad sowie Zuverlässigkeit.

Diese Bereiche wurden von der AVL List GmbH. als besonders interessant eingestuft und decken ein breites Spektrum ab.

### **1.3 Ziel**

Ziel dieser Arbeit ist es, vorhandene Betätigungssysteme für die Kupplungs- und Schaltbetätigung von Doppelkupplungsgetrieben zu recherchieren, Systeme aus diesen für die weiteren Betrachtungen auszuwählen, diese Systeme zu analysieren und im Hinblick auf ausgewählte Kriterien zu vergleichen. Als Basis für einen kostenmäßigen Vergleich werden die Herstellkosten herangezogen. Ein Aufbau von Simulationsmodellen in MatLab Simulink zur weiterführenden Analyse von Wirkungsgrad und Dynamik soll erfolgen. Um die einzelnen Ausführungen auch im Hinblick auf die Zuverlässigkeit beurteilen zu können, werden diese mit Hilfe einer FMEA betrachtet.

### **1.4 Vorgehensweise**

Zu Beginn dieser Arbeit wurde eine Vielzahl von bestehenden Betätigungssystemen sowohl für die Kupplungs- als auch für die Schaltbetätigung recherchiert. Die Ergebnisse daraus werden in Kapitel 3 dieser Arbeit vorgestellt.

Aus den ermittelten Systemen wurden anhand ihrer Eigenschaften und des Reifegrades durch Experten des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik sowie der AVL List GmbH. drei Varianten für die weiteren Betrachtungen ausgewählt.

In Kapitel 4 wird gezeigt, wie durch verschiedene Methoden umfangreiche Stücklisten zu diesen Systemen aufgebaut wurden, die als Grundlage für die anschließende Berechnung der Herstellkosten notwendig waren. Abmessungen, Materialien, Gewicht etc. wurden ebenso ermittelt wie jeder einzelne Bearbeitungsschritt jedes Bauteils. Die Unterteilung der Bauteile in Zukauf-, Norm- sowie Eigenfertigungsteil bildete eine weitere wichtige Grundlage für die späteren Berechnungen.

Durch die Ermittlung und detaillierte Analyse der Funktionsweise der Betätigungssysteme sowie die Betrachtung der äußeren Einflussfaktoren auf diese wurden in Kapitel 5, auf Basis dynamischer Berechnungen, Simulationsmodelle in MatLab Simulink aufgebaut.

## 2 Das Fahrzeuggetriebe

Um einen Überblick zu allen Rahmenbedingungen dieser Arbeit zu schaffen, ist es notwendig anfangs auf die Grundlagen aller zu betrachtenden Aspekte einzugehen. Der erste Teil der theoretischen Grundlagen des Getriebes ist wichtig, um die Anforderungen des Doppelkupplungsgetriebes an die Aktuatorik der Betätigungssysteme zu erläutern. Die theoretische Betrachtung der beteiligten Komponenten an Kupplungs- bzw. Schaltvorgang bildet die Basis für weitere Schritte, sowohl bei der Berechnung der Kosten als auch beim Aufbau der Simulationsmodelle.

Als Carl Benz im Jahr 1886 in Mannheim seinen Motorwagen vorstellte, war dieser noch weit entfernt von einem Getriebe mit Zahnradtechnik. Dennoch war es damals schon möglich, durch Umlagen des Triebriemens auf Scheiben unterschiedlicher Größe verschiedene Übersetzungen zu wählen, die den 0,8 PS starken Wagen mit Viertakt-Ottomotor auf bis zu 18 km/h beschleunigte. Um den Motor im Stillstand nicht abstellen zu müssen, wurde der Riemen einfach auf eine Leerlaufscheibe umgelegt und stellte somit das einfache Prinzip einer Kupplung dar. (Vgl. Reif, 2010, S. 99)

Drei Jahre später feierte der vierrädrige Stahlradwagen von Wilhelm Maybach Premiere. Ausgerüstet war dieser mit einem Viergang-Zahnradgetriebe – dem Prototypen darauffolgender moderner Getriebearten. (Vgl. Reif, 2010, S. 123)

Reif (2010, S. 99ff) liefert einen detaillierteren Überblick zur Entstehung und Entwicklung von Getrieben im Allgemeinen und Fahrzeuggetrieben im Speziellen.

### 2.1 Aufgabe und Anforderungen

Die Aufgabe des Fahrzeuggetriebes ist es, im Zusammenspiel mit dem Motor in jeder Fahrsituation die notwendige Antriebsleistung bereit zu stellen. Dies gilt sowohl für Konstantfahrt als auch für Beschleunigungs- und Verzögerungsmanöver. Das bedeutet, dass stets ausreichend Zugkraft bereitgestellt werden muss, um die situationsabhängigen Fahrwiderstände überwinden zu können. Komfort, Verbrauch und Emissionen müssen dabei ebenso berücksichtigt werden. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 2)

### 2.1.1 Zugkraftdiagramm

Um die Anforderungen an das Getriebe näher beschreiben zu können, ist es wichtig, die Fahrwiderstände zu kennen, die in den unterschiedlichen Fahrzuständen auftreten. Der sogenannte Zugkraftbedarf setzt sich je nach Fahrmanöver wie folgt zusammen:

- Rollwiderstandskraft  $F_R$
- Steigungswiderstandskraft  $F_{St}$
- Luftwiderstandskraft  $F_L$
- Beschleunigungswiderstandskraft  $F_B$

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 5)

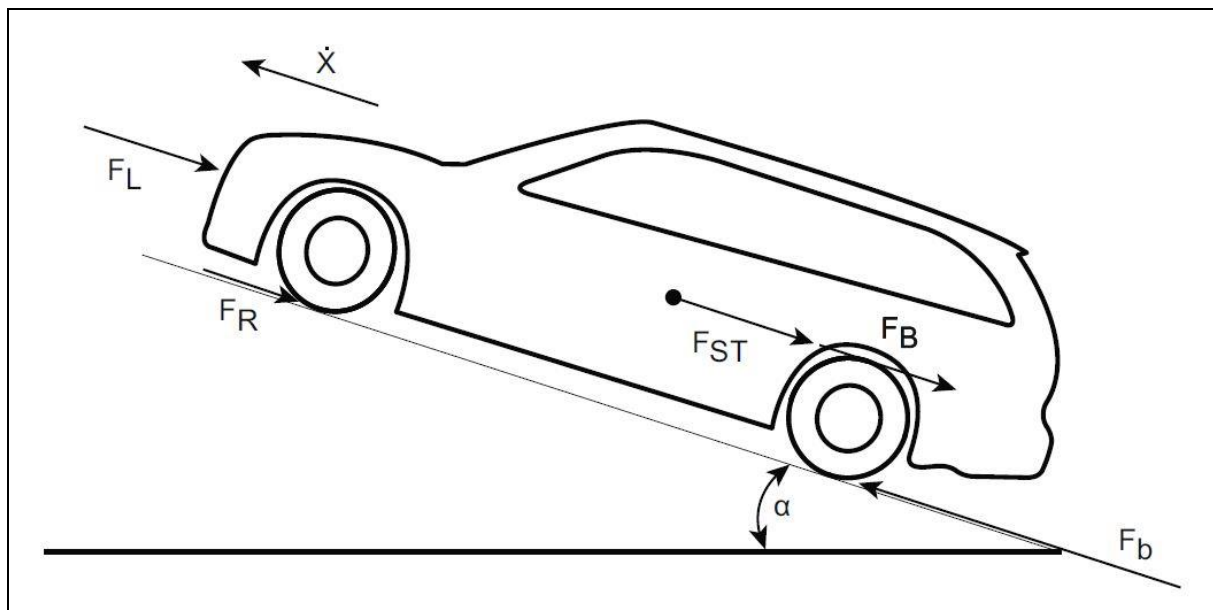


Abbildung 2.1 Kräfte am Fahrzeug (Fischer et al., 2012, S. 5)

Die Summe dieser Kräfte stellt den zu überwindenden Fahrwiderstand dar und wird in der Zugkraftgleichung (2.1) beschrieben. Abbildung 2.1 zeigt die Wirkungsweise der Kräfte am Fahrzeug.

$$F_b = F_R + F_{St} + F_L + F_B \quad (2.1)$$

Bei Konstantfahrt und somit ohne Beschleunigungswiderstandskraft wird folgendermaßen gerechnet:

$$F_k = F_R + F_{St} + F_L \quad (2.2)$$

Dabei sind die einzelnen Kräfte wie folgt definiert:

$$F_R = m * g * f_R * \cos \alpha \quad (2.3)$$

$$F_{St} = m * g * \sin \alpha \quad (2.4)$$

$$F_L = \frac{1}{2} * c_w * A * \rho_L * (\dot{x} - \dot{x}_w) \quad (2.5)$$

$$F_B = m * \lambda * \ddot{x} \quad (2.6)$$

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 2-5)

$\lambda$  stellt dabei in (2.6) den gangabhängigen Drehmassenzuschlagsfaktor dar. Dieser berücksichtigt die vom Motor abgegebene Leistung, die zur Beschleunigung der trägen Massen des Triebstrangs aufgewendet werden muss. Bei Verzögerung muss am Rad die kinetische Energie der Triebstrangelemente durch zusätzliche Arbeit abgeführt werden.

Die notwendige Leistung um die gewünschte Geschwindigkeit erreichen zu können ergibt sich zu:

$$P_{be} = F_b * \dot{x} = \dot{M}_{An} * \dot{\omega} \quad (2.7)$$

Bei konstanter Fahrt und damit Wegfall der Beschleunigungswiderstandskraft ergibt sie sich zu:

$$P_{ke} = F_b * \dot{x} = \dot{M}_{An} * \dot{\omega} \quad (2.8)$$

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 6)

Dies stellt den Zugkraftbedarf dar, das Zugkraftangebot kann aus der Übersetzung des jeweiligen Gangs und dem Verbrauchskennfeld der VKM ermittelt werden. Im Verbrauchskennfeld bzw. Muscheldiagramm wird das Motormoment über Motordrehzahl aufgetragen. Zur Beurteilung der Effizienz des Motors wird der spezifische Kraftstoffverbrauch herangezogen.

$$be = \frac{\dot{m}}{P_e} \quad (2.9)$$

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 7f)

In Abbildung 2.2 ist ein Verbrauchskennfeld eines Saugmotors dargestellt. Der Zugkraftbedarf ist als Hyperbel eingezeichnet. In diesem Fall handelt es sich um den Zugkraftbedarf bei konstanter Fahrt.

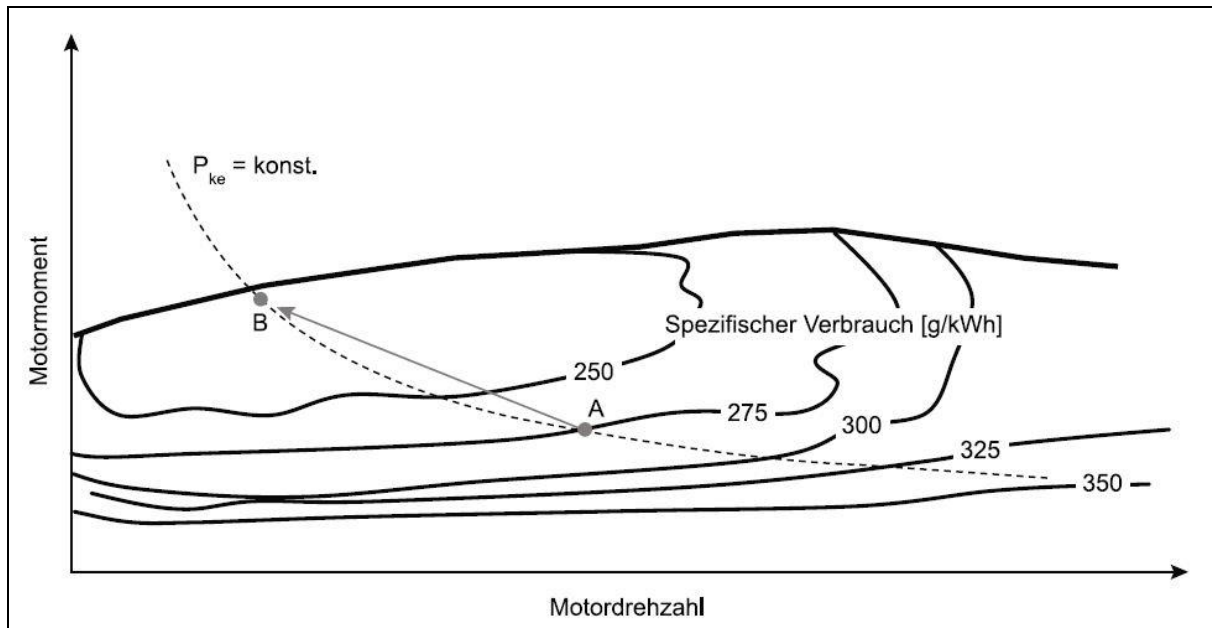


Abbildung 2.2 Verbrauchsbereiche im Motorkennfeld (Fischer et al., 2012, S. 8)

Wie zu erkennen ist, beeinflusst die Wahl des Betriebspunktes des Motors den Kraftstoffverbrauch. Je näher man entlang der in Abb. 2.2 dargestellten Linie konstanter Leistung der Vollastlinie kommt, umso geringer fällt der spezifische Verbrauch aus (von Punkt A nach Punkt B). Durch sinnvoll gewählte Getriebeübersetzungen und Schaltvorgänge zwischen diesen kann dieser günstigere Betriebspunkt erreicht werden. (Vgl. Fischer et al., 2012, S.8)

Der damit verbundene Nachteil wird in Abbildung 2.3 verdeutlicht. Möchte der Fahrer in Punkt A beschleunigen, ergibt sich dadurch der erhöhte Zugkraftbedarf  $P_{be}$ . Für die Beschleunigung steht die Zugkraftreserve  $\Delta M$  zur Verfügung. Im Punkt B steht nun aber nur mehr eine wesentlich kleinere Zugkraftreserve zur Beschleunigung des Fahrzeugs zur Verfügung. Um den Fahrzustand  $B^*$  zu erreichen, fehlt die nötige Zugkraft und ein Schaltvorgang ist nötig. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 7)

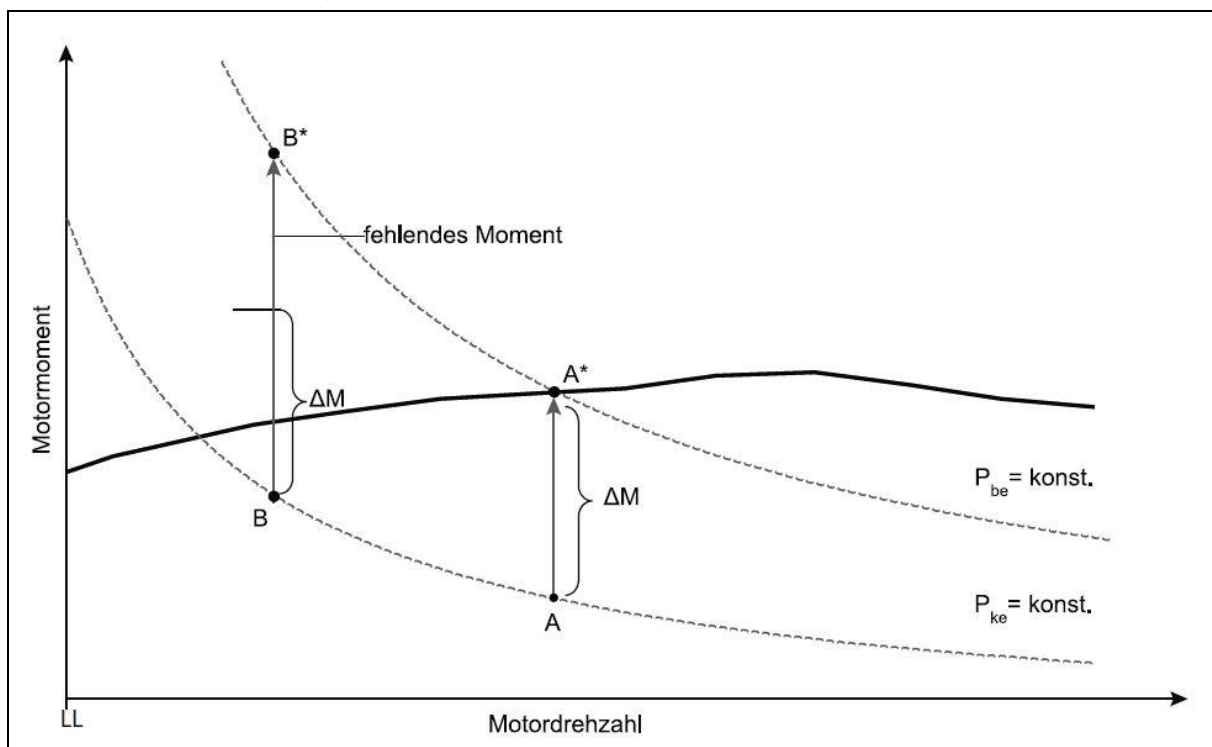


Abbildung 2.3 Betriebspunkte im Motorkennfeld (Fischer et al., 2012, S. 7)

Im Zugkraftdiagramm (siehe Abbildung 2.4) sind die von der Verbrennungskraftmaschine (VKM) im jeweiligen Gang zur Verfügung gestellten Drehmomente eingetragen. Die Zugkraftbedarfslinien zeigen die Summe der Widerstandskraft über die Fahrzeuggeschwindigkeit in den verschiedenen Fahrzuständen. Das Getriebe hat nun die Aufgabe, die Drehzahl und das Drehmoment des Motors je nach Fahrzustand an die Zugkraftbedarfe zu wandeln bzw. anzupassen. Dies kann nur innerhalb der Leistungsfähigkeit des Motors geschehen. Für die Beschleunigung des Fahrzeuges steht nun die Differenz aus dem Zugkraftbedarf und des im jeweiligen Ganges zur Verfügung stehenden Motormomentes, dargestellt durch die Vollastlinie, bereit. Ohne eine Übersetzung, d.h. mittels direktem Antrieb durch den Motor, wäre ein Betrieb des Fahrzeuges nicht möglich (wie im unteren Bereich von Abbildung 2.4 zu sehen ist). (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 9f)



Anders als Dampfmaschinen oder Elektromotoren kann der Verbrennungsmotor beim Anfahren (Motordrehzahl Null) kein Drehmoment entwickeln. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 9f)

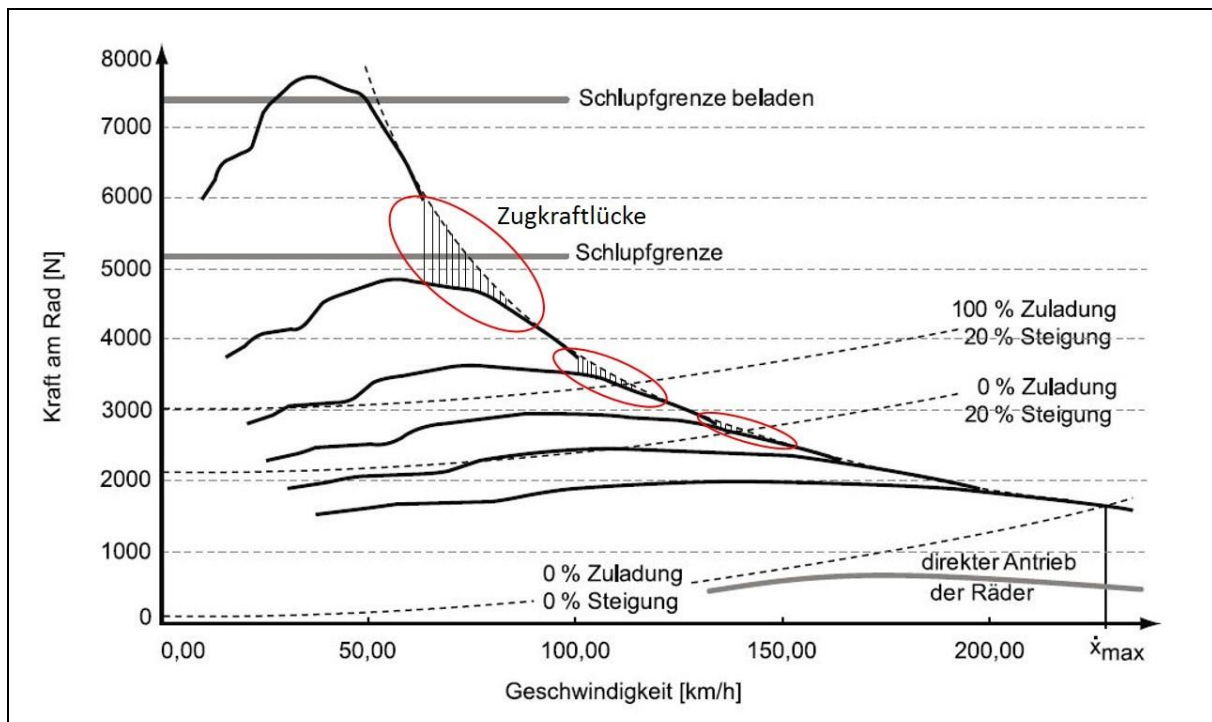


Abbildung 2.4 Zugkraftdiagramm (Fischer et al., 2012, S. 10)

Je mehr Gänge zur Verfügung stehen, desto kleiner werden die Zugkraftlücken und damit der nichtfahrbare Bereich im Zugkraftdiagramm (siehe Abbildung 2.4). Die Schlupfgrenzen beschreiben die aufgrund des Reibungskoeffizienten zwischen Reifen und Untergrund übertragbare Kraft an den Antriebsrädern. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 9f)

## 2.1.2 Verbrauchsoptimierung

Wie bereits in Kapitel 2.1.1 beschrieben ist die Lastpunktverschiebung, neben motorseitigen Möglichkeiten wie dem voll variablen Ventiltrieb, Direkteinspritzung, down-sizing und Zylinderabschaltung, ein probates Mittel zur Verbrauchsreduktion der VKM<sup>2</sup> (vgl. Eichlseder, 2012, S. 83ff). Wichtig ist, dass der Fahrer diesen Betriebspunkt durch frühes Hochschalten auch auswählt. Dies wiederum wird vom Kunden nur dann umgesetzt, wenn auch im hohen Gang noch ausreichend Zugkraftreserve für Beschleunigungsvorgänge vorhanden ist. Eine andere Möglichkeit, die notwendige Zugkraft zu generieren, ist die Rückschaltung. Zu häufige Schaltvorgänge werden allerdings vom Kunden als unkomfortabel angesehen. Durch Automatisierung der Getriebe kann unabhängig vom Fahrer der für den Verbrauch optimale Betriebspunkt gewählt werden. Die Anforderungen bleiben jedoch dieselben. Bei fehlender Beschleunigungskraft des Motors muss eine schnelle Rückschaltung möglich sein. Die Schaltvorgänge müssen dennoch komfortabel ausgeführt werden. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 14f)

<sup>2</sup> Es sei darauf hingewiesen, dass die Addition der oben genannten Potenziale nicht zulässig ist und keineswegs die Gesamtverbesserung der Kombination Verbrauchspotenzial Motorkonzept und Potenzial durch Lastpunktverschiebung darstellt. Näheres dazu ist in Fischer et al. (2012, S. 22) nachzulesen.

Die Anforderungen an das Getriebe lassen sich somit wie folgt formulieren:

- hoher Fahrspaß, hoher Komfort
- geringe Kosten, geringer Verbrauch

Dabei sind Fahrspaß und Komfort direkt an die Zugkraftreserve gekoppelt, während der Verbrauch vom Betriebspunkt der VKM und der Getriebebeschaltwahl abhängt. Nur über die Balance dieser Vorgaben können die Anforderungen erfüllt werden.

## 2.2 Grundbegriffe

In diesem Kapitel werden grundlegende Begriffe im Zusammenhang mit Getrieben erklärt und beschrieben. Diese sind wichtig um die Abläufe beim Schalten erklären zu können, welche in weiterer Folge als Basis für die Vorbereitung der Simulation dienen sollen.

### 2.2.1 Übersetzung

Als Übersetzung  $i$  wird das Verhältnis von Antriebs- zu Abtriebsgeschwindigkeit verstanden, häufig auch formuliert als Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten bzw. Drehzahlen von treibendem zu getriebenen Rad.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.10)$$

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 37)

Mit dem Zusammenhang zwischen Leistung und Winkelgeschwindigkeit wird klar, dass auch eine Übersetzung der Drehmomente auftritt.

$$P_1 = M_1 * \omega_1 \quad (2.11)$$

Unter Vernachlässigung von Verlusten gilt:

$$P_1 = P_2 = M_1 * \omega_1 = M_2 * \omega_2 \quad (2.12)$$

Mit der in (2.10) getroffenen Definition ergibt sich:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1} = i \quad (2.13)$$

Dabei ist zu beachten, dass sich eine Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangsmoment ergibt, sobald die Übersetzung verschieden von Eins ist.

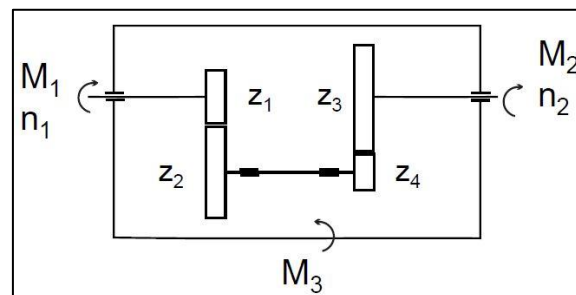


Abbildung 2.5 Prinzipskizze Getriebe (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 34)

Diese Differenz muss dann vom Getriebegehäuse aufgenommen und abgestützt werden. Abbildung 2.5 zeigt dazu eine Prinzipskizze. Das Abstützmoment wird dabei wie folgt formuliert:

$$M_3 = M_2 - M_1 = (i - 1) * M_1 \quad (2.14)$$

In Tabelle 2.1 sind die möglichen Übersetzungen exemplarisch aufgeführt. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 37)

Tabelle 2.1 Übersetzungsverhältnisse (vgl. Fischer et al., 2012, S. 37)

$i > 0$	Gleiche Drehrichtung von An- und Abtriebswelle
$i < 0$	Entgegengesetzte Richtung von An- und Abtrieb
$ i  > 1$	Übersetzung ins Langsame, z. B. i D 4 W 1 D 4
$ i  < 1$	Übersetzung ins Schnelle, z. B. i D 1 W 4 D 0;25
$i = 1$	Gleiche Geschwindigkeit von An- und Abtrieb bei gleicher Drehrichtung
$i = -1$	Gleiche Geschwindigkeit von An- und Abtrieb bei entgegengesetzter Drehrichtung

Im deutschsprachigen Raum hat sich der in Tabelle 2.2 erklärte Sprachgebrauch für die verschiedenen Übersetzungen und Gänge durchgesetzt. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 37)

Tabelle 2.2 Begriffe zu Übersetzung und Gang (vgl. Fischer et al., 2012, S. 37)

Übersetzung i		Gang		
groß	kurz	niedriger	unterer	kurzer
klein	lang	hoher	oberer	langer

Wenn die Übersetzung i groß oder kurz ausgeführt ist, spricht man vom jeweiligen Gang als niedrigen, unteren oder kurzen Gang. Ist die Übersetzung i klein oder lang, so wird von hohem, oberem oder langem Gang gesprochen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 37)

Als Eselsbrücke dient dabei das Zugkraftdiagramm (Abbildung 2.4). Der untere Gang deckt mit seiner kurzen Übersetzung nur einen kurzen Geschwindigkeitsbereich ab und umgekehrt bei hohen Gängen.

## 2.2.2 Spreizung und Gangstufensprung

Als Spreizung wird beim Getriebe das Verhältnis der Übersetzungen von erstem und letztem Gang beschrieben. Zusammen mit der Motorspreizung im jeweiligen Gang ergibt sich ein Zugkraftangebot. (Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 115)

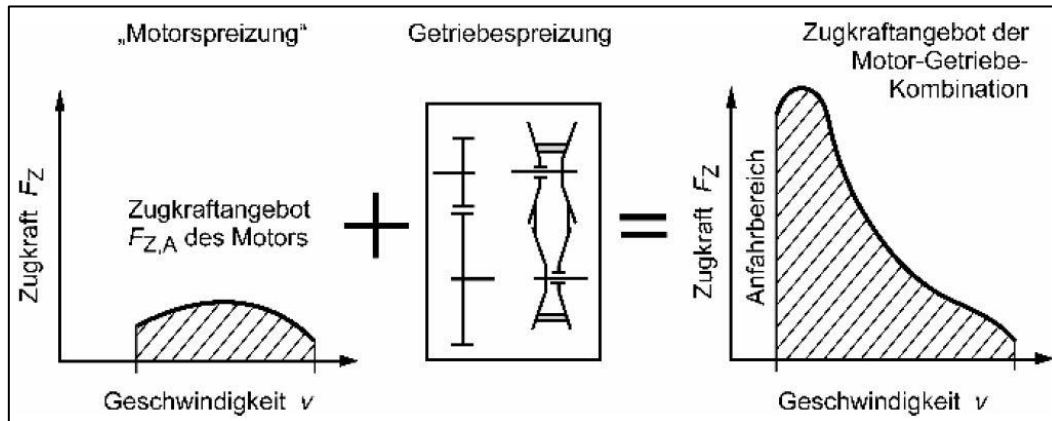


Abbildung 2.6 Spreizung (Nauenheimer et al., 2007, S. 115)

$$\varphi_s = \frac{i_1}{i_z} \quad (2.15)$$

Wie bereits in Kapitel 2.1 erwähnt muss stets genügend Zugkraft vorhanden sein, um die je nach Fahrsituation auftretenden Fahrwiderstände überwinden zu können. Daraus abgeleitet ergeben sich fünf Anforderungsgruppen, die es zu erfüllen gilt:

1. Das Fahrzeug muss bei einer definierten Maximalgeschwindigkeit die Fahrwiderstände in der Ebene bei Konstantfahrt überwinden.
2. Das Fahrzeug muss eine definierte Steigfähigkeit sowie Beschleunigung aus dem Stand erreichen. Eine bestimmte Kriechgeschwindigkeit (maximale Geschwindigkeit die ohne Betätigung des Fahrpedals erreicht wird) darf ebenso nicht überschritten werden, sowohl aus Komfortgründen als auch aufgrund gesetzlicher Vorgaben, um in verkehrsberuhigten Zonen die Schrittgeschwindigkeit einhalten zu können.
3. Um möglichst geringen Verbrauch und gleichzeitig bestmögliche Fahrleistungen zu generieren, müssen die Motorbetriebspunkte günstig ausgelegt werden.
4. Die Bereiche der Zugkraftlücken und damit nicht-fahrbare Bereiche müssen klein gehalten werden.
5. Die beim Schalten für den Fahrer merkbaren Gangstufensprünge müssen subjektiv angenehm gestaltet sein.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 38f)

### Auslegung der kleinsten bzw. längsten Übersetzung

Als ein erster Schritt bei der Auslegung des Getriebes wird die Anforderung an die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges in der Ebene herangezogen. Sofern es keinen zusätzlichen Spargang gibt, ist davon der höchste, oberste bzw. längste Gang betroffen. Für diese Auslegung gibt es verschiedene Möglichkeiten. Wird der oberste Gang  $v_{\max}$ -optimal ausgelegt, so trifft das Leistungsangebot den Leistungsbedarf, der sich aus den Fahrwiderständen ergibt, exakt im Punkt maximaler Leistung. Somit ist gewährleistet, dass das Fahrzeug im obersten Gang die maximale Geschwindigkeit erreicht. Der Nachteil dieser Auslegung besteht darin, dass sehr rasch nur mehr eine wesentlich geringere Geschwindigkeit erzielt werden kann, wenn es zu kleinen Abweichungen beim Bedarf kommt (z. B. durch auftretenden Gegenwind) und damit die Bedarfskurve in Abbildung 2.7 steiler wird. Dies lässt sich mit der zweiten Auslegungsvariante vermeiden. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 39f)

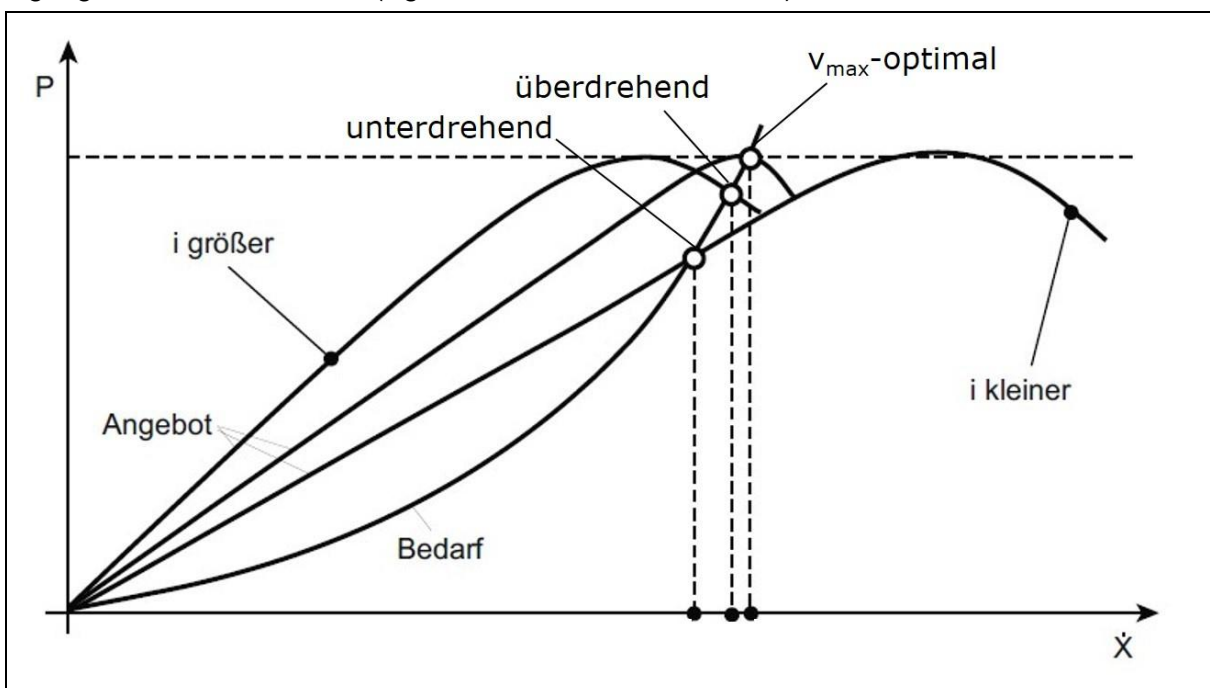


Abbildung 2.7 Kriterien Auslegung höchster Gang (Fischer et al., 2012, S. 39)

Bei der überdrehenden Auslegung schneiden sich Angebot und Bedarf im absteigenden Ast der Angebotskurve. Dadurch wird zwar eine etwas geringere Höchstgeschwindigkeit im Vergleich zur  $v_{\max}$ -optimalen Auslegung erreicht, dafür steht aber eine höhere Leistungsreserve für Bedarfsänderungen zur Verfügung. Es ergibt sich allerdings auch eine erhöhte Motordrehzahl, was sich wiederum negativ auf Verbrauch und Geräuschemission auswirkt. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 39f)

Zu guter Letzt sei an dieser Stelle noch die overdrive- bzw. unterdrehende Auslegung genannt. Dabei wird auf reduzierten Geräuschpegel sowie niedrigen Kraftstoffverbrauch abgezielt und dies durch die Unterersetzung und damit höhere Drehzahl am Getriebeausgang im Vergleich zur Motordrehzahl erreicht. Wie in Abbildung 2.7 erkennbar, wird dabei die Höchstgeschwindigkeit im ansteigenden Ast der Angebotskurve erzielt. Die Höchstgeschwindigkeit sowie die Zugkraftreserve fallen dabei geringer aus als bei beiden zuvor genannten Varianten. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 39f)

In praktischen Anwendungen erreichen Fahrzeuge mit Ottomotor häufig ihre Höchstgeschwindigkeit im vorletzten Gang, während der letzte Gang als Spargang mit unterdrehender Auslegung ausgeführt ist. Abbildung 2.8 zeigt ein Beispiel hierzu.

Der Dieselmotor weicht beim nutzbaren Drehzahlbereich vom Ottomotor ab und erreicht seine maximale Geschwindigkeit im letzten Gang.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 40f)

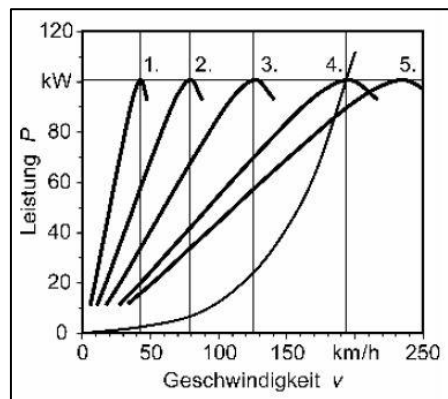


Abbildung 2.8 Overdrive Auslegung (Naunheimer et al., 2007, S. 108)

#### Auslegung der größten bzw. kürzesten Übersetzung:

Hier gibt es in weiterer Folge vier Kriterien, die durch die Auslegung des ersten Ganges beeinflusst werden und damit zu berücksichtigen sind:

1. geforderte maximale Steigfähigkeit des Fahrzeugs
2. maximale Steigung, an der das Fahrzeug anfahren kann
3. definierte Beschleunigung, die das Fahrzeug erreichen muss
4. die Kriechgeschwindigkeit des Fahrzeuges darf nicht zu groß und auch nicht zu klein ausfallen

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 41f)

Zur Auslegung der Kriechgeschwindigkeit wird oft die Fahrzeuggeschwindigkeit bei 1000 Motorumdrehungen pro Minute herangezogen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 41)

Nachdem nun diese beiden Übersetzungen definiert sind, kann die Spreizung nach Gleichung (2.15) berechnet werden. Gängige Getriebespreizungen für verschiedene Fahrzeuganwendungen sind in Tabelle 2.3 in Anlehnung an Naunheimer et al. (2007, S. 104) aufgelistet. Tabelle 2.3 Getriebespreizungen (vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 104)

Getriebeanwendung im Fahrzeug	Getriebespreizung $\varphi$
PKW, Ottomotor, MT/ AMT	4-7
PKW, Dieselmotor, MT/ AMT	5-9
PKW, AT	4-7
PKW, DCT	4-6
PKW, CVT	4-7
LKW (je nach Gesamtgewicht und Getriebeart)	4-20

### Auslegung der Ganganzahl und Stufensprünge

Bei der Festlegung der Ganganzahl gilt es, einen Zielkonflikt zu meistern. Eine höhere Anzahl an Gängen bei gegebener Spreizung führt zu geringeren Zugkraftlücken und damit zu einem größeren, fahrbaren Bereich. Gleichzeitig erhöhen sich Bauteilanzahl, Bauraumbedarf, Kosten, Komplexität und Entwicklungsaufwand. Sobald die Ganganzahl feststeht, können die Übersetzungen der Zwischengänge festgelegt werden. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 42)

Dazu gibt es drei grundlegende Prinzipien:

- arithmetische Auslegung
- geometrische Übersetzungsauslegung
- Auslegung mit konstanter Progression

(Vgl. Kirchner, 2007, S. 92)

Zentrales Element bei allen Auslegungskriterien ist der Gangstufensprung.

$$\varphi_k = \frac{i_k}{i_{k+1}} \quad (2.16)$$

Dieser beschreibt das Verhältnis zweier benachbarter Gänge. Das Produkt aller Gangstufensprünge ergibt die Spreizung. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 42)

Die arithmetische Auslegung wird im Fahrzeugbereich nicht angewendet und wird daher nur der Vollständigkeit halber erwähnt. Nähere Ausführungen dazu sind in Kirchner (2007, S. 92) zu finden.

Bei der geometrischen Auslegung sind die Stufensprünge zwischen allen Gängen konstant. Daraus folgt, dass nach jeder Schaltung, ausgehend von einer definierten Referenzdrehzahl, derselbe Drehzahlabfall zustande kommt. Die Zugkraftlücken bleiben nahezu konstant. Für den Gangstufensprung bei geometrischer Auslegung gilt:

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\varphi_S} \quad (2.17)$$

Das konstante Verhältnis benachbarter Gangstufensprünge hingegen ist das Kennzeichen der Auslegung mit konstanter Progression:

$$\psi = \frac{\varphi_k}{\varphi_{k+1}} \quad (2.18)$$

Hier wird der Drehzahlabfall in höheren Gängen immer kleiner und auch die Zugkraftlücken werden bei längeren Gängen immer geringer.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 42ff)

Zusammenfassend seien folgende Vor- und Nachteile zu Übersetzung, Gangzahl und Spreizung angeführt:

- Große Übersetzung des ersten Ganges:
    - + gute Steigfähigkeit
    - + gutes Beschleunigungsvermögen
    - + geringe Reibarbeit in der Kupplung beim Anfahren
    - + gutes Kriechvermögen
    - Eine frühe Schaltung vom ersten in den zweiten Gang ist nötig, was sich negativ auf die Fahrbarkeit auswirkt.
    - Die Kraftschlussgrenze wird möglicherweise überschritten.
    - Bei konstanter Spreizung steigt  $i_z$ .
  
  - Niedrige Übersetzung des letzten Gangs:
    - + durch überdrehende Auslegung des letzten Gangs, abgesenkte Drehzahl und geringerer Verbrauch bei Konstantfahrt
    - Bei konstanter Spreizung sinkt  $i_1$ .
    - Es stehen nur geringe Zugkraftreserven zur Verfügung.
  
  - Progressionsfaktor ideal gewählt:
    - + für den Fahrer subjektiv angenehmes Verhalten, da geringe Drehzahlsprünge zwischen den Schaltungen in den oberen Gängen und konstante Geschwindigkeitsabstände
    - Zugkraftlücken sind in unteren Gängen groß, werden in oberen geringer
  
  - höhere Ganganzahl:
    - + bessere Anpassung an Zugkrafthyperbel (weniger Zugkraft- und Leistungslücken und damit unfahrbare Bereiche)
    - höhere Anzahl an Schaltvorgängen im Betrieb
    - Entwicklungs- und Konstruktionsaufwand steigen
    - höheres Gewicht
    - Anstieg der Kosten
    - höherer Bauraumbedarf
- (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 44ff)



## 2.3 Einteilung von Fahrzeuggetrieben

In diesem Kapitel wird ein Überblick verschafft über gängige Fahrzeuggetriebevarianten und Ausführungen. Da der Fokus in dieser Arbeit auf dem Doppelkupplungsgetriebe liegt, wird folglich auf dieses näher eingegangen, es werden aber auch jene beschrieben, aus denen sich das DKG entwickelt hat. Für detailliertere Beschreibungen der einzelnen Getriebevarianten sei an dieser Stelle auf Fischer et al. (2012), Naunheimer et al. (2007) und Kirchner (2007) verwiesen.

### 2.3.1 Übertragungsformen

Die Aufgabe der unterschiedlichen Getriebekonstruktionen besteht darin, eine rotatorische Bewegung in eine andere rotatorische Bewegung – und dabei Drehzahl und Drehmoment – zu wandeln. Dies soll mit möglichst geringen Verlusten zwischen Eingang und Ausgang vonstattengehen. In den Serienanwendungen vieler Hersteller finden sich folgende Wirkprinzipien:

- Formschluss
- Kraftschluss
- Fluidodynamik
- Hydrostatik
- Elektrik

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 95)

Je nach angewandtem Wirkprinzip können nun verschiedene Getriebearten zugeordnet werden. Tabelle 2.4 stellt diese Zusammenhänge dar. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 95)

Tabelle 2.4 Leistungsübertragende Element und Wirkprinzipien (vgl. Fischer et al., 2012, S. 97)

Wirkprinzip	Leistungsübertragende Elemente und Getriebe
Formschluss	Stirnradstufen, Kegelradstufen, Planetenstufen, Differentiale
Kraftschluss	stufenlose Übersetzungssysteme (Umschlingungsgetriebe, Reibradgetriebe)
Fluidodynamik	Drehmomentwandler, DIWA-Getriebe
Hydrostatik	stufenloses Traktorgetriebe
Elektrik	Power-Split-Hybrid

### 2.3.2 Anzahl der Getriebestufen

Als Stufe wird der Leistungsfluss von einer Getriebewelle auf eine andere verstanden. Grundsätzlich wird unterschieden zwischen:

- Stufengetriebe
- Stufenlosgetriebe

(Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 155)

Zahnradgetriebe sind Stufengetriebe und können nach Abbildung 2.9 weiter unterschieden werden.

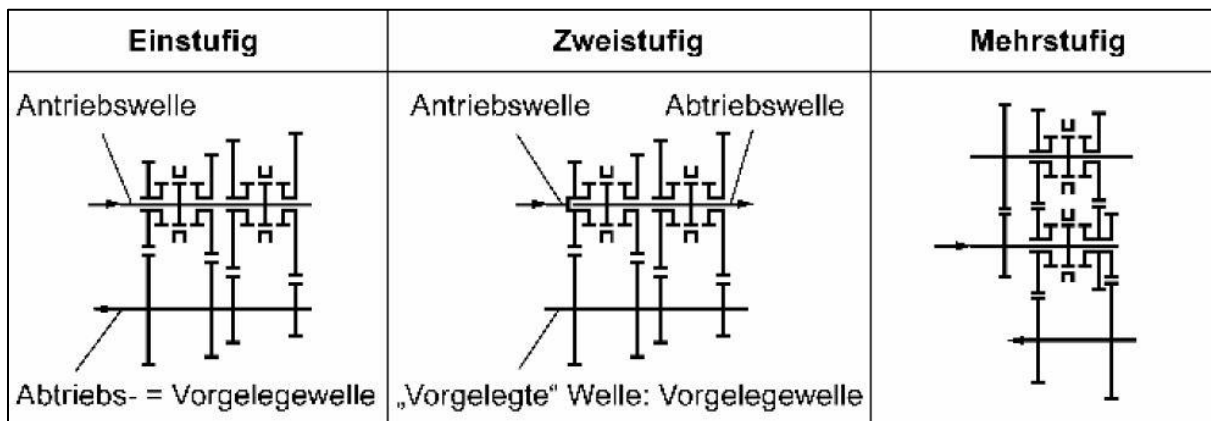


Abbildung 2.9 Getriebestufen Zahnradgetriebe (Nauenheimer et al., 2007, S. 156)

Bei den Stufengetrieben erfolgt die Wandlung von Drehzahl und Drehmoment diskret in verschiedenen Stufen, während beim Stufenlosgetriebe eine kontinuierliche Wandlung möglich ist. Dies lässt sich anhand des bereits in Kapitel 2.1.1 vorgestellten Zugkraftdiagramms darstellen. Beim Stufengetriebe kommt es zu Zugkraftlücken, die durch erhöhte Gangzahl reduziert werden können. Bei Stufenlosgetrieben ist es möglich, über eine entsprechende Regelstrategie die Motorbetriebspunkte stets entlang der Leistungshyperbel einzustellen.

Größter Nachteil der Stufenlosgetriebe ist der geringere Wirkungsgrad im Vgl. zu den Zahnradstufen. Dieser wird teilweise durch das Umschlingungsmittel selbst, aber auch durch die Erzeugung des notwendigen Anpressdrucks erzeugt (siehe dazu auch Fischer et al. (2012), Nauenheimer et al. (2007) und Kirchner (2007)).

### 2.3.3 Schalten mit und ohne Zugkraftunterbrechung

Die Änderung der Übersetzung im Getriebe kann auf zwei Arten erfolgen:

- mit Zugkraftunterbrechung
- ohne Zugkraftunterbrechung

(Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 156f)

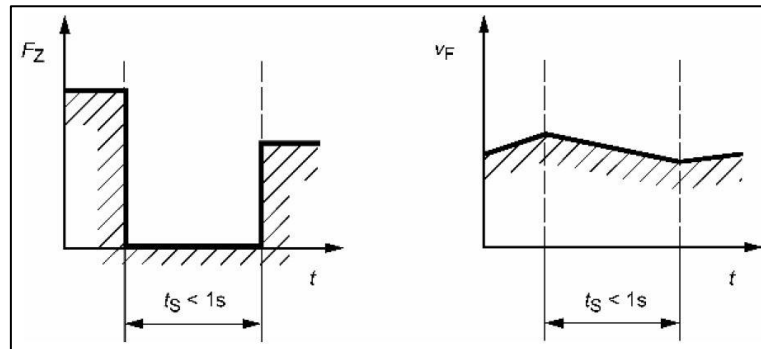


Abbildung 2.10: qualitativer Verlauf zugkraftunterbrochene Schaltung (Nauenheimer et al., 2007, S. 157)

Um während des Fahrzeugbetriebs den Gang und damit die Übersetzung zu ändern, wird das Getriebe bei der zugkraftunterbrochenen Schaltung lastfrei geschaltet. (Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 156)

Dies geschieht im einfachsten Fall, indem Motor und Getriebe durch die Kupplung getrennt werden. Es kommt (wie in Abbildung 2.10 dargestellt) während des Schaltvorgangs durch den fehlenden Vortrieb zu Geschwindigkeitseinbußen. Dies kann überall dort zugemutet werden, wo keine allzu große Verzögerung bzw. bei Bergabfahrten Beschleunigung auftritt. Grundsätzlich sollte die Schaltung deshalb lt. Nauenheimer et al. (2007, S. 156) in 0,2- 0,3 Sekunden ablaufen.

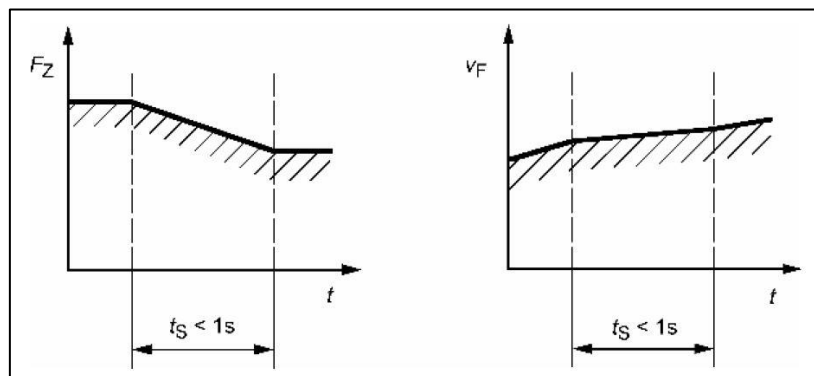


Abbildung 2.11 qualitativer Verlauf ohne Zugkraftunterbrechung (Nauenheimer et al., 2007, S. 158)

Das Schalten ohne Zugkraftunterbrechung läuft ebenfalls in Stufen ab. Jedoch wird hier der Leistungsfluss nicht unterbrochen und es kommt somit zu keinen Geschwindigkeitseinbußen des Fahrzeuges (siehe Abbildung 2.11). Diese Getriebe werden auch Lastschaltgetriebe oder kraftschlüssige Getriebe genannt. Wichtige Vertreter dieser Art sind Automatikgetriebe sowie das Doppelkupplungsgetriebe. (Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 157)

Durch zusätzliche Brems- oder Kupplungselemente innerhalb des Getriebes wird es ermöglicht, gleichzeitig eine neue Stufe in den Kraftfluss einzukuppeln, während die alte Stufe ausgekuppelt wird (siehe dazu Kapitel 2.5). Die Gangwahl kann dabei sowohl manuell als auch automatisch erfolgen. (Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 157)

### 2.3.4 Anwendung und Anordnung im Fahrzeug

Abbildung 2.12 zeigt eine umfangreiche Einteilung der wesentlichen Schaltgetriebe in Fahrzeugen.

Schaltgetriebe												
z-Gang-Getriebe (Stufengetriebe mit z Gängen)						Stufenlosgetriebe (CVT)						
Handschaltgetriebe (MT)		Automatisierte Schaltgetriebe (AMT)		Stufen-Automatgetriebe			Hybridantrieb mit E-Maschinen			Mechanisch		Hydraulisch
Klaungetriebe	Synchrongetriebe	Teilautomatisierte Klauen- oder Synchrongetriebe	Vollautomatisierte Klauen- oder Synchrongetriebe	Doppelkupplungsgetriebe (DCT)	Automatgetriebe in Vorgelegebauweise	Konventionelle Automatgetriebe (AT)	Serieller Hybrid	Paralleler Hybrid	Leistungsverzweigter Hybrid	Umschlingungsgetriebe	Toroid	Hydrostatisches Getriebe
Mit Zugkraftunterbrechung beim Gangwechsel				Ohne Zugkraftunterbrechung beim Gangwechsel								
Anfahren mit fußbetätigter Kupplung				Anfahren automatisiert								
Gangwechsel manuell		Gangwechsel automatisch						Drehmoment-/Drehzahlwandlung automatisch				

Abbildung 2.12 Einteilung Schaltgetriebe in Fahrzeugen (Nauenheimer et al., 2007, S. 2)

Die Anordnung des Getriebes im Fahrzeug ist dabei sehr unterschiedlich und abhängig von der Antriebskonfiguration im Fahrzeug. Gängige sowie impraktikable Anordnungsformen sind in Tabelle 2.5 dargestellt.

Tabelle 2.5 übliche Antriebskonfigurationen (vgl. Fischer et al., 2012, S. 218; Naunheimer et al., 2007, S. 141)

Position		Antrieb		
		vorne	hinten	vorne + hinten
VKM	vorne	Frontantrieb	Standardantrieb	Allradantrieb
	mittig	Front-/ Mittel- motorantrieb	Mittelmotorantrieb	Allradantrieb
	hinten	impraktikable	Heckantrieb	Allradantrieb

Durch diese Konfigurationen des Antriebsstranges ergeben sich die in Tabelle 2.6 angeführten Positionen des Getriebes im Fahrzeug.

Tabelle 2.6 Anordnung des Getriebes im Fahrzeug (vgl. Fischer et al., 2012, S. 218; Naunheimer et al., 2007, S. 142)

Position		Antriebskonfiguration		
		Frontantrieb	Heckantrieb	Standardantrieb
Getriebe	Vorne längs	Front- Längsantrieb		Standardantrieb
	Vorne quer	Front- Querantrieb		
	Mittig längs	Front-/ Mittelmotor- antrieb	Mittelmotorantrieb	Allradantrieb
	Mittig quer		Mittelmotorantrieb	
	Hinten längs		Heck- Längs- antrieb	Transaxleantrieb
	Hinten quer		Heck- Quer- antrieb	

## 2.4 Getriebekomponenten

Damit die Funktion des Getriebes überhaupt erfüllt werden kann und es damit allen Anforderungen gerecht wird, sind verschiedene Komponenten im Einsatz. Neben zahlreichen weiteren Bestandteilen bilden die folgend angeführten die Grundlage für eine Vielzahl von Getriebetypen.

- Getriebegehäuse
- Wellen
- Räder
- Lager
- Anfahr- und Schaltelemente
- Gangschaltungselement (Synchronisation)
- Getriebesteuerung (Transmission Control Unit TCU)
- Sensoren

Einige dieser Hauptelemente werden im folgenden Abschnitt kurz näher beschrieben und es wird auch auf deren Besonderheiten eingegangen

### 2.4.1 Getriebegehäuse

Das Getriebegehäuse muss je nach Fahrzeugart unterschiedliche Aufgaben erfüllen und kann dazu aus verschiedenen Werkstoffen gefertigt werden. Die Bauform wird dabei durch die Einbaulage im Fahrzeug (siehe Kapitel 2.3.4), Bauraum, Steifigkeit und Geräuschemission beeinflusst. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 153)

Bei allen Anwendungen nimmt das Getriebegehäuse Aufgaben zur Schmierung, Abdichtung und Bereitstellung von Lagerstellen wahr. Zusätzlich muss über das Gehäuse das Moment, das bei Übersetzungen verschieden von Eins auftritt, abgestützt werden (siehe auch Kapitel 2.2.1). Keinesfalls darf es durch Einwirkung dieser Lasten zu Verformungen kommen, da dadurch unter anderem die Lagen der Getriebewellen zueinander beeinflusst werden und somit die Zahnräder schief ablaufen, was wiederum den Wirkungsgrad des Getriebes erheblich verschlechtert. Zusätzlich ergibt sich dadurch ein einseitiges Tragbild und die Beanspruchung der Zähne erhöht sich. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 282)

Bei z.B. Traktorgetrieben ist das ganze Getriebe Teil der tragenden Struktur des Fahrzeugs und muss somit sowohl die Last des Fahrzeugs als auch die angehängter Lasten aufnehmen können. Zusätzlich zum Antrieb der Räder müssen noch andere Ausgänge wie z.B. Zapfwellenantriebe gesteuert werden. (Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 5, 2016, S. 45ff)

Auch im Rennsport, z. B. der Formel 1, übernimmt das Getriebe an der Hinterachse eine tragende Funktion. Dabei muss das Gehäuse an die Aerodynamik des Wagens angepasst sein und darf die Strömungsverhältnisse nicht negativ beeinträchtigen. Aufgrund des angestrebten niedrigen Gewichts wird in diesen Fällen auch das Gehäuse aus leichten Werkstoffen (z. B. kohlefaserverstärkte Kunststoffe, Magnesium, Aluminium usw.) gefertigt. (Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 5, 2016, S. 80ff)

Am Serien-PKW-Markt sind andere Kriterien vorrangig. Hier wird das Gehäuse aus Kostengründen durch die hohen Stückzahlen aus Aluminiumdruckguss gefertigt.

Zusammenfassend kann die Entwicklung und Konstruktion von Gehäusen in Anlehnung an Pahl & Beitz (2013, S. 539ff) in folgende Gruppen eingeteilt werden:

- beanspruchungsgerecht (Sicherstellung der mechanischen Eigenschaften)
- fertigungsgerecht (Sicherstellung wirtschaftlicher Produktion)
- kostengerecht (unter Berücksichtigung von Rohteil-, Bearbeitungs- und Montagekosten)
- umweltgerecht (z.B. Dichtigkeit und Energieeffizienz) (vgl. Kirchner, 2007, S. 487f)

## 2.4.2 Getriebewelle

Die Getriebewellen bilden zusammen mit den Rädern, Lagern und der ggf. vorhandenen Synchronisation das Herzstück jedes Getriebes. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 147)

Für die Auslegung und Betrachtung der Eigenschaften von Getriebewellen ist es wichtig, die Beanspruchungen (Zug/Druck, Torsion, Biegung) genau zu kennen. Diese lassen sich für unterschiedliche Lastkollektive in Abhängigkeit von den Übersetzungen ermitteln. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 147f)

Hierzu sei an dieser Stelle auf spezielle Bücher verwiesen, die sich eingehend mit dem Thema der Konstruktion und Auslegung von Wellen beschäftigen, z. B. Künne (Köhler/ Rognitz, Maschinenteile 2, 2008). Um den Rahmen dieser Arbeit nicht zu sprengen, wird hier nur auf einige der wichtigsten Aspekte von Getriebewellen eingegangen.

Innerhalb des Getriebes übernehmen Wellen und Räder die Aufgabe der Leistungsübertragung und beeinflussen durch ihre Trägheit und Steifigkeiten das dynamische Verhalten des Triebstranges. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 148)

Wie auch beim in Kapitel 2.4.1 angesprochenen Gehäuse ergeben sich bei den Getriebewellen die verschiedenen Anforderungen aus der Fahrzeugkategorie. Bei Rennfahrzeugen dürfen Komponenten, je nach Reglement, innerhalb eines bestimmten Zeitraums ausgetauscht werden. Dies ermöglicht es, die Wellen zeitfest auszulegen und liefert Gewichtersparungspotenzial. Daraus können dann z. B. Getriebewellen in Hohlwellenausführung resultieren. Dies wird in der Serienanwendung seltener umgesetzt, da es mit erheblichen Mehrkosten verbunden ist. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 150f)

Vgl. Hohlwelle zu Vollwelle:

- + mögliche Gewichtersparnis bei gleichzeitig nur geringem Steifigkeitsabfall
- + gezielte Ölversorgung von Lager, Synchronisation etc.
- + Platzersparnis durch Ineinanderschachtelung von Wellen (siehe Kapitel 2.4.2)
- Fertigungsaufwand steigt
- Kosten steigen

(Vgl. Kirchner, 2007, S. 151)

Weiter ist bei der Auslegung der Wellen auf das Layout, bedingt durch die in Abbildung 2.9 dargestellten Stufen, zu achten. Getriebe in Vorgelegebauweise lagern die Abtriebswelle in der Eingangswelle oder umgekehrt, was dazu führt, dass die aufnehmende Welle hohl ausgeführt wird. Abbildung 2.13 zeigt diese Anordnungsformen. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 151)

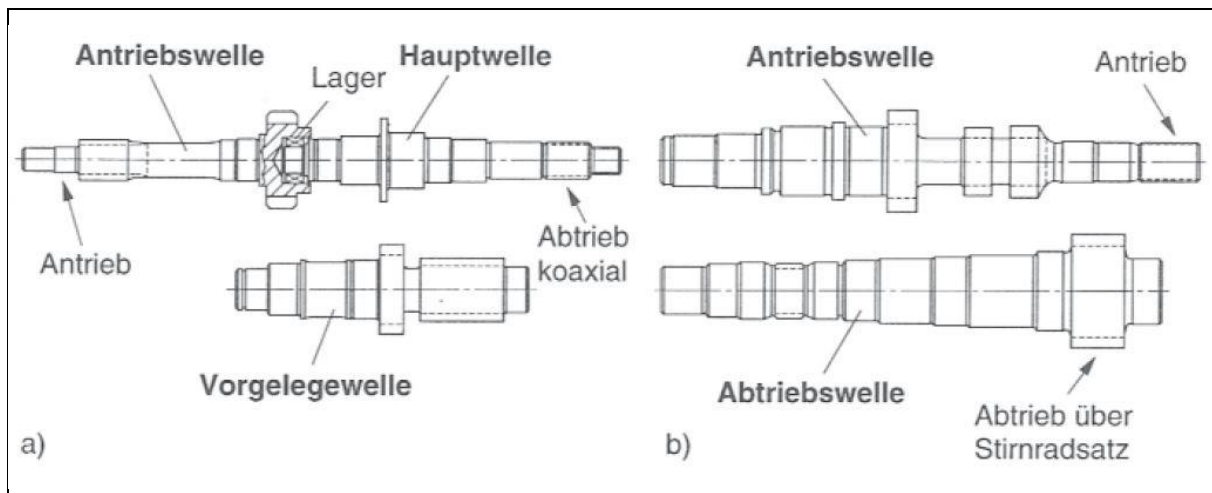


Abbildung 2.13 a.) Vorgelegeausführung b.) Zwei-Stufengetriebe (Kirchner, 2007, S. 150)

Für die Gestaltung der Wellen können drei Grundsätze formuliert werden:

1. Kerbstellen vermeiden

- Übergänge von einem Wellendurchmesser zum nächsten sollen ein Verhältnis von ca. 1,4 nicht überschreiten
- Übergänge dabei möglichst konisch oder mit Rundungsradien ausführen
- Keilwellenverbindung vor Passfederverbindung
- Entlastung von rechteckigen Ringnuten durch Entlastungskerbene oder Rundungsradien am Grund der Nut
- Sicherungsringe nur an niedrig belasteten Ende von Wellen anordnen, im mittleren Bereich Distanzhülsen
- Sanfte Kraftumlenkung durch Entlastungskerbe

2. Biegemomente herabsetzen

- Geringe Lagerabstände (gedrungene Bauweise)
- Stark belastete Zahnräder nahe an Lagerstelle anordnen, damit Biegemoment und Durchbiegung reduziert

3. Kritische Drehzahlen heraufsetzen

- Reduzieren der Massenträgheitsmomente der auf der Welle angeordneten Bauteile, dadurch wird Durchbiegung vermindert

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 283f)



### 2.4.3 Räder

Nach wie vor stellt der weitaus größte Anteil der Fahrzeuggetriebe Zahnradgetriebe dar, da diese bei der Wandlung von Drehzahl und Drehmoment den höchsten Wirkungsgrad aufweisen. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 168)

Deshalb wird in diesem Kapitel auf Zahnräder eingegangen, andere Räder zur Übertragung des Drehmoments werden in weiterführender Literatur ausführlich behandelt. Diese ergeben sich aus den in Kapitel 2.3.1 genannten Übertragungsformen.

Bei Zahnrädern werden Drehzahl und Drehmoment durch formschlüssig eingreifende Zähne gewandelt. Abbildung 2.14 liefert einen Überblick über die nach Form der Räder und Lage der Wellen zueinander unterscheidbaren Räderpaarungen. Die häufigsten Formen im Fahrzeuggetriebe sind dabei gerad- und schrägverzahnte Stirnräder, Innenzahnräder gerad- oder schrägverzahnt sowie Kegelräder. (Vgl. Nauenheimer et al., 2007, S. 238)

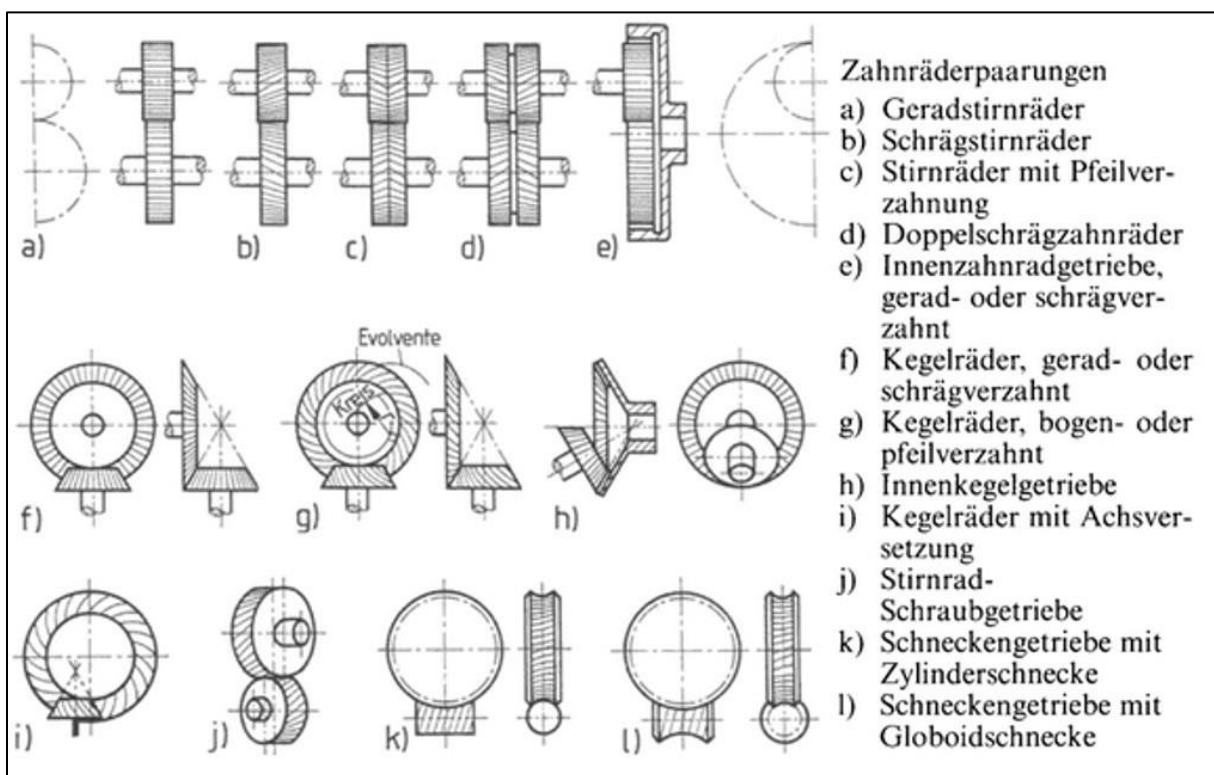


Abbildung 2.14 Zahnräderpaarungen (Künne, 2008, S. 366)

Da gepaarte Zahnräder den gleichen Modul besitzen müssen, ergibt sich die Übersetzung der Zahnradpaare zu

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2 * m}{z_1 * m} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.19)$$

Schrägverzahnte Stirnräder sind dabei am weitesten verbreitet und weisen folgende Eigenschaften auf:

- + größere Überdeckung, dadurch bessere Laufruhe, geringere Geräuschentwicklung
  - + kleinere Zähnezahlen ohne Unterschnitt möglich
  - zusätzliche axiale Kraftkomponenten
  - etwas höhere Verlustleistung wegen der höheren Zahnnormalkraft, dadurch etwas schlechterer Wirkungsgrad im Vgl. zur Geradverzahnung
  - höhere Kosten im Vgl. zur Geradverzahnung
- (Fischer et al., 2012, S. 102)

Geradverzahnte Stirnräder werden heutzutage hauptsächlich noch im Rennsport, bei Motorrädern und in der Serienanwendung für den Rückwärtsgang im PKW verwendet. Charakteristisch für die Geradverzahnung ist das heulende Geräusch im Betrieb. Bei hochpreisigen Fahrzeugen mit Automatikgetrieben wird auch der Rückwärtsgang schrägverzahnt ausgeführt.

Bei Motorrädern ist dieses Geräusch für den Fahrer unter dem Schutzhelm ohnehin nicht stark wahrnehmbar und bei hohen Geschwindigkeiten sind die Windgeräusche dominierend. Aus diesem Grund wird hier auf die kostengünstigere Variante zurückgegriffen.

Bei Rennfahrzeugen stehen minimale Verlustleistung = maximaler Wirkungsgrad und geringes Gewicht im Vordergrund, weshalb auch hier auf die Geradverzahnung gesetzt wird. Außerdem entsteht durch die fehlende Axialkraft auch ein reduzierter Lageraufwand.

Entscheidender Faktor bei der Auslegung der Zahnräder ist der durch Fahrzeugaufbau gegebene äußere Achsabstand (Abstand zwischen Getriebeeingang und -ausgang) sowie die jeweils größte und kleinste Übersetzung (siehe Kapitel 2.2.2) und die ungefähren Lastkollektive. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 105)

Weitere Details zur Konstruktion und Dimensionierung von Zahnrädern ist z.B. in Künne, (2008), Pahl & Beitz (2013), Naunheimer et al. (2007) und Fischer et al. (2012) nachzulesen.

#### 2.4.4 Anfahr- und Schaltelemente

Da der Verbrennungsmotor eine Leerlaufdrehzahl aufweist, wird ein Element benötigt, um die Drehzahllücke zwischen dem Motor und dem Abtrieb zum stehenden Fahrzeug zu überbrücken und den Momentfluss durch das (Teil-)Getriebe bei der Schaltung zu unterbrechen. Dieser „Drehzahlwandler“ ist folgendermaßen gekennzeichnet:

- Ausgangsmoment  $M_2$  ist gleich dem Eingangsmoment  $M_1$  (sofern kein Schlupf vorhanden ist).
- Ausgangsdrehzahl  $n_2$  ist kleiner oder gleich der Eingangsdrehzahl  $n_1$ .
- Eingangsleistung  $P_1$  wird um die Verlustleistung  $P_V$  reduziert.

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 374)

Die Aufgaben des Anfahr- bzw. Schaltelements können wie folgt beschrieben werden:

- Trennung Antriebsstrang und laufender Motor, wenn das Fahrzeug im Stillstand oder bei Gangwechsel
- Drehzahlüberbrückung beim Anfahren
- Überlastschutz durch Momentenbegrenzung

(Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 97)

Die am häufigsten verbauten Anfahr- und Schaltelemente sind die trockene oder nasse Kupplung sowie der hydraulische Drehmomentwandler.

Der Drehmomentwandler wird mit und ohne Überbrückungskupplung in Automatikgetrieben verwendet und besitzt sehr gute Komforteigenschaften. Bei Handschaltgetrieben, automatisierten Handschaltgetrieben und Doppelkupplungsgetrieben kommt die nasse oder trockene Kupplung zum Einsatz. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird der hydraulische Drehmomentwandler nicht näher behandelt. Für mehr Informationen dazu siehe Fischer et al. (2012), Naunheimer et al. (2007) oder Kirchner (2007).

Das Anfahrlement muss einerseits das maximal übertragbare Moment mit Sicherheit übertragen können und gleichzeitig der auftretenden thermischen Belastung, auch bei wiederholten Anfahrvorgängen, standhalten. Die Anforderungen an das Anfahrlement sind wie folgt definiert. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 376):

- Übertragung des Motordrehmoments auf das Getriebe
- weiches und ruckfreies Anfahren aus dem Stillstand
- hohe Lebensdauer
- Dämpfung der Drehschwingungen
- minimale Baugröße
- Schutz des Verbrennungsmotors und der Kraftübertragungskomponenten vor Überlastung

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 376)

Im Folgenden werden anhand eines einfachen Anfahrvorgangs mit einer Kupplung die Funktion und das Zusammenwirken mit dem Motor beschrieben.

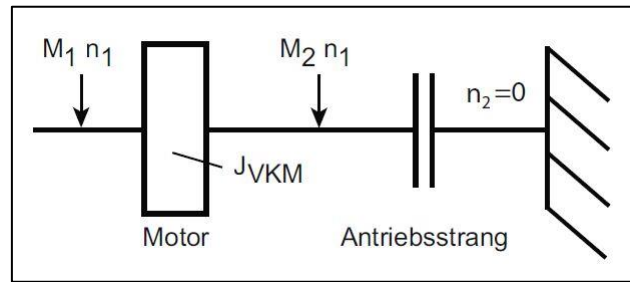


Abbildung 2.15 vereinfachter Antriebsstrang (Fischer et al., 2012, S. 33)

Bei dem in Abbildung 2.15 gezeigten vereinfachten Modell wird durch den Motor ein Moment eingebracht. Das Trägheitsmoment des Fahrzeugs ist wesentlich größer als jenes des Motors, wodurch das Fahrzeug vereinfacht als feste Einspannung angenommen wird. Das Motormoment ist mit  $M_1$ , das Kupplungsmoment mit  $M_2$  bezeichnet. Die Drehzahl am Abtrieb zum Fahrzeug ist konstant Null. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 33)

Abbildung 2.16 zeigt den Verlauf, wenn das Motormoment ansteigt, dann über dem übertragbaren Kupplungsmoment gehalten und anschließend wieder abgesenkt wird.

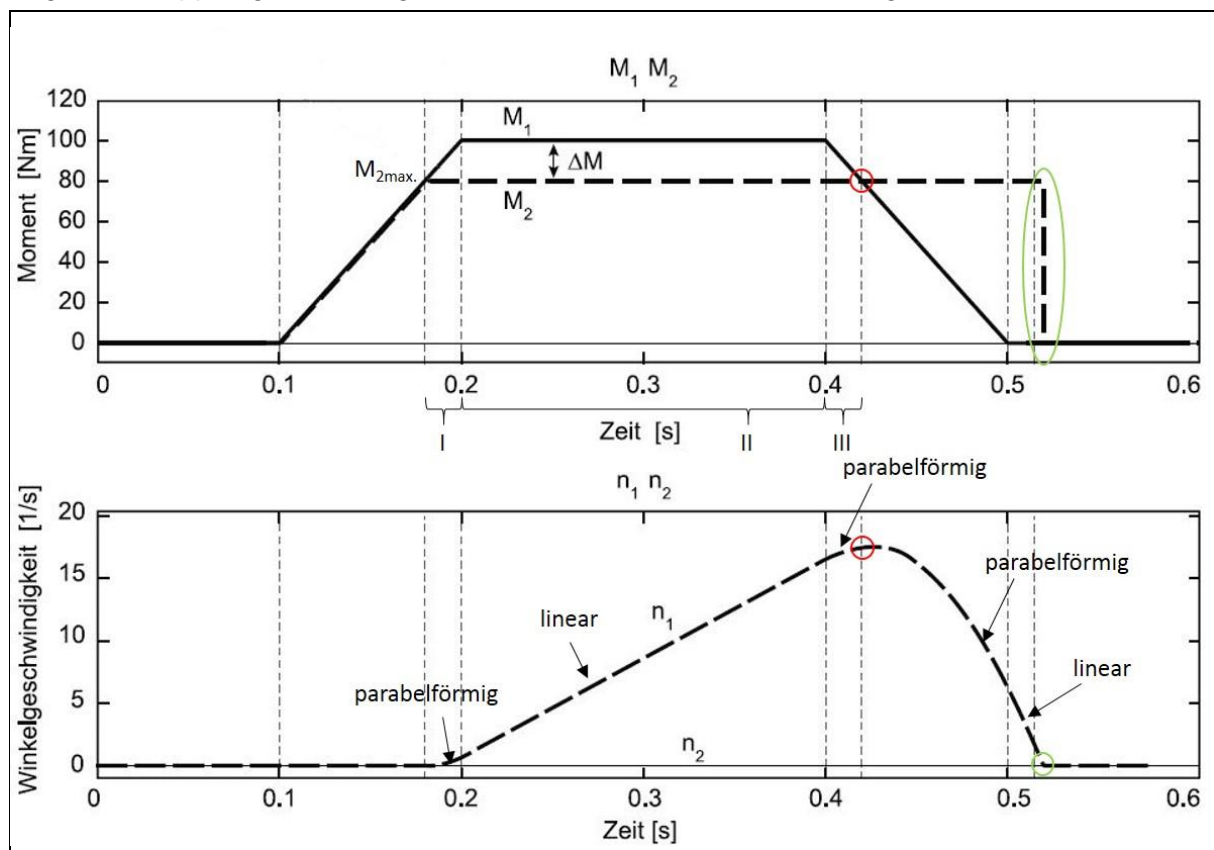


Abbildung 2.16 vereinfachtes Kupplungsbeispiel (vgl. Fischer et al., 2012, S. 33)

Solange  $M_1$  unter  $M_{2max}$  bleibt, sind auch die Drehzahlen gleich. Die Kupplung schlupft nicht, sondern haftet. Erst wenn  $M_1$  über  $M_{2max}$  ansteigt, beginnt die Kupplung zu schlupfen und die Motordrehzahl  $n_1$  steigt parabol förmig an (Bereich I). In dem Bereich, in dem die Differenz der beiden Momente konstant bleibt, steigt die Motordrehzahl weiter linear an.

Im Abschnitt drei wird das Motormoment wieder zurückgenommen, ist aber bis zum Schnittpunkt mit  $M_2$  immer noch größer. Somit beginnt  $n_1$  abzuflachen und findet das Maximum bei  $M_1 = M_2$  (rot). Das Kupplungsmoment bleibt dabei stets auf seinem maximal übertragbaren Wert und wird zu dem Zeitpunkt schlagartig abgebaut, wenn die Drehzahldifferenz zwischen Motor und Kupplung Null wird und somit der Synchronpunkt (grün) erreicht ist.

Aus dieser Erkenntnis lassen sich zwei wichtige Punkte ableiten:

- Das Moment der schlupfenden Kupplung wird ausschließlich durch die Kupplung selbst (Normalkraft, Reibungskoeffizient und mittlerer Reibradius) bestimmt und ist unabhängig vom Motormoment.
- Das Moment der haftenden Kupplung wird ausschließlich durch das anliegende Moment bestimmt.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 33)

Beim Übergang von rutschender zu haftender Kupplung reduziert sich das Moment der Kupplung schlagartig auf das anliegende Moment, wodurch sich besondere Herausforderungen an Anfahr- und Schaltstrategie ergeben.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 33)

Für die Betrachtung der Vorgänge beim Gangwechsel müssen die Schaltungen vorab klassifiziert werden. Wie bereits in Kapitel 2.3.3 beschrieben werden Schaltungen, bei denen es zu keiner Unterbrechung der Zugkraft kommt, als Lastschaltungen (möglich durch Lastschaltgetriebe Stufenautomat AT und Doppelkupplungsgetriebe DKG), jene, bei denen der Momentenfluss unterbrochen wird, als unterbrochene Schaltung bezeichnet. Als weiteres Unterscheidungsmerkmal wird die Richtung des Momentenflusses herangezogen. Bei Zugschaltungen gilt  $M_{An} > 0$ , während bei Schubschaltungen  $M_{An} < 0$  gilt. Die Differenzierung nach der Schaltrichtung gliedert sich in Hoch- und Rückschaltung. Bei der Hochschaltung wird in eine niedrigere Übersetzung (höheren Gang) gewechselt, während bei der Rückschaltung in eine höhere Übersetzung (niedrigeren Gang) geschaltet wird. Die in Tabelle 2.7 angeführten Typen gelten sowohl für Lastschaltungen als auch für unterbrochene Schaltungen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 47f)

Tabelle 2.7 Schaltungstypen (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 48)

Übersetzung $i$	Antriebsmoment $> 0$	Antriebsmoment $\leq 0$
$i_{neu} < i_{alt}$	Zughochschaltung	Schubhochschaltung
$i_{neu} > i_{alt}$	Zugrückschaltung	Schubrückschaltung

Wird in einen angrenzenden Gang geschaltet, spricht man von Einfeldschaltung. Werden Gänge übersprungen, ist von Mehrfeldschaltungen die Rede. Die Momentenverläufe an der Kupplung sind für die unterschiedlichen Schaltungen verschieden und hängen auch von Schaltstrategien ab. Exemplarisch sind im Folgenden zwei lastschaltende Zughochschaltungen angeführt, wie sie im DKG vorkommen können. Dazu ist das in Abbildung 2.17 gezeigte Ersatzsystem nötig. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 48)

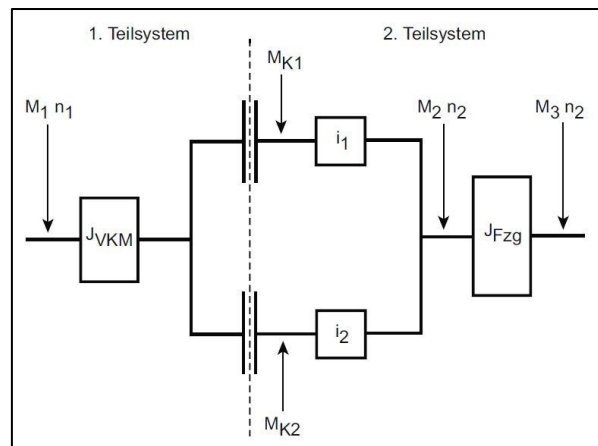


Abbildung 2.17 Ersatzsystem Getriebe (Fischer et al., 2012, S. 48)

Das Ersatzsystem wird in zwei Teilsysteme zerlegt. Für jedes der Teilsysteme müssen alle Komponenten, über die beim Schaltvorgang Leistung zu-, abgeführt oder gespeichert wird, enthalten sein. Jedes Teilsystem muss für sich im Gleichgewicht sein. Dabei werden in diesem Modell Verluste vernachlässigt. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 48)

Das Momentengleichgewicht im Teilsystem 1 ergibt sich zu:

$$M_1 - M_{VKM} - M_{K1} - M_{K2} = 0 \quad (2.20)$$

Mit dem Moment der VKM aus

$$M_{VKM} = J_{VKM} * \alpha \quad (2.21)$$

ergibt sich das Gleichgewicht in Teilsystem 1:

$$M_1 - J_{VKM} * \alpha_1 - M_{K1} - M_{K2} = 0 \quad (2.22)$$

Für Teilsystem 2 lautet das Momentengleichgewicht:

$$M_{K1} * i_1 + M_{K2} * i_2 - M_3 - J_{Fzg} * \alpha_{Fzg} = 0 \quad (2.23)$$

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 49)

Die Momentenübergabe von einer Kupplung auf die andere kann in vier Schritte eingeteilt werden:

- Vorbereitungsphase
- Überschneidungsphase
- Synchronisationsphase
- Abschlussphase

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 49ff)

In Abbildung 2.18 wird eine lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff dargestellt. Das bedeutet, das Motormoment  $M_1$  bleibt über den gesamten Vorgang konstant.

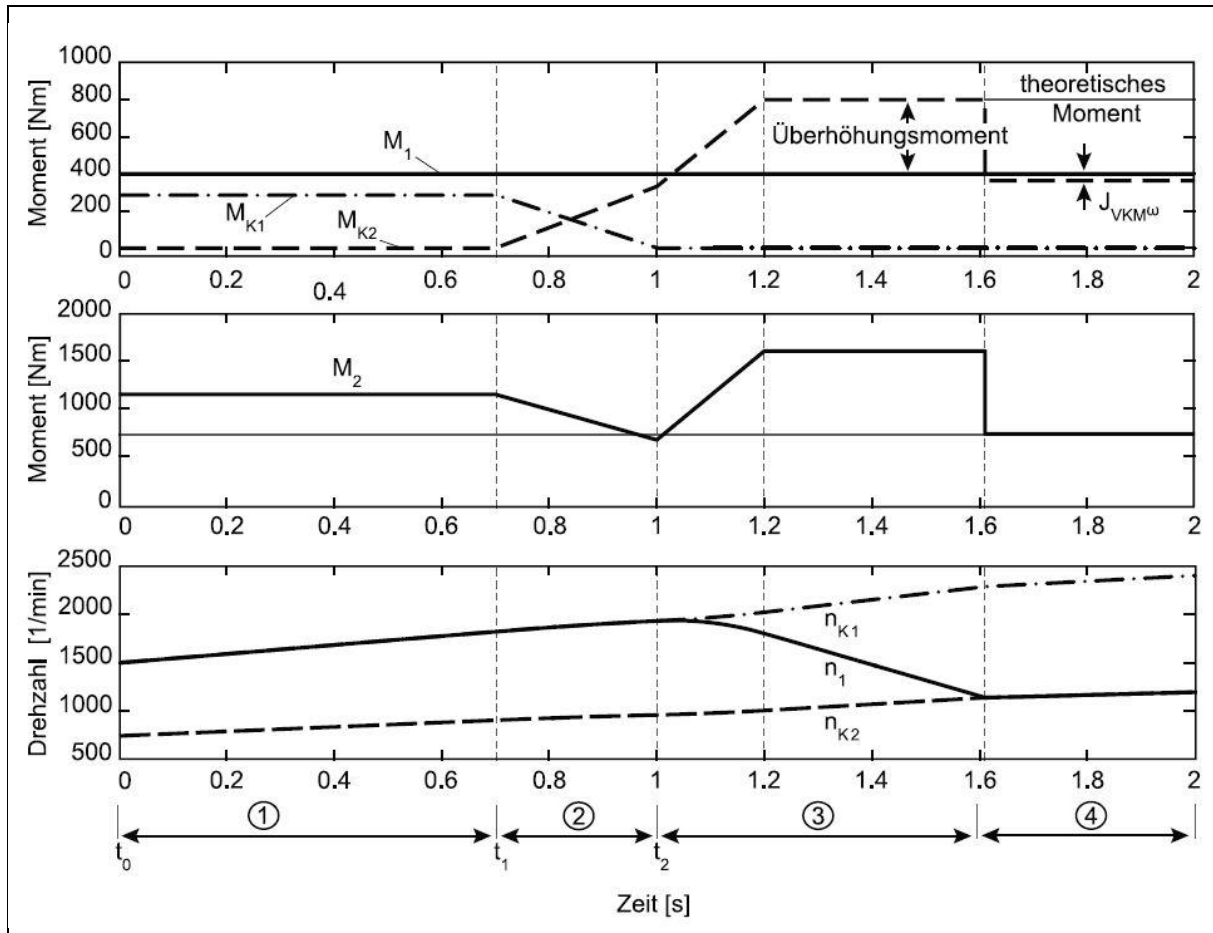


Abbildung 2.18 lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff (Fischer et al., 2012, S. 50)

Vorbereitungsphase:

K1 ist geschlossen (haftet) und überträgt das Moment. K2 ist dabei geöffnet ( $M_{K2}=0$ ).

Das Ausgangsmoment  $M_2$  errechnet sich zu:

$$M_2 = i_1 * M_{K1} \tag{2.24}$$

Da  $M_{K2}$  gleich Null ist, ergibt sich  $M_{K1}$  nach Glg. (2.22) zu

$$M_{K1} = M_1 - J_{VKM} * \alpha \tag{2.25}$$

K1 haftet, wodurch Motordrehzahl  $n_1$  und Kupplungsdrehzahl  $n_{K1}$  gleich sind und linear steigen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 49)

Überschneidungsphase:

In der zweiten Phase wird begonnen, das Moment auf die noch offene Kupplung K2 zu übergeben. Kupplung K1 wird geöffnet und  $M_{K1}$  verringert sich. K2 wird gleichzeitig geschlossen und  $M_{K2}$  steigt. K1 haftet, während K2 schlupft. Am Ende der Überschneidungsphase ist das Moment  $M_1$  vollständig an die zweite Kupplung übergeben. Die neue Übersetzung ist kleiner als die alte (Zughochschaltung  $i_{neu} < i_{alt}$ ), wodurch auch das Moment  $M_2$  nach Gleichung (2.24) abfällt.

$$M_2 = i_2 * M_{K2} \quad (2.26)$$

Das Kupplungsmoment  $M_{K1}$  muss während dieses Vorgangs so nachgeführt werden, dass die Kupplung in der Überschneidungsphase immer haftet und das Kupplungsmoment  $M_{K1}$  am Ende der Überschneidungsphase vollständig abgebaut ist. Das Moment  $M_2$  hat in diesem Punkt den niedrigsten Wert nach Glg. (2.26). (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 49f)

Synchronisationsphase:

In dieser Phase wird die Motordrehzahl an die neue Zieldrehzahl von K2 angepasst. Dazu wird das Kupplungsmoment von K2 über das Motormoment hinaus erhöht. Die Kupplung schlupft dabei noch solange, bis der Synchronpunkt der Drehzahlen erreicht wird (siehe Abbildung 2.16). Die Motordrehzahl wird mit der negativen Beschleunigung nach Glg. (2.27) abgebremst, wodurch ein zusätzliches dynamisches Moment entsteht und  $M_2$  ansteigt.

$$\alpha_1 = \frac{M_1 - M_{K2}}{J_{VKM}} \quad (2.27)$$

Sobald der Synchronpunkt erreicht ist und  $n_1 = n_{K2}$  gilt, fällt das Moment  $M_{K2}$  schlagartig ab. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 50)

Abschlussphase:

Die Schaltung ist abgeschlossen und an der Kupplung K2 liegt das Moment

$$M_{K2} = M_1 - J_{VKM} * \alpha_1 \quad (2.28)$$

an. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 51)



Bei der lastschaltenden Zughochschaltung mit Motormomenteingriff sind die beiden Phasen Vorbereitung und Überschneidung gleich wie im zuvor genannten Beispiel. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 51)

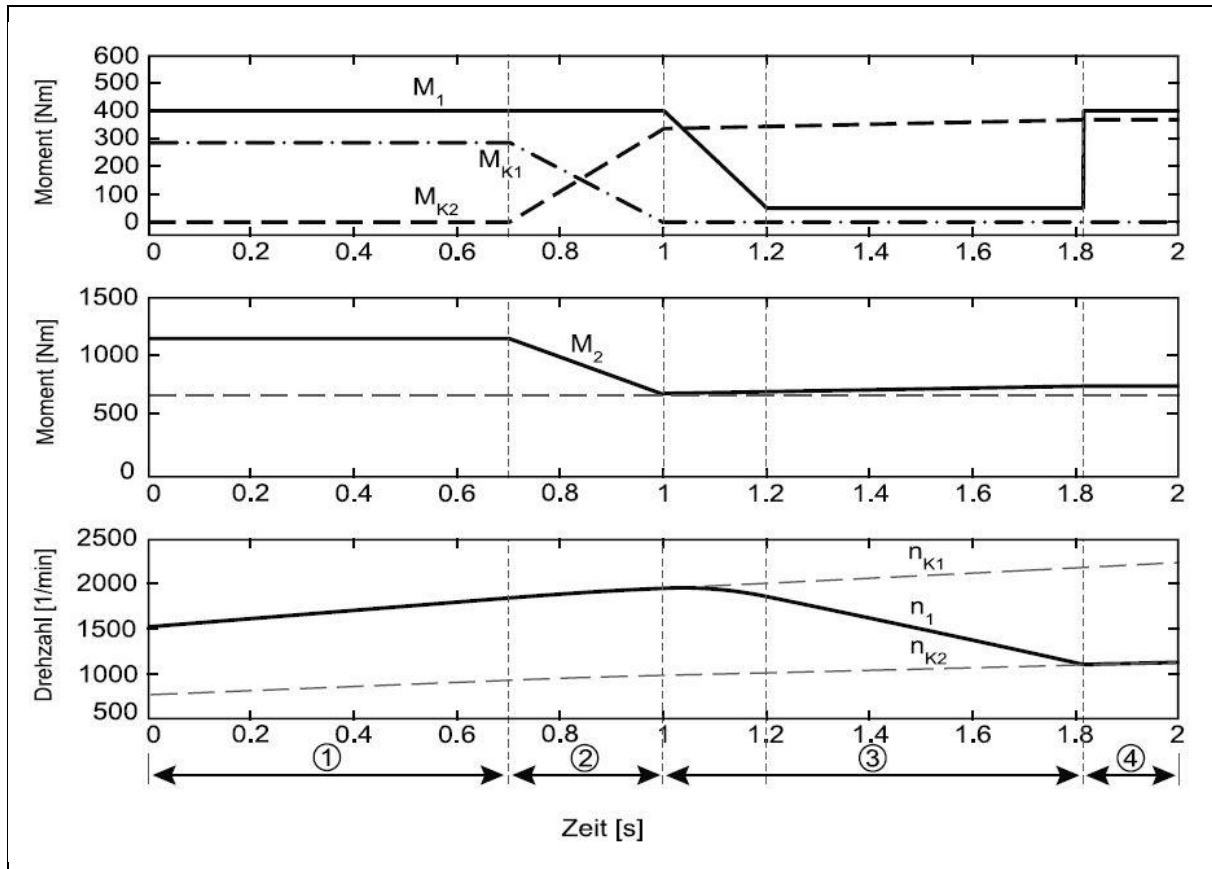


Abbildung 2.19 lastschaltende Zughochschaltung mit Motormomenteingriff (Fischer et al., S. 52)

Bei der Synchronisationsphase wird nun nicht das Kupplungsmoment  $M_{K2}$  über das Motormoment  $M_1$  erhöht, sondern  $M_1$  unter  $M_{K2}$  herabgesetzt (siehe Abbildung 2.19). Dadurch ergibt sich nach Glg. (2.27) wieder eine Verzögerung für die Motordrehzahl und diese wird bis zum Synchronpunkt auf die Kupplungsdrehzahl gedrückt. Währenddessen wird  $M_{K2}$  leicht angehoben, um am Ende der Drehzahlanpassung sicheres Haften gewährleisten zu können. Wichtig ist nun zu Beginn der Abschlussphase das Motormoment  $M_1$  schlagartig wieder auf den Wert nach Glg. (2.28)

$$M_1 = M_{K2} + J_{VKM} * \alpha_1 \quad (2.29)$$

anzuheben. Dies muss genau im Synchronpunkt geschehen, um keine sprunghafte Änderung des Abtriebsmoments  $M_2$  zu erzeugen. So ein Momentensprung des Motors ist in der Realität nicht möglich und auch die Forderung, dies exakt im Synchronpunkt zu erreichen, ist kaum umzusetzen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 51f)

Das führt zu folgenden drei wesentlichen Störungen, die durch die Abweichung von Momentenverläufen zu Stande kommen und damit Komforteigenschaften empfindlich stören:

1. Die öffnende Kupplung überträgt noch Moment, während schließende Kupplung bereits volles Moment übernommen hat.
2. Das Motormoment wird nicht exakt im Synchronpunkt wieder aufgebaut.
3. Das Kupplungsmoment an leistungsführender Kupplung wird zu früh reduziert.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 53)

ad 1.) Die öffnende Kupplung haftet und überträgt noch immer ein Moment, obwohl die schließende Kupplung bereits das vollständige Moment übernommen hat. Dadurch geht Leistung in Form von Reibung verloren. Es kommt dadurch zu einer Verringerung des Ausgangsmoments. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 53f)

ad 2.) Wie zu Abbildung 2.19 beschrieben, muss die Anhebung des Motormoments genau im Synchronpunkt stattfinden. Ist dies nicht der Fall und das Motormoment ist im Synchronpunkt noch herabgesetzt, fällt das Moment der ab hier haftenden Kupplung auf den Wert des Motormoments ab und folglich über die Übersetzung auch das Ausgangsmoment. Sobald das Motormoment angehoben wird, steigt auch das Moment der haftenden Kupplung und damit auch das Ausgangsmoment. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 54f)

ad 3.) Wenn die öffnende Kupplung mit der Momentenübergabe beginnt, bevor die schließende Kupplung anfängt einzugreifen, schlupft die schließende Kupplung. Das Abtriebsmoment sinkt zusammen mit dem Moment der öffnenden Kupplung ab. Die Motordrehzahl beginnt durch den vorhandenen Schlupf über die Drehzahl der schließenden Kupplung zu steigen. Dieser Drehzahlanstieg des Motors bei gleichzeitigem Abfall des Abtriebsmoments und somit des Vortriebs wird vom Fahrer als sehr unangenehm empfunden.

Lastschaltende und unterbrochene Zugrückschaltungen folgen denselben Grundsätzen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 55f)

Ausgeführte Beispiele sind in Fischer et al. (2012, S. 56ff) nachzulesen.

Bei der Ausführung der Kupplung gilt es zu unterscheiden zwischen:

- kraftlos geschlossen (NC=normally closed)
- kraftlos offen (NO=normally open)

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 394)

Kraftlos geschlossene Kupplungen sind jene in Handschaltgetrieben. Dort werden Motor und Getriebe durch Betätigung des Kupplungspedals getrennt (Kupplung geöffnet) und im Betrieb ist die Kupplung ohne Kraftaufwand geschlossen. Kraftlos offene Kupplungen müssen durch Kraftaufwand geschlossen werden und auch geschlossen gehalten werden.

Weiter können die Ausführungen in *gezogen* und *gedrückt* unterschieden werden.

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 384)

Der typische Aufbau einer trockenen Kupplung wie sie in MT (manual transmission = Handschaltgetriebe) verwendet wird, ist in Abbildung 2.20 dargestellt.

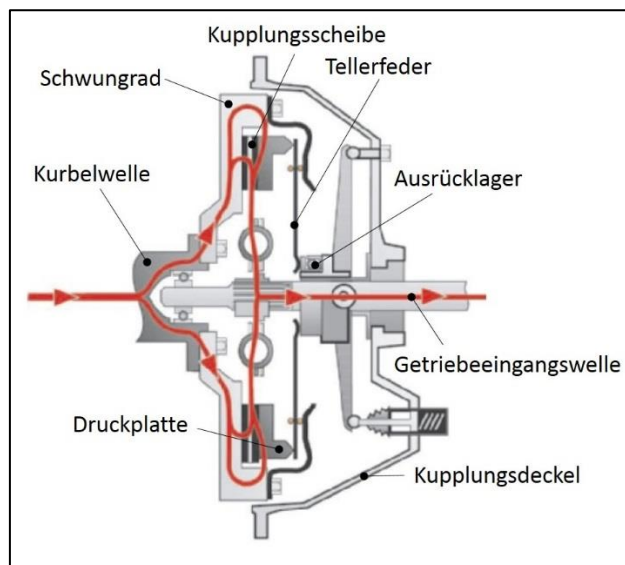


Abbildung 2.20 Aufbau mechanische PKW Reibkupplung mit Momentenfluss (rot) bei geschlossener Kupplung (Naunheimer et al., 2007, S. 115)

Es handelt sich bei dieser Ausführung um eine kraftlos geschlossene Kupplung, die aufgedrückt wird.

Wichtige Eigenschaften der trockenen Kupplung:

- + hoher Wirkungsgrad
- + Schleppmomentfreiheit
- + kleines Massenträgheitsmoment
- + hohe kurzzeitige thermische Belastbarkeit (durch große Stahlmasse der Druckplatte gute Wärmeabfuhr)
- thermische Langzeit-Belastbarkeit
- Belagverschleiß (im Vgl. zu nasser Kupplung)

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 376f)

Wesentliche Bedeutung hat die Kupplungsscheibe. Sie ist wie folgt aufgebaut:

- innenverzahnte Mitnehmerscheibe
- Reibbelagträger
- Belagsfeder
- Reibbelag
- Torsionsschwingungsdämpfer (in Kupplungsscheibe integriert)
- Druckplatte
- Schwungrad
- Kupplungsbetätigung (Ausrücker + Ausrücklager)

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 126)

Das Zusammenspiel zwischen der Belagsfederung und der Tellerfeder ist für die Betätigung der Kupplung entscheidend. Abbildung 2.21 zeigt dazu eine Prinzipdarstellung einer NC-Kupplung, die aufgedrückt wird.

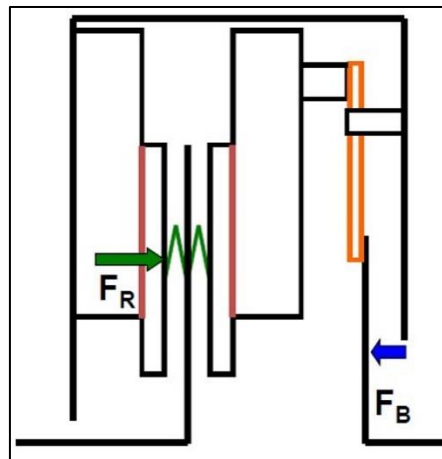


Abbildung 2.21 Prinzipdarstellung Kupplung (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 108)

Anhand eines Kraft-Weg-Diagrammes lässt sich ähnlich dem Verspannungsdreieck bei Schrauben darstellen, welchen Effekt die Kombination Tellerfeder/Belagsfeder hat. Wie in Abbildung 2.22 zu erkennen ist, bewirkt die Belagsfeder (grün) eine geringe Betätigungskraft bei hoher Reibkraft an der Kupplung. Die Reibkraft ist proportional zum Kupplungsmoment und somit ebenfalls hoch, trotz geringer Betätigungskraft. Im Vergleich dazu ist bei der Ausführung mit einer Schraubenfeder (Abbildung 2.23) mit linearer Federkennlinie eine wesentlich höhere Betätigungskraft nötig, um dieselbe Reibkraft an der Kupplungsscheibe und damit dasselbe Moment zu erhalten. Geringe Betätigungskräfte bedeuten weniger Kraftaufwand für den Fahrer beim MT und geringen Energieaufwand, wenn der Kuppelvorgang automatisiert durchgeführt wird. (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 106ff)

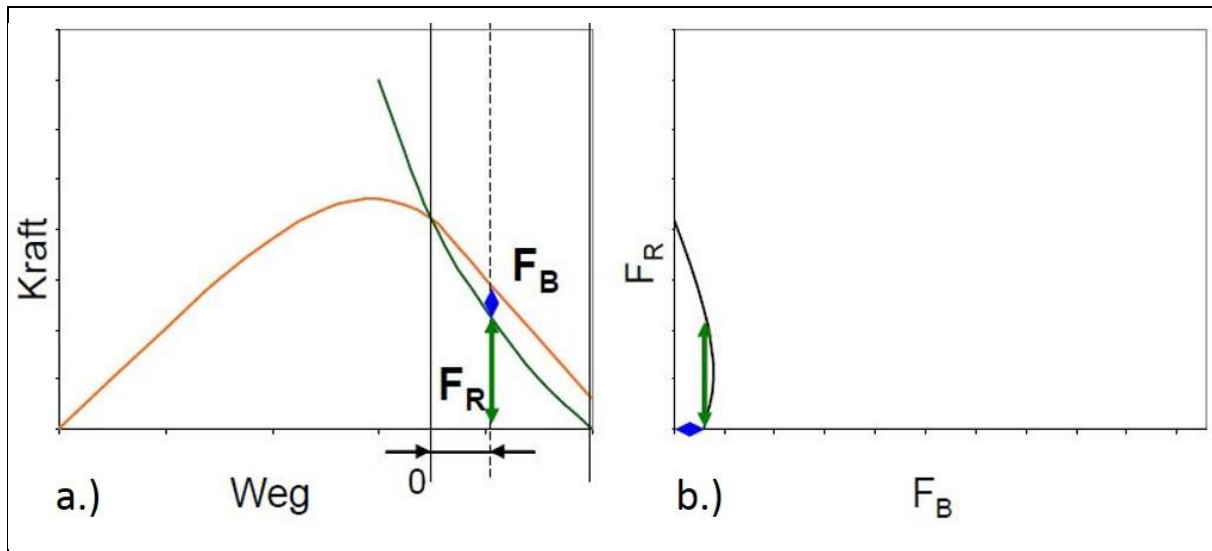


Abbildung 2.22 a.) Kraft-Weg Diagramm Kupplung mit Tellerfeder b.) Reibkraft in Abhängigkeit von Betätigungskraft (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 108)

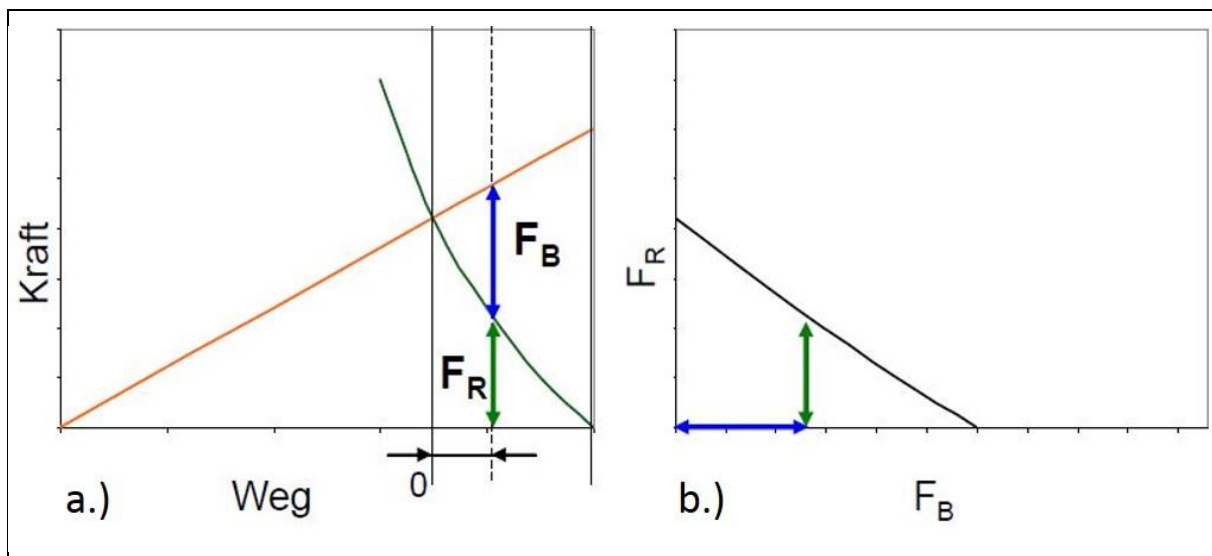


Abbildung 2.23 a.) Kraft-Weg Diagramm Kupplung mit Schraubenfeder b.) Reibkraft in Abhängigkeit von Betätigungskraft (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 107)

Nasslaufende Kupplungen werden aufgrund ihrer kompakten Bauform gerne in last-schaltenden Getrieben eingesetzt, da sie ob der Ölkühlung trotzdem eine gute Wärmeabfuhr gewährleisten (vgl. Fischer et al., 2012, S. 128).

Nachfolgend sind die Eigenschaften der nassen Kupplung zusammengefasst.

- + kleine Masse
  - + kleines Massenträgheitsmoment
  - + gute Regelbarkeit
  - + hohe Leistungsdichte
  - + große Momentenkapazität
  - + Belagverschleiß (im Vgl. zu trockener Kupplung)
  - thermische Überlastung: lokale Schädigung von Öl und darauffolgende Kontamination des gesamten Ölhaushalts
  - höherer technischer Aufwand durch Ölversorgung (im Vgl. zu trockener Kupplung)
  - Schleppmoment (darunter wird das Verlustmoment verstanden, dass entsteht, wenn es zur Scherung des zwischen den geöffneten Lamellen befindlichen Öl kommt)
- (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 376)

Die Kupplung ist dabei meist in Lamellenbauform ausgeführt. Diese werden in einem öldichten Gehäuse durchströmt, wodurch die durch Reibarbeit entstehende Wärme abgeführt wird. Die zu Beginn dieses Kapitels beschriebenen Grundlagen und Anforderungen gelten sowohl für trockene als auch nasse Kupplungen. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 391ff)

Für weitere Informationen zur Auslegung und Ausführung von nassen Kupplungen siehe Naunheimer et al. (2007) und Kirchner (2007).

## 2.4.5 Gangschaltungselement

Auch Gangschaltelemente sind Kupplungen. Während im Rennsport und bei Motorrädern oft Klauenschaltungen zum Einsatz kommen, da diese wesentlich kürzer bauen und zudem ein geringeres Massenträgheitsmoment aufweisen, wird unter anderem im Serien-PKW-Bereich seit ca. 1928 synchronisiert geschaltet. Charles Kettering hat bei GM die Synchronisation eingeführt. 1931 hat ZF ihre Synchronisation auf den deutschen Markt gebracht.

(Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 168)

Im Folgenden wird auf die Synchronisation näher eingegangen, für weitere Informationen zu anderen Gangschaltungseinrichtungen sei auf Naunheimer et al. (2007) und Kirchner (2007) verwiesen.

Die Synchronisierung als Teil der inneren Schaltung muss im Zusammenspiel mit der äußeren Schaltung folgende Anforderungen erfüllen:

- Angleichen der Umfangsgeschwindigkeit zu verbindender Bauteile in 0,1-0,3 s
- kurze Schaltwege
- niedrige Schaltkräfte
- flüssiger Schaltablauf
- sportlich knackiges Schaltgefühl

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 305)

Die letzten beiden Punkte betreffen allerdings nur die Handschaltgetriebe.

Die Angleichung der Drehzahlen erfolgt bei der mechanischen Synchronisierung zu Beginn des Vorgangs zwischen Getriebewelle und zu schaltendem Losrad reibschlüssig. Sobald die Drehzahlen gleich sind, erfolgt die formschlüssige Verbindung. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 134)

Das auf der Welle gelagerte Losrad wird über die Mitnehmerverzahnung mit der Schiebemuffe verbunden, sobald diese nach links verschoben wird und eingreift. Das Herzstück der Synchronisierung ist das Konusreibsystem. Es wird für die Vorsynchronisation benötigt, um eine Drehzahlangleichung zwischen Schiebemuffe und Losrad herzustellen. Der Synchronring mit Konusreibsystem ist axial über eine Ringfeder oder Kugelrastungen mit der Schiebemuffe verbunden. In Umfangsrichtung wird der Synchronring über drei Synchronisationsriegel positioniert. Wird die Schiebemuffe nach links verschoben, drückt der Reibkonus auf das Losrad und baut ein Moment auf, welches eine weitere Verschiebung durch die Auslegung des Winkels  $\alpha$  sperrt. Sobald die Drehzahldifferenz abgebaut ist, wird auch dieses Moment Null und der Synchronring wird aus der Sperrstellung in die Durchschaltstellung gedreht. Die Schiebemuffe verdreht beim Weiterschieben das Losrad. Durch einen Anschlag zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper wird die Verschiebung begrenzt. Damit ist der Schaltvorgang abgeschlossen und das Moment wird über das Losrad und die Kupplungsverzahnung formschlüssig auf die Schiebemuffe und über die Nabe auf die Welle übertragen. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 135f)

Dieser Vorgang kann in sechs Schritte unterteilt werden:

1. Neutralposition
2. Vorsynchronisation
3. Synchronisation
4. Entsperren
5. Durchschalten
6. Gangpositionssicherung und Drehmomentübertragung

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 135f)

Die dabei auftretenden Drehzahldifferenzen werden anhand der in Abbildung 2.24 gezeigten Prinzipskizze erklärt.

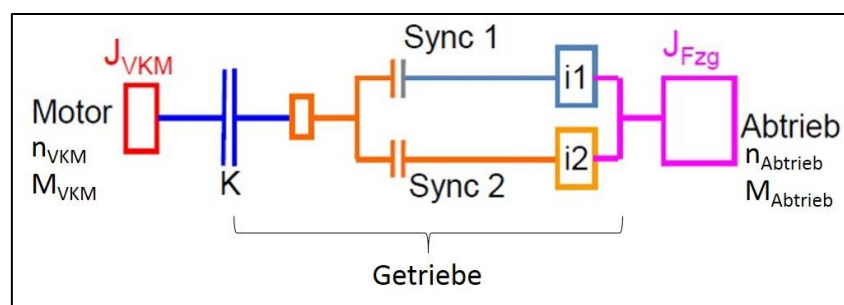


Abbildung 2.24 Prinzipskizze Synchronisierung (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 1, 2016, S. 78)

Die Kupplung ist geschlossen und das Moment fließt über die erste Synchronisierung mit Übersetzung  $i_1$ . Für Abtriebsdrehzahl und -moment ergibt sich:

$$n_{Abtrieb} = \frac{n_{VKM}}{i_1} \tag{2.30}$$

$$M_{Abtrieb} = M_{VKM} * i_1 \tag{2.31}$$

Die Synchronisierung 2 dreht sich aufgrund der Übersetzung  $i_2$  mit

$$n_{Sync2} = n_{Abtrieb} * i_2 \tag{2.32}$$

Beim Schalten in den zweiten Gang muss eine Differenzdrehzahl von

$$\Delta n = n_{VKM} - n_{Sync2} \tag{2.33}$$

ausgeglichen werden.

Für das Moment an der Synchronisierung gilt folglich:

$$M_{Sync2} = \frac{M_{VKM} * i_1}{i_2} \tag{2.34}$$

(Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 1, 2016, S. 79)

Da die Synchronisierung in Phase 2 über das Konusreibsystem funktioniert, lässt sich auch dieser Vorgang vereinfacht wie in Kapitel 2.4.4 mit den Momentenverläufen beschreiben. Dabei wird eine Zughochschaltung mit Zugkraftunterbrechung gezeigt. Die Drehzahlangleichung erfolgt beim Einlegen des Ganges reibschlüssig, das Auslegen erfolgt ohne reibschlüssige Zwischenstufe. In Abbildung 2.25 ist ein langsamer Schaltablauf dargestellt. In der Vorbereitungsphase (1) liegt noch kein Synchronisationsmoment an. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 58f)

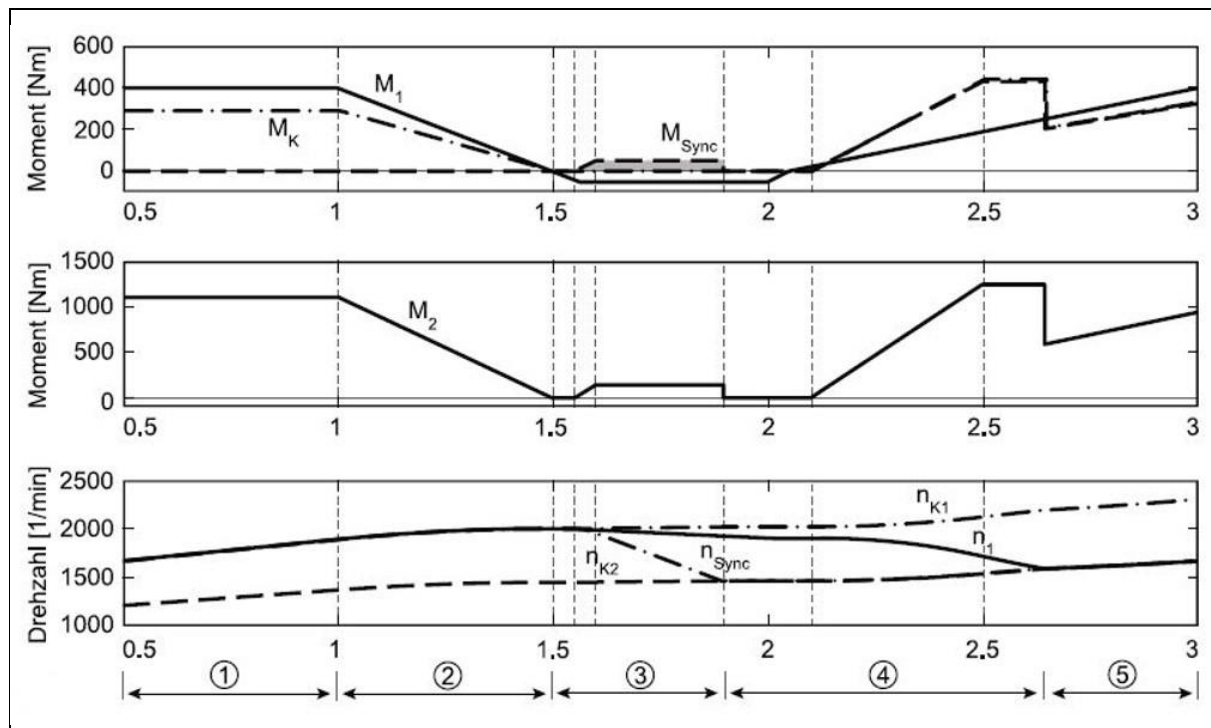


Abbildung 2.25 langsame Zughochschaltung mit Zugkraftunterbrechung (Fischer et al., 2012, S. 59)



In Phase 2 wird das Motormoment  $M_1$  abgebaut. Das Moment der haftenden Kupplung  $M_K$  wird ebenfalls geringer, wie auch das Abtriebsmoment  $M_2$ . Das Kupplungsmoment fällt auf Null (offene Kupplung) und somit auch das Abtriebsmoment  $M_2$ . Zu Beginn der Gangwechselphase (3) wird das Motormoment  $M_1$  negativ, da die VKM nun in den Schubetrieb wechselt. Die Motordrehzahl wird dadurch ebenfalls verringert. Nun muss durch die Synchronisation (Konusreibsystem) die Getriebeeingangswelle samt getriebeseitiger Kupplungsmasse auf die Zieldrehzahl des neuen Ganges gebracht werden. Ein Synchronmoment  $M_{\text{Sync}}$  wird aufgebaut und die langsamere Ausgangswelle wird von der schnelleren Eingangswelle beschleunigt und liefert dadurch ein zusätzliches Moment an den Abtrieb. Das Abtriebsmoment ist in dieser Phase ausschließlich vom Synchronmoment abhängig (siehe auch Kapitel 2.4.4: „das Moment der schlupfenden Kupplung wird ausschließlich durch die Kupplung selbst bestimmt“). Sobald die Drehzahlangleichung abgeschlossen und damit der Synchronpunkt erreicht ist, bricht das Synchronmoment – und damit auch das Abtriebsmoment – schlagartig zusammen. In der vierten Phase erfolgt die Synchronisation zwischen Motor und Abtrieb. Kupplungs- und Motor-moment werden wieder langsam erhöht, die Überhöhung des Kupplungsmoments bewirkt die Absenkung der Motordrehzahl  $n_1$ . Ist der Synchronpunkt erreicht, erfolgt die bereits bekannte sprunghafte Änderung von  $M_K$  und damit  $M_2$ . (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 58ff)

Die Zeit, die für diesen Vorgang aufgewendet werden muss, kann einerseits durch die Gradienten in der Momentenaufbau- und -abbauphase und andererseits durch die Höhe des Synchronisationsmoments beeinflusst werden. Zu steile Rampen führen zu einer negativen Beeinflussung des Komforts und zu Schwingungsanregung in dem Antriebsstrang. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 58ff)

Ein zu hohes Synchronmoment  $M_{\text{Sync}}$  führt zu einer starken zwischenzeitlichen Erhöhung des Abtriebsmomentes  $M_2$  und damit im Synchronpunkt auch zu einem starken Einbruch des selbigen. Synchronzeit und Synchronmoment hängen über die kinetische Energie zusammen. Es gilt:

$$M_{\text{Sync}} * t_{\text{Sync}} = \text{konst.} \quad (2.35)$$

Daraus kann man erkennen, dass kürzere Synchronzeiten höhere Synchronmomente bedingen. Dies wird in Abbildung 2.26 nochmals grafisch dargestellt. Die grau hinterlegte Fläche muss bei schneller und langsamer Schaltung gleich groß sein. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 58)

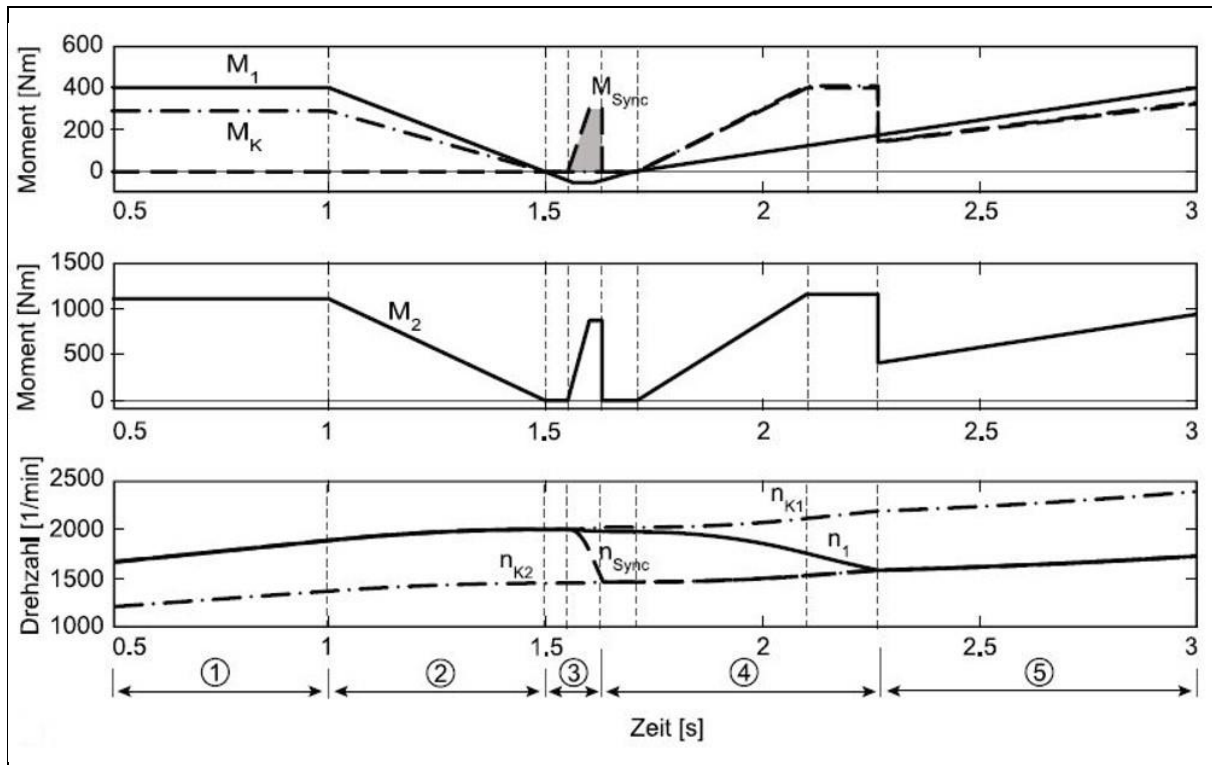


Abbildung 2.26 schnelle Zughochschaltung mit Zugkraftunterbrechung (Fischer et al., 2012, S. 59)

Aus Komfortsicht sind also schnelle Schaltungen nicht unbedingt gute Schaltungen, da dadurch große Momentensprünge in den Triebstrang induziert werden.

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 58f)

Zusätzlich erfordern schnelle Schaltungen höheren Kraftaufwand, der beim Handschaltgetriebe vom Fahrer und beim automatisierten Getriebe von der Aktuatorik aufgebracht werden muss.

## 2.5 Doppelkupplungsgetriebe

In diesem Kapitel wird speziell auf den Aufbau, die Eigenschaften und Anforderungen des Doppelkupplungsgetriebes eingegangen. Die grundsätzlichen Elemente wie Wellen, Kupplungen, Zahnräder usw. unterscheiden sich nicht von anderen Getriebearten. Diese Elemente wurden bereits in den vorhergehenden Kapiteln besprochen. Hier wird im Speziellen nochmals auf die Doppelkupplung und die Betätigungseinrichtungen für Kupplung und Schaltung eingegangen.

Das Ziel bei der Entwicklung von Doppelkupplungsgetrieben ist es, den guten Wirkungsgrad von Handschaltgetrieben mit den Komforteigenschaften eines Stufenautomaten zu verbinden. Zwei autarke Teilgetriebe sind über jeweils eine Kupplung mit dem Motor verbunden.

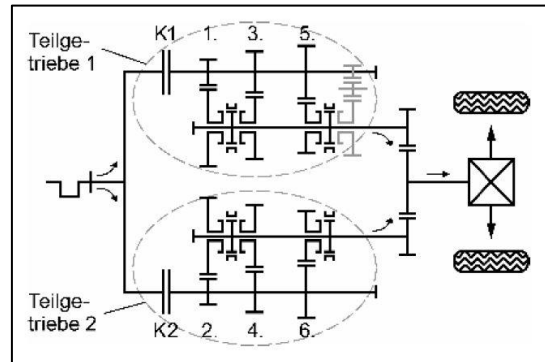


Abbildung 2.27 Prinzipdarstellung Doppelkupplungsgetriebe (Naunheimer et al., 2007, S. 174)

Dabei werden die Gänge so aufgeteilt, dass ein Teilgetriebe die ungeraden und das andere Teilgetriebe die geraden Gänge enthält (siehe Abbildung 2.27). In Verbindung mit der Doppelkupplung werden die Getriebe dadurch lastschaltbar. Diese Doppelkupplung dient dabei sowohl als Schalt- als auch als Anfahrlement. Der Gangwechsel kann entweder manuell durch den Fahrer initiiert werden oder im Automatikmodus durch die Getriebesteuerung. Ausgeführt wird der Kupplungs- bzw. Schaltvorgang durch die Aktuatorik. Diese wird in Kapitel 2.5.2 separat behandelt. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 173ff)

Der konstruktive Aufbau des Getriebes ist dabei nicht in der Form ausgeführt, dass die beiden Teilgetriebe nebeneinander angeordnet sind, sondern sie werden ineinander geschachtelt, um möglichst viel Platz zu sparen. Eine der beiden Eingangswellen wird als Hohlwelle ausgeführt, in der die zweite als Vollwelle gelagert ist (siehe auch Kapitel 2.4.2). (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 173ff)

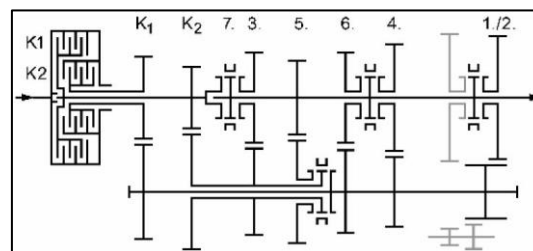


Abbildung 2.28 Ablauf Hochschaltung DKG (Naunheimer et al., 2007, S. 174)

Anhand einer beispielhaften Hochschaltung vom zweiten in den dritten Gang nach Naunheimer et al. (2007, S. 174) soll die Funktion des Getriebes dargestellt werden.

Das Fahrzeug befindet sich im aktuellen Fahrbetrieb im zweiten Gang. Tritt nun eine Situation auf, die ein Hochschalten in den dritten Gang erfordert, so wird dieser im lastfreien Teilgetriebe 1 eingelegt. Die Synchronisation des Losrades (siehe Kapitel 2.4.5) erfolgt dabei unmerklich für den Fahrer. Nun kann das Moment von Kupplung K2 (öffnet) auf Kupplung K1 (schließt) in der Überschneidungsphase (siehe Kapitel 2.3.3) übergeben werden. Dies geschieht ohne Unterbrechung der Zugkraft.

Nachdem nun das Teilgetriebe 1 das gesamte Moment überträgt und das Teilgetriebe 2 lastfrei ist, kann in diesem der zweite Gang ausgelegt werden und je nach Anforderung ein neuer Gang vorgewählt werden. Dieser prinzipielle Ablauf gilt sowohl für Hoch- als auch für Rückschaltungen. Abbildung 2.28 zeigt dazu den entsprechenden Aufbau für obig beschriebenen Ablauf.

Dabei ist es sehr wichtig, auf die Relativedrehzahlen an der Losradlagerung zu achten. Wenn bei einer Fahrt kein Gang im anderen Teilgetriebe vorgewählt ist, so können sich die nicht leistungsführenden Kupplungen und Losräder relativ zum leistungsführenden Teilgetriebe verdrehen. Wird jedoch auch während der stationären Fahrt ein Gang im nicht leistungsführenden Getriebe vorgewählt, so kann es zu erheblichen Relativedrehzahlen kommen. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 280)

### 2.5.1 Doppelkupplung

Die Anforderungen an die Doppelkupplung unterscheiden sich im Wesentlichen nicht von denen an konventionelle Ein- oder Mehrscheibenkupplungen (siehe Kapitel 2.4.4). Sie müssen zusätzlich, um eine Lastschaltung zu ermöglichen, einen geregelten Übergang von einer Kupplung zur anderen erlauben. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 393)

Auch bei der Doppelkupplung gibt es die folgenden Unterscheidungsmerkmale:

- trockene Doppelkupplung
- nasse Doppelkupplung

Bei der nassen Doppelkupplung wird das Drehmoment über den primärseitigen Lamellen-träger in die übertragende Lamellenkupplung eingeleitet, bei der trockenen Doppelkupplung geschieht dies (wie in Kapitel 2.4.4 angeführt) über Schwungmasse und Druckplatte an der Primärseite. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 277)

Die Unterscheidung wird über das zu übertragende Drehmoment getroffen. Trockene Doppelkupplungen haben ihre Grenzen bei etwa 250 Nm, darüber hinaus sollten nasse Doppelkupplungen zur Anwendung kommen. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 394)

- NC-Ausführung
- NO-Ausführung

Der Einteilung der Kupplung in normally closed (NC) und normally open (NO) kommt im Fall des Doppelkupplungsgetriebes nochmals eine höhere Bedeutung zu.

Durch die Aufteilung in zwei Teilgetriebe muss sichergestellt werden, dass es beim Systemausfall nicht zum Verspannen der beiden Teilgetriebe kommt. Daher werden die Doppelkupplungen zumeist als NO ausgeführt, wodurch sich beide Kupplungen automatisch öffnen, sollte es zum Ausfall der Getriebesteuerung kommen. Dies bedeutet aber auch, dass im Betrieb eine Halteenergie notwendig wird, die die Kupplung geschlossen hält. Systeme, die NC-ausgeführt sind, weisen den vermeintlichen Vorteil auf, diese Halteenergie nicht zu benötigen. Verspannen der beiden Teilgetriebe kann dabei allerdings nur sehr aufwendig verhindert werden. Die Kupplungen können in Ein- oder Mehrscheibenbauweise ausgeführt sein. Trockene Doppelkupplungen sind i. d. R. als Einscheiben-, nasse Doppelkupplungen als Mehrscheibensystem ausgeführt. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 275ff)

Das übertragbare Moment ist vom Durchmesser und der Anzahl der Reibflächen der Kupplung abhängig, da Reibkoeffizient und Anpresskraft nicht beliebig erhöht werden können. Und auch der Durchmesser ist durch den Bauraum eingeschränkt. Bei der nassen Kupplung kann eine Reduzierung des Durchmessers durch hintereinanderschalten von mehreren Reibflächen erfolgen. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 286f)

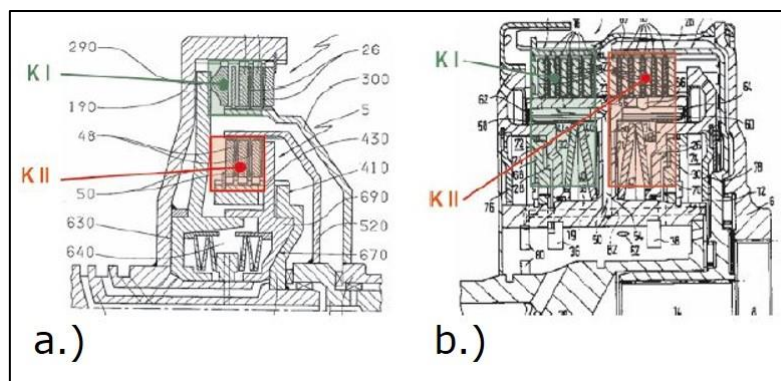


Abbildung 2.29 Doppelkupplung a.) radial angeordnet b.) axial angeordnet (Kirchner, 2007, S. 276)

Die mögliche Anordnung der beiden Kupplungen kann, wie in Abbildung 2.29 dargestellt, radial oder axial erfolgen. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 276)

Ein Vergleich der beiden Anordnungsformen nach Kirchner (2007, S. 276) zeigt die Vor- und Nachteile:

radiale Anordnung:

- + kleiner axialer Bauraumbedarf
- + äußere Kupplung leistungsfähiger, da größerer Durchmesser
- schlechte Wärmeabfuhr der inneren Kupplung
- hoher radialer Bauraumbedarf

axiale Anordnung:

- + symmetrischer Aufbau der Kupplung (reduzierte Teilevielfalt)
- größere axiale Baulänge

Ein wichtiger Punkt ist auch die Wärmekapazität. Diese fällt konstruktionsbedingt bei der nassen Kupplung höher aus, da die Lamellen von Öl durchströmt sind.

Bei der trockenen Kupplung darf der Durchmesser nicht zu klein werden, um die Wärmekapazität nicht zu klein werden zu lassen. Da bei nassen Doppelkupplungen die Aktuatorik in der Kupplung untergebracht ist, kann die Kupplung in das Getriebe integriert werden. Bei trockenen Doppelkupplungen werden die Aktuatoren wie die Betätigungselemente bei Handschaltgetrieben in der Getriebeglocke untergebracht und benötigen somit extra Bauraum. (Vgl. Kirchner, 2007, S. 286f)

## 2.5.2 Aktuatorik

Der Begriff Aktuator wird vom englischen „actuator“ abgeleitet und bezeichnet eine Stelleinrichtung (Stellglied oder Steller), die aktiv in einen technischen Prozess eingreift, indem diese elektrische Signale in mechanische Bewegung oder andere physikalische Größen wandelt. Das Eingangssignal der Stelleinrichtung, die Stellgröße, kann von einer Steuerung, Regelung oder einem Bediener verändert werden. (Vgl. Isermann, 2008, S. 441)

Wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt, erfolgt die Kupplungs- bzw. Schaltbetätigung beim Doppelkupplungsgetriebe automatisiert über die Aktuatorik. Diese kann je nach Anwendung nach Abbildung 2.30 unterschieden werden. Eine Kombination der prinzipiell zu unterscheidenden Systeme ist, wie in Kapitel 3 gezeigt, möglich. Die Entwicklung der Aktuatoren im Fahrzeuggetriebebereich begann für sogenannte „Add-on“-Lösungen. Darunter versteht man Handschaltgetriebe, die durch aufgesetzte Aktuatoren automatisiert werden. Wie auch beim DKG wird beim automatisierten Handschaltgetriebe der Kupplungs- bzw. Schaltvorgang durch den Fahrer ausgelöst, z. B. durch Schaltwippen am Lenkrad, und durch die Aktuatorik durchgeführt. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 171)

Die Belastungen und Kräfte, die die Aktoren dabei bewältigen bzw. aufbringen müssen, ergeben sich aus den Überlegungen in den einleitenden Kapiteln „Anfahr- und Schaltelemente“ (2.4.4 und 2.4.5). Für die Kupplung muss die notwendige Anpresskraft bereitgestellt werden, um das geforderte Drehmoment übertragen zu können. Bei der Aktuatorik der Gangschaltung ergeben sich die wirkenden Kräfte aus den Phasen der Synchronisierung (siehe Kapitel 2.4.5).

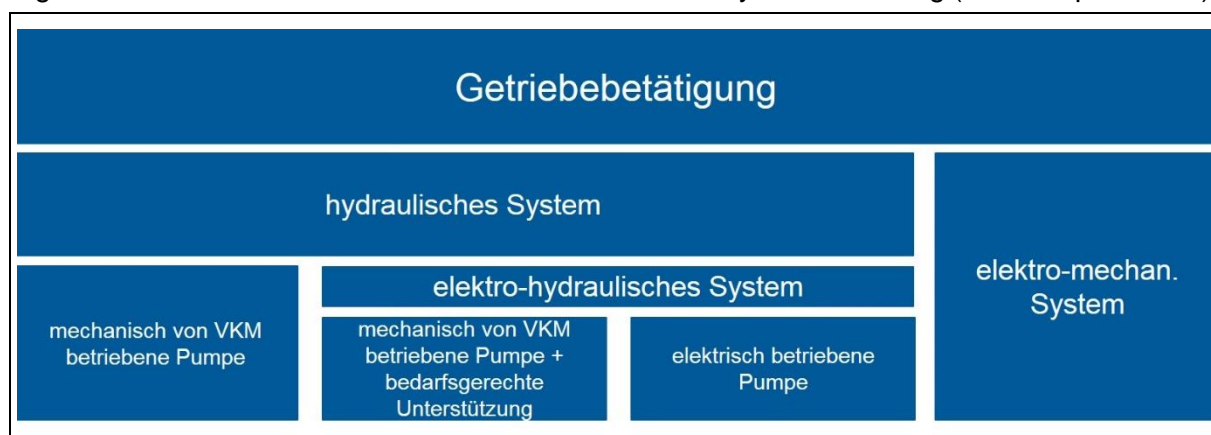


Abbildung 2.30 Betätigungsarten (vgl. Guo et al., 2015, S. 525ff)

Für die in Abbildung 2.30 dargestellten Betätigungsarten können nach Fischer et al. (2012, S. 163ff) nachstehende Vor- und Nachteile formuliert werden:

elektro-mechanisch:

- + bedarfsgerechte Leistungsbereitstellung
- + geringere Temperaturabhängigkeit
- + Robustheit gegenüber Kontamination in Fertigung und Betrieb
- Bauraumanforderung
- max. Einsatztemperatur

hydraulisch:

- + hohe Leistungsdichte
- + hohe Flexibilität und Kompaktheit
- + Synergie mit Kühlsystem
- Synergie mit Kühlsystem
- Temperaturabhängigkeit (temperaturabhängige Viskositätslinie Öl)

elektro-hydraulisch:

- + Unabhängigkeit von VKM (z.B.: Ölversorgung auch im Stillstand (Start/ Stopp))
- + Dynamik E- Motor (bedarfsgerechte Regelung auch ohne Akkumulator)
- Temperaturabhängigkeit (temperaturabhängige Viskositätslinie Öl)

Die Aufgaben für ein hydraulisches System können je nach Kupplungstyp erweitert werden. Wird eine nasse Doppelkupplung verwendet, kann das hydraulische System auch den Part der Kupplungskühlung übernehmen. Zusätzlich wird oft auch noch die Schmierung des Getriebes durch dasselbe System sichergestellt. Dies muss bei elektro-mechanischer Aktuierung separat gelöst werden. Da in dieser Arbeit die Schalt- und Kupplungsbetätigung untersucht wird, wird in weiterer Folge auf die Aufgaben Kühlung und Schmierung nur mehr am Rande eingegangen.

Die Anforderungen an die Aktuatorik ergeben sich aus den unterschiedlichen Aufgaben und Einsatzgebieten und lassen sich in Anlehnung an Wagner et al. (2006, S. 138) in fünf Gruppen einteilen.

1. Funktion

- Stelldynamik, Regelbarkeit
- Notlaufverhalten (NO/NC)
- Verluste (Reibung, Leckage)

2. Lebensdauer

- Fahrzeuglebensdauer min. 240.000 km
- Wartungsfreiheit
- Robustheit (Temperaturen, Schwingungen, Schmutz)
- Ausfallsicherheit

3. Integration und Bauraumbedarf

- Bauraumbedarf
- Montageprozesse
- Gewicht

4. Energiebedarf u. Kosten

- geringer Energiebedarf → geringer Kraftstoffverbrauch
- Kosten

5. Hybridisierbarkeit

- Energiequelle

Die Hybridisierbarkeit ist hierbei ein besonders wichtiger Punkt. Damit ist gemeint, dass bei der Entwicklung bzw. Auswahl von Betätigungssystemen darauf Rücksicht genommen werden muss, dass das Getriebe für den Einsatz in Hybridfahrzeugen geeignet sein soll. Daher ist die Unabhängigkeit vom Motor als Energiequelle wichtig.

Tabelle 2.8 Hybridklassen (vgl. Hofmann, 2014, S. 25)

	autarker Hybrid		
Bezeichnung	micro	mild	full
Funktionen	Start/ Stopp eingeschränkte Re- kuperation	Start/ Stopp Rekuperation Boosten Generatorbetrieb elektr. Fahren bei niedrigen Geschw.	Start/ Stopp Rekuperation Boosten Generatorbetrieb elektr. Fahren bei mittleren Geschw. ext. Nachladung
Leistung E- Maschine	2-3 kW	10-15 kW	>>25 kW
Spannungsniveau	12- 48 V	48- 150 V	> 200 V
Beispiele	Smart mhd	Honda CR- Z	Toyota Prius

Betrachtet man die einfachste Form aus Tabelle 2.8, dann muss die Aktuierung in der Lage sein, auch ohne die Energiequelle VKM aus der Start-/Stopp-Phase ein rasches Wiederanfahren zu ermöglichen. Das bedarfsgerechte Bereitstellen von Energie über den gesamten Fahrbetrieb sorgt im Vergleich zur kontinuierlichen Bereitstellung für Verbrauchseinsparung.



Für die in Abbildung 2.30 dargestellten Betätigungsarten können nach Fischer et al. (2012, S. 163ff) nachstehende Vor- und Nachteile beschrieben werden:

elektro-mechanisch:

- + bedarfsgerechte Leistungsbereitstellung
- + geringere Temperaturabhängigkeit
- + Robustheit gegenüber Kontamination in Fertigung und Betrieb
- Bauraumanforderung
- max. Einsatztemperatur

hydraulisch:

- + hohe Leistungsdichte
- + hohe Flexibilität und Kompaktheit
- + Synergie mit Kühlsystem
- Synergie mit Kühlsystem
- Temperaturabhängigkeit (temperaturabhängige Viskositätslinie Öl)

elektro-hydraulisch:

- + Unabhängigkeit von VKM (z.B.: Ölversorgung auch im Stillstand (Start/ Stopp))
- + Dynamik E- Motor (bedarfsgerechte Regelung auch ohne Akkumulator)
- Temperaturabhängigkeit (temperaturabhängige Viskositätslinie Öl)

### 3 Recherchierte Systeme

Da bereits eine Vielzahl unterschiedlicher Ausführungen von Aktuatoren für Kupplungs- und Schaltbetätigung der verschiedenen Betätigungsarten (siehe Abbildung 2.30) vorhanden sind, wurden für diese Arbeit 14 Systeme recherchiert, welche im vorliegenden Kapitel vorgestellt werden. Ein Expertenteam des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik sowie der AVL List GmbH. hat in weiterer Folge eine Auswahl aus diesen Systemen für die weitere Betrachtung getroffen. Die Systeme sowie die Vorgehensweise bei der Entscheidungsfindung werden in den nachfolgenden Kapiteln gezeigt. Die Unterteilung erfolgt dabei in Anlehnung an Abbildung 2.30.

#### 3.1 Hydraulische Systeme

Hydraulische Betätigungssysteme werden oft in Kombination mit nassen Kupplungen eingesetzt, da hier Synergieeffekte wie ein gemeinsamer Ölkreislauf genutzt werden können. Durch die hohe Flexibilität ist es sehr gut möglich, das hydraulische Modul an verschiedenen Stellen des Getriebes zu verbauen. Dadurch, dass alle Elemente in einem kompakten Modul untergebracht werden können benötigt die hydraulische Aktuierung nur relativ geringen Platzbedarf. Es ergibt sich in Kombination mit der hohen Leistung auch eine hohe Leistungsdichte. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 163)

Der Aufbau hydraulischer Systeme besteht im Wesentlichen aus Ölpumpe, Ventilen, Steuerplatte, Akkumulator, Sensoren und dem Hydrauliköl. Ein wichtiger Aspekt bei der Betrachtung der unterschiedlichen hydraulischen Systeme ist die Wirkungsgradkette, die sich für die unterschiedlich angetriebenen Pumpen verschieden darstellen. (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 3, 2016, S. 11)

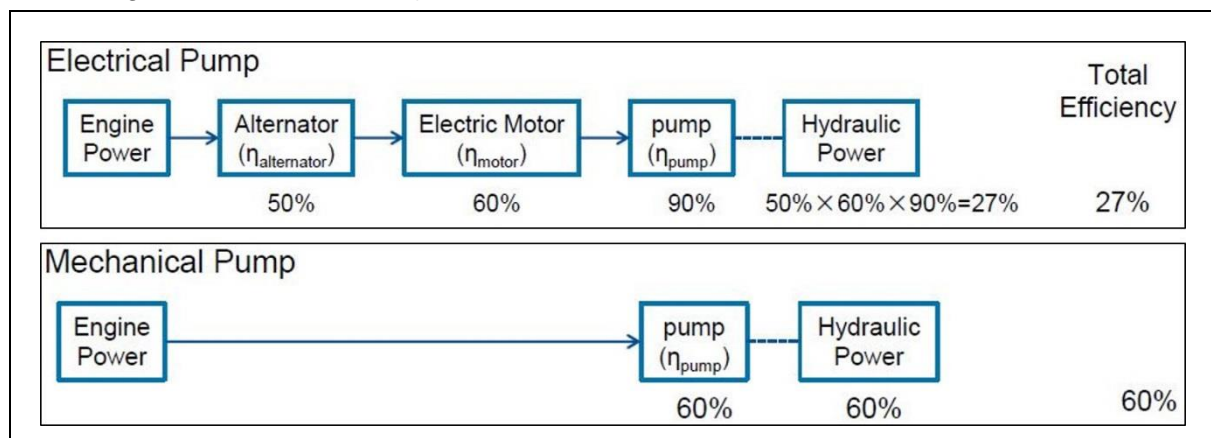


Abbildung 3.1 Wirkungsgradkette hydr. Aktuierung (Jiang, 2014, S. 14)

Wie in Abbildung 3.1 zu sehen, verfügt die elektrisch betriebene Ölpumpe über eine lange Wirkungsgradkette. Durch die Multiplikation der Einzelwirkungsgrade ergibt sich, obwohl diese teilweise recht hoch sind, ein niedriger Gesamtwirkungsgrad. Anders beim mechanischen Betrieb über die VKM. Dabei ist der Leistungsfluss innerhalb der beteiligten Komponenten der Hydraulik wie in Abbildung 3.2 dargestellt.

Die Pumpe erzeugt aus der an sie durch den Antrieb gelieferten Energie (mechanisch durch Koppelung an VKM oder elektrisch durch E- Motor) nach Formel (3.1) die hydraulische Leistung, die sich aus Druck und Volumenstrom ergibt. Nach Abzug der Pumpverluste gelangt diese hydraulische Leistung an die Betätigung. Zusätzlich wird elektrische Leistung in den Betätigungssystemen zur Verfügung gestellt, um z.B. die Ventile entsprechend zu steuern. Auch dieses System ist mit Verlusten behaftet, sodass nach Abzug dieser der Rest für die vier Aufgaben Kupplungs- und Schaltbetätigung, Schmierung des Getriebes und Kühlung der Kupplung übrig bleibt. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 527)

$$P_{\text{hydr.}} = p * \dot{V} \quad (3.1)$$

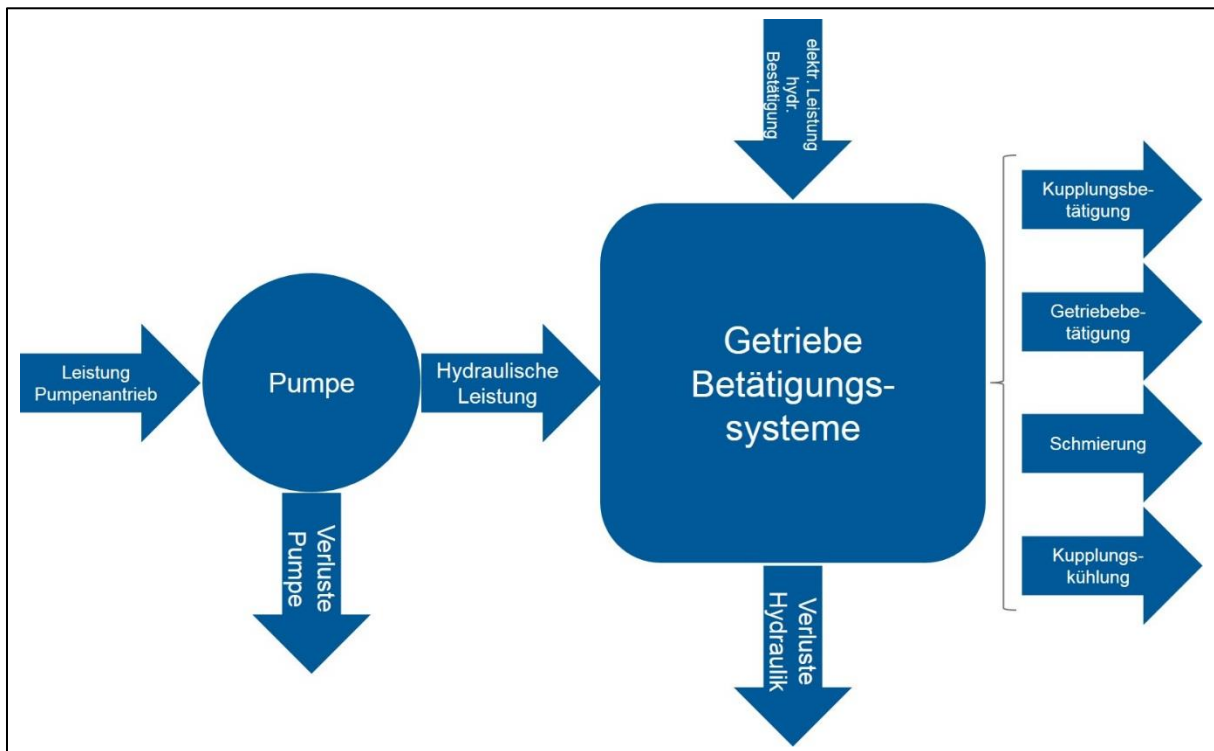


Abbildung 3.2 Leistungsfluss Hydraulik (vgl. Guo et al., 2015, S. 527)

Die wichtigsten Elemente der hydraulischen Aktuierung werden im Folgenden kurz beschrieben.

### 3.1.1 Ölpumpe

Die Aufgabe von Ölpumpen ist es, Öl mit definiertem Druck und Volumenstrom zur Schmierung, Kühlung und/ oder Steuerung zur Verfügung zu stellen. Dazu werden verschiedene Pumpenarten eingesetzt. Es wird aber möglichst vermieden, eine zusätzliche Schmieröl- bzw. Kühlölpumpe zu verbauen, sondern versucht, die Steuerölpumpe für diese zusätzliche Aufgabe einzusetzen. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 448)

Die Unterscheidung der Getriebeölpumpen nach deren Aufgabe erfolgt in:

- Schmierölpumpe
- Steuerölpumpe

(Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 448)

Je nach Anwendung müssen unterschiedliche Drücke bereitgestellt werden. Für Schmieraufgaben innerhalb des Getriebes bis zu 6 bar, zur Betätigung von Getriebe- und Kupplungsstellen im DKG bis ca. 20 bar, bei mechanischen Stufenlosgetrieben bis ca. 70 bar. Grundsätzlich gilt es zu differenzieren, in welcher Form der Volumenstrom bereitgestellt wird. Hier wird in konstanten Volumenstrom und variablen Volumenstrom unterschieden. In diesem Zusammenhang kann auch noch bzgl. der Art wie der Volumenstrom erzeugt wird in Umlauf- und Hubverdrängung unterteilt werden. Die Pumpen können entweder mechanisch von der VKM oder elektrisch und damit bedarfsgerecht von einem E-Motor angetrieben werden (siehe Abbildung 2.30). (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 448ff)

Bei der Auslegung der Pumpen wird darauf geachtet, dass ausreichend Fördervolumen zur Kupplungsbefüllung bei Leerlaufdrehzahl vorhanden ist. Dies führt allerdings zu Verlusten bei höheren Drehzahlen, da die Pumpe für diese Betriebspunkte überdimensioniert ist. Abhilfe kann hier die Pumpe mit variabler Fördermenge oder die bedarfsgerechte Ansteuerung mittels E-Motor schaffen. (Vgl. Reif, 2010, S. 84)

Gängige Vertreter sind nach Fischer et al. (2012, S. 163ff) und Naunheimer et al. (2007, S. 448ff):

1. Außenzahnradpumpe
2. Innenzahnradpumpe (Mondsichelpumpe)
3. Zahnringpumpe (Gerotorpumpe)
4. Flügelzellenpumpe  
(alle konstantes Fördervolumen)
5. Axialkolbenpumpe

ad 1.)

Bei allen Zahnradpumpen ergibt sich das Fördervolumen aus der Summe des Verdrängungsvolumens der eintauchenden Zähne. Die meisten Zahnradpumpen weisen ein konstantes Fördervolumen auf, können aber durch Verschiebung des Zahneingriffs variabel ausgeführt werden. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 164ff)

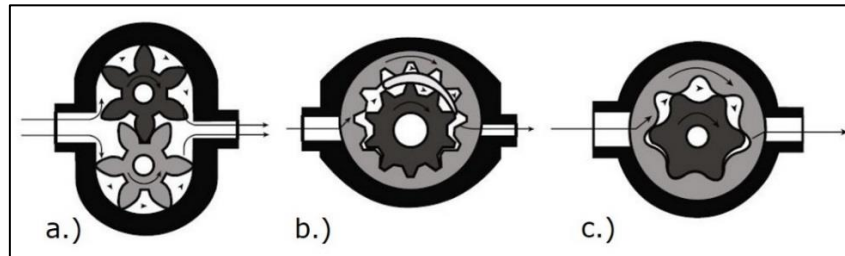


Abbildung 3.3 a.) Außenzahnradpumpe b.) Mondsichelpumpe c.) Zahnringpumpe (Fischer et al., 2012, S. 165)

Die Außenzahnradpumpe (Abbildung 3.3 a.)) weist drei Dichtstellen auf: axial durch die stirnseitigen Spalte, radial zwischen den kämmenden Zähnen und dem Gehäuse, und die eingreifenden Zahnflanken. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 451)

Zwischen den kämmenden Zähnen wird das Öl eingeschlossen. Das Volumen verkleinert sich auf das des Zahnflankenspiels, wodurch das Öl gequetscht wird. Dadurch werden Quetschtaschen notwendig, die im Gehäuse oder im Deckel vorgesehen werden und das Öl zur Pump- oder Saugseite abfließen lassen. Volumetrische Verluste bei der Außenzahnradpumpe ergeben sich aus dem Quetschöl und den Leckageverlusten an Zahnkopf und Stirnseitenspalt. Die hydraulischen Verluste entstehen aus Ölscher- und Reibungsverlusten. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 448ff)

Die Eigenschaften der Außenzahnradpumpe können folgend aufgelistet werden:

- + wenige Bauteile
- hohe Anzahl an Dichtstellen
- Quetschspalte nötig

(Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 3, 2016, S. 17)

ad 2.)

Bei der Mondsichelpumpe (Abbildung 3.3 b.)) ist eine koaxiale Ausführung mit dem Antrieb einfacher möglich. Die Zähne werden im Betrieb durch die Sichel abgedichtet. (Kirchner, 2007, S. 320) Durch die geringeren Leckageverluste weist diese einen höheren volumetrischen Wirkungsgrad auf. Auch bei dieser Pumpenart sind Quetschtaschen notwendig. Durch den größeren Außendurchmesser sind die Reibflächen größer, was wiederum wirkungsgradmindernd wirkt. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 165)

Die Eigenschaften im Überblick:

- + koaxiale Anordnung einfach möglich
- + kurze Bauform
- + gut für hohe Drehzahlen geeignet
- + weniger Leckage
- große Reibflächen

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 165; Naunheimer et al., 2007, S. 448ff)

ad 3.)

Die Zahnring, auch Gerotorpumpe genannt, verfügt wie in Abbildung 3.3 c.) dargestellt über eine Trochoidenverzahnung und ist wesentlich bauraumeffizienter als die zuvor genannten. Die Herstellung ist einfacher und der mechanische Wirkungsgrad ist höher. Diese Pumpe hat hohe Anforderungen an die Genauigkeit und einen schlechteren volumetrischen Wirkungsgrad. Die Vorteile und Nachteile sind:

- + Bauraumeffizienz
- + einfacher herstellbar als Mondsichelpumpe
- + hoher mechanischer Wirkungsgrad
- hohe Genauigkeitsanforderung
- schlechter volumetrischer Wirkungsgrad

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 165)

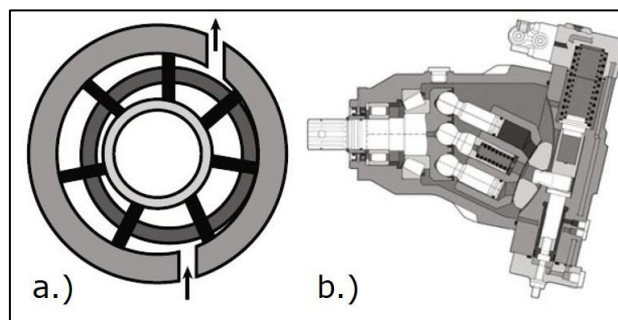


Abbildung 3.4 a.) Flügelzellenpumpe b.) Axialkolbenpumpe (Fischer et al., 2012, S. 165 & 167)

ad 4.)

Die Flügelzellenpumpe (Abbildung 3.4 a.) eignet sich sehr gut für koaxiale Anordnungen, weist einen hohen Wirkungsgrad auf und ist für hohe Drehzahlen geeignet. Diese Pumpenart kann zweistufig ausgeführt werden, wodurch je Umdrehung zweimal angesaugt und ausgedrückt wird. Die zwei Pumpenhälften stellen hydraulisch gesehen dann zwei separate Pumpen dar. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 453f)

- + hoher Wirkungsgrad
- + für hohe Drehzahlen geeignet
- + kompakt
- akustisch sensibler als Mondsichelpumpe

(Vgl. Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 3, 2016, S. 24)

ad 5.)

Die Axialkolbenpumpe weist ein variables Fördervolumen auf. Indem der Neigungswinkel verstellt wird, ändern sich der Kolbenhub und somit auch das geförderte Volumen. In Abbildung 3.4 b.) ist eine Ausführung dargestellt. Nachteilig ist die erhöhte Geräuschemission dieser Pumpenart. Zur Anwendung kommt die Pumpe bei niedrigen Drehzahlen.

- + variables Fördervolumen
- hohe Geräuschemission
- wenig geeignet für hohe Drehzahlen

(Vgl. Fischer et al., 2012, S. 166)

### 3.1.2 Ventile

Ventile haben die Aufgabe, den von der Ölpumpe zur Verfügung gestellten Druck bzw. die hydraulische Leistung nach Formel (3.1) zu steuern und zu regeln, um letztlich Richtung und Größe von Druck und Volumenstrom zu beeinflussen (vgl. Will & Gebhardt, 2011, S. 207). Dabei kann man zwischen Schaltventilen und Druckreglern unterscheiden. Schaltventile werden elektrisch angesteuert und besitzen zwei Schaltstellungen. Vertreter der Schaltventile sind 3/2- Ventile (3 Anschlüsse, 2 Schaltstellungen). Diese werden oft bei einfachen 3- bzw. 4-Gang Getrieben eingesetzt und kommen bei Getrieben mit Kupplungsüberschneidungen und auch sonst in modernen Getrieben immer seltener vor. (Reif, 2010, S. 188ff)

Für Sicherheitsfunktionen wie z. B. das hydraulische Sperren des Rückwärtsgangs bei Vorwärtsfahrt werden 3/2-Ventile noch immer eingesetzt und besitzen folgende Eigenschaften (vgl. Fischer et al., 2012, S. 169; Reif, 2010, S. 188ff):

- + niedrige Kosten
- + hohe Schmutzunempfindlichkeit
- + geringe Leckage
- + einfache Ansteuerelektronik

(Vgl. Reif, 2010, S. 189)

Druckregler können z.B. als Proportionalventile oder als PWM-Ventil ausgeführt sein. Beim Proportionalventil herrscht ein Gleichgewicht zwischen dem zu regelnden Druck, einer Federkraft und einer steuernden Kraft, die entweder selbst ein Druck ist oder sonst durch einen Elektromagneten eingebracht wird. Damit die Magnetkräfte und damit der Energiebedarf klein gehalten werden kann, wirkt der geregelte Druck oft auf eine Differenzfläche. Beim PWM-Ventil wird der Volumenstrom durch die pulsweiten-modulierte Ansteuerung des Magneten geregelt. (Vgl. Reif, 2010, S. 190ff)

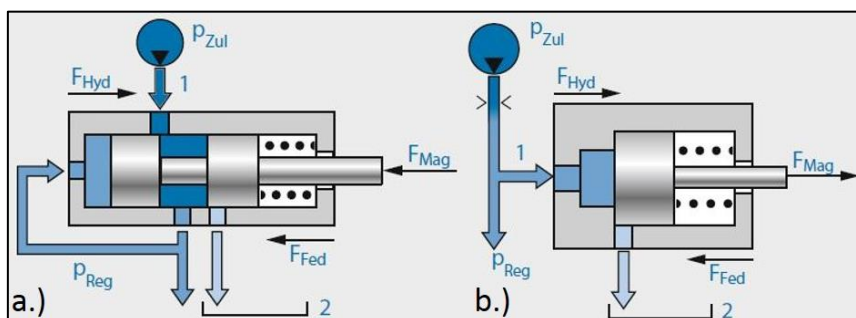


Abbildung 3.5 a.) Schieberventil b.) Flachsitzventil (Reif, 2010, S. 192)

Druckregler können als Schieberventil (Zweikanten-Steuerung), siehe Abbildung 3.5 a.), oder als Flachsitzausführung (Einkanten-Steuerung), siehe Abbildung 3.5 b.), konzipiert sein. Bei der Zweikanten-Steuerung wird der gesamte Volumenstrom durch das Ventil geleitet, welches dadurch anfällig für Verschmutzungen im Hydrauliköl ist. Bei der Einkanten-Steuerung wird lediglich ein geringer Teil durch das Ventil geführt. Weiters ist bei der Einkanten-Steuerung der Zulaufquerschnitt durch die Blende bestimmt und nicht veränderlich. (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 169ff; Reif, 2010, S. 192)

Die Eigenschaften des Schieberdruckreglers sind folgende:

- + hohe Genauigkeit,
- + unempfindlich gegenüber Störgrößen
- + unempfindlich gegen Systemleckage
- + geringe Leckage
- Aufwändige Fertigung der Präzisionsteile
- Präzisionselektronik erforderlich
- kostenintensiv

(Vgl. Reif, 2010, S. 191)

Der Flachsitzdruckregler hingegen weist die untenstehenden Eigenschaften auf:

- + hohe Genauigkeit
- + kostengünstig
- + unempfindlich gegenüber Störgrößen
- unempfindlich gegenüber Schmutz
- hohe Leckage
- aufwändige Elektronik

(Vgl. Reif, 2010, S. 193)

Detailliertere Angaben zu den einzelnen Ventilarten sind in Will & Gebhardt (2011, S. 207ff) nachzuschlagen.

### 3.1.3 Akkumulator

Akkumulatoren werden im Falle der Hydraulik als Druckflüssigkeitsspeicher ausgeführt – mit der Aufgabe, ein Flüssigkeitsvolumen unter Druck zu speichern und bei Bedarf wieder an das System abgeben zu können. Diese Speicherung kann über einen langen Zeitraum nahezu verlustfrei erfolgen. (Vgl. Will & Gebhardt, 2011, S. 293)

Die Aufgabengebiete für den Akkumulator können wie folgt beschrieben werden:

- Bedienung von Bedarf an Volumenstrom bei schwankender Anforderung, im Schadensfall oder als Leckageausgleich
- zur Dämpfung von Druck – und Volumenstromspitzen
- Einsatz als hydrodynamisches Federelement

(Vgl. Will & Gebhardt, 2011, S. 293)

Aufgrund der geringen Kompressibilität von Flüssigkeiten weist Gas (meist Stickstoff) die höchste praktische Bedeutung im Einsatz bei Druckflüssigkeitsspeichern auf, da es sehr hoch verdichtbar ist und nahezu keine Masse besitzt. Akkumulatoren, die mittels Feder- oder Gewichtsbelastung arbeiten, besitzen keine praktische Relevanz. Das Einteilungskriterium der Varianten liefert die konstruktive Ausführung aufgrund der Tatsache, dass Gas und Flüssigkeit stets durch elastische Elemente voneinander zu trennen sind. Dies kann entweder durch eine Membran oder Dichtringe am Umfang eines Kolbens sein. Abbildung 3.6 zeigt die Varianten von a.) Blasenspeichern, b.) Membranspeichern und c.) Kolbenspeichern.

(Vgl. Will & Gebhardt, 2011, S. 293ff)



Auch hier sei für weitere Ausführungen zum Druckspeicher auf Will & Gebhardt (2011, S. 293ff) verwiesen.

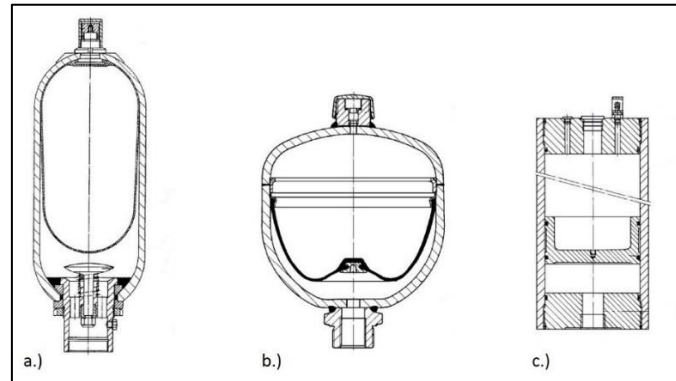


Abbildung 3.6 a.) Blasenspeichern, b.) Membranspeichern c.) Kolbenspeichern (Will & Gebhardt, 2011, S. 297)

## 3.2 Elektrische Systeme

Bei den elektrischen Systemen wird differenziert, mit welchen anderen Systemen die elektrischen Komponenten gekoppelt werden. Wie bereits in Abbildung 2.30 gezeigt, kann eine Verbindung von Hydraulik bzw. Mechanik zu elektro-hydraulischen oder elektro-mechanischen Systemen führen.

Die Hauptelemente im elektro-hydraulischen Aktuator sind ident zu denen bei rein hydraulischen Systemen (wie in Kapitel 3.1 angeführt). Die Ergänzung liefert der Elektromotor inkl. notwendiger Steuerung.

Bei elektro-mechanischen Aktuatoren erfolgt eine Kombination einer Mechanik, die zumeist die Drehbewegung des Elektromotors in eine translatorische Bewegung wandelt. Um die notwendige Energie nicht ausschließlich durch den E-Motor bereitstellen zu müssen, werden auch hier Komponenten eingebunden, die als Energiespeicher dienen. Dies können z.B. Federelemente sein. Der Elektromotor als essentielles Bauteil bei beiden Anwendungen, wird im nächsten Abschnitt näher betrachtet.

Elektromaschinen haben die Aufgabe, elektrische Energie in mechanische Energie zu wandeln und diese dem technischen Prozess zur Verfügung zu stellen (vgl. Hofmann, 2014, S. 165). Eine grobe Einteilung der Elektromaschinen zeigt Abbildung 3.7. Die wichtigsten werden im Folgenden kurz erläutert.

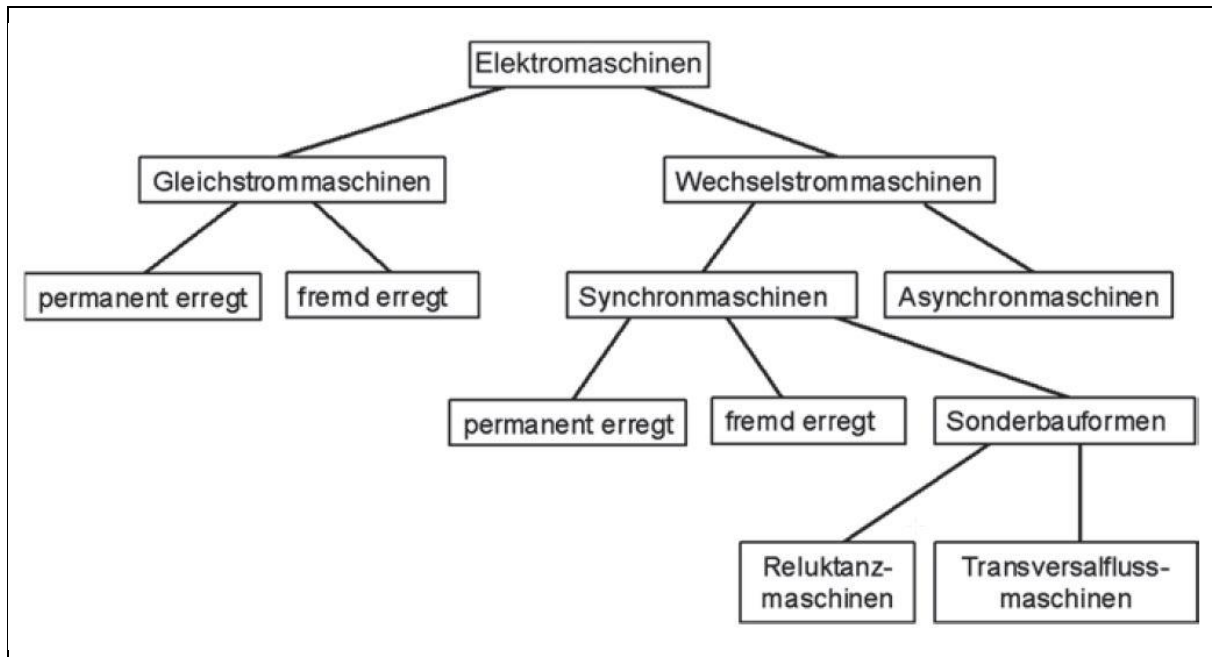


Abbildung 3.7 Einteilung Elektromaschinen (Hofmann, 2014, S. 166)

Der grundsätzliche Aufbau der rotierenden elektrischen Maschinen besteht aus dem feststehenden Stator und dem drehenden Rotor oder Läufer. Das Bauteil, welches mit Spannung induziert wird, wird als Anker bezeichnet. Lagerschilde an den Stirnseiten des Stators sorgen dafür, dass der Rotor konzentrisch in der Bohrung des Stators läuft.

(Vgl. Hofmann, 2014, S. 166f)

- Gleichstrommaschine

Eine Erregerwicklung innerhalb des Stators sorgt für ein elektrisches Magnetfeld, in dem durch den Lorenzeffekt nach Formel (3.2) auf den stromdurchflossenen elektrischen Leiter (Ankerwicklung) eine Kraft bzw. ein Drehmoment in Abhängigkeit der Leiterlänge, Strombetrag und -richtung sowie Induktion des Magnetfeldes nach Betrag und Richtung wirkt.

(Vgl. Fuest & Döring, 2000, S. 35)

$$\vec{F} = l * (\vec{I} \times \vec{B}) \quad (3.2)$$

Durch den Kommutator (Stromwender) wird nun der Strom der rotierenden Ankerwicklung so zugeteilt, dass ein möglichst großes Moment entsteht. Durch die umlaufende Bewegung des Ankers wirkt auf diesen ein sich periodisch ändernder magnetischer Fluss der feststehenden Erregerwicklung. Dadurch fließt in der Ankerwicklung ein Wechselstrom, der durch den Kommutator gleichgerichtet wird. (Vgl. Hofmann, 2014, S. 173)

Wird die Erregerwicklung an eine feste Spannungsquelle angeschlossen, spricht man von einer fremderregten Gleichstrommaschine. Wird die Erregerwicklung parallel an dieselbe Spannungsquelle wie die Ankerwicklung angeschlossen, handelt es sich um einen Nebenschlussmotor. Bei einem Reihenschlussmotor wird Ankerwicklung und Erregerwicklung in Reihe geschaltet und somit vom selben Strom durchflossen. (Vgl. Hofmann, 2014, S. 173f)

Nachteile der Gleichstrommaschine ergeben sich durch den Einsatz des Kommutators. Diese sind:

- erhöhter Wartungsaufwand durch Kohlebürsten im Kommutator
- längere Bauform im Vergleich zur Drehstrommaschine
- höheres Gewicht im Vergleich zur Drehstrommaschine
- max. Drehzahl durch mechan. Stromwender (Kommutator) begrenzt

(Vgl. Hofmann, 2014, S. 174)

Teilweise Abhilfe für diese Nachteile schafft der bürstenlose Gleichstrommotor (BLDC= brushless direct current). Hier ist der Rotor mit Permanentmagneten ausgestattet, während der Stator über Wicklungen verfügt. Dadurch kann auf Kohlebürsten verzichtet werden, allerdings wird so eine elektronische Kommutierung nötig.

(Vgl. Hofmann, 2014, S. 174)

Im Bereich der Aktuatorik wird der BLDC aufgrund seiner Vorteile im Bereich des geringeren Bauraums und der Wartungsfreundlichkeit häufig eingesetzt.

- Wechselstrommaschine

Die Funktion einer Wechselstrommaschine basiert auf der Erzeugung eines elektrischen Drehfeldes durch einen dreiphasigen Wechselstrom. Im Stator befinden sich die dazu notwendigen Drehfeldwicklungen, welche wiederum rotationssymmetrisch verteilte Wicklungsstränge aufweisen. Die drei Wicklungen werden durch die nachfolgenden Ströme der um  $120^\circ$  phasenverschobenen Spannungen des Drehstromnetzes gespeist. Es entsteht ein magnetisches Drehfeld, dem der Rotor folgt. Die Wechselstrommaschine wird in Synchron- und Asynchronmaschine unterschieden. Der Aufbau des Stators unterscheidet sich dabei nicht, lediglich die Ausführung des Rotors variiert. Die Synchronmaschine verfügt über eine elektrische oder eine permanentmagnetische Erregung und folgt dem Drehfeld des Stators synchron. Bei der Asynchronmaschine erfolgt die Erregung über eine Kurzschlusswicklung, die der Läufer trägt. Es werden solange Ströme vom Ständerdrehfeld in die Läuferwicklung induziert, solange die Läuferdrehzahl von der Synchrohdrehzahl abweicht. Dadurch entsteht ein Drehmoment, der Rotor dreht asynchron zum Drehfeld. (Vgl. Hofmann, 2014, S. 174f)

### 3.3 Vorstellung recherchierter Systeme

Es wurde versucht, durch Literatur- und Internetrecherche sowie Patentrecherche einen möglichst guten Überblick über verfügbare Aktuatorik für Schalt- und/ oder Kupplungs-betätigung zu schaffen. Insgesamt wurden 14 verschiedene Systeme ermittelt, die in den folgenden Kapiteln vorgestellt werden, um nachvollziehen zu können, wie die weitere Entscheidung für zwei elektro-mechanische und einen elektro-hydraulischen Vertreter zustande gekommen ist. Zusätzlich entstand eine (durch die Recherche angeregte) eigene Idee für eine elektro-hydraulische Aktuierung. Diese wird in Kapitel 3.3.15 kurz erläutert.

Wichtig zu erwähnen ist, dass im Hinblick auf den zeitlichen Ablauf zu diesem Zeitpunkt der Arbeit noch nicht fixiert wurde, ob die weiteren Betrachtungen für DKG mit trockener oder nasser Doppelkupplung durchgeführt werden. Auch diese Entscheidung wurde mit Hilfe der Übersicht von Systemen getroffen. Vorab wurden zusammen mit den Betreuern folgende Eigenschaften definiert, aufgrund derer – ebenfalls in Zusammenarbeit mit den Betreuern – die Systeme bewertet und verglichen wurden, um in weiterer Folge drei Systeme auswählen zu können.

- Innovationsgrad  
Ist ein System schon lange ausgereift und auf dem Markt verfügbar und erprobt oder handelt es sich um ein System, welches nur als Patent oder als Konzept vorliegt und zu dem noch keine längeren Erprobungen vorhanden sind?
- Leistungsbedarf  
Wie ist der Leistungsbedarf des Systems?
- Modularität  
Wie einfach lässt sich das System auch in anderen Getriebeanwendungen verwenden?
- Hybridisierbarkeit  
Ist das System auch für Hybridanwendungen denkbar? Im einfachsten Fall des micro-hybrid (siehe Tabelle 2.8 ) muss eine Start-Stopp-Fähigkeit vorhanden sein.
- Komplexität  
Wie hoch ist die Komplexität des Systems und damit auch die Fehleranfälligkeit sowie Ausfallwahrscheinlichkeit?

Diese fünf Kriterien konnten mit niedrig, mittel oder hoch bewertet werden bzw. im Falle der Hybridisierbarkeit mit möglich oder nicht möglich.

Die in Kapitel 3.3.1 bis 3.3.5 sowie 3.3.7 und 3.3.8 vorgestellten Systeme wurden alle im Zuge einer im VDI-Bericht Nr. 2256, 2015 veröffentlichten Studie von der Firma Borg Warner innerhalb einer Simulation untersucht. Dabei wurde der Vergleich von durchschnittlichem Energieverbrauch innerhalb eines kompletten NEDC-Zyklus angestellt, worauf sich auch die angegebenen Leistungswerte in den einzelnen Kapiteln beziehen.

### 3.3.1 Mechanisch betriebene Pumpe

Die in Abbildung 3.8 gezeigte Prinzipskizze veranschaulicht eine typische Anordnung einer rein hydraulischen Aktuatorik für Doppelkupplungsgetriebe mit nasser Kupplung.

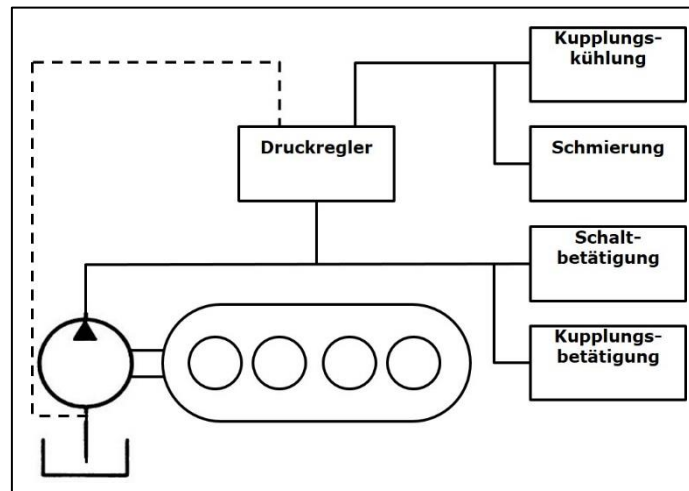


Abbildung 3.8 hydr. Aktuatorik, Mechanisch betriebene Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 535)

Die einstufige Ölpumpe ist mechanisch (meist durch Zahnradstufen oder mittels Kette) mit der VKM gekoppelt. Proportionaldruckregler regeln den Druck in der Hauptleitung und verteilen den Volumenstrom zur Schaltbetätigung und Kupplungskühlung bzw. direkt zurück zum Tank. Schaltventile sind für die Betätigung der beiden Kupplungen zuständig. Die Ölpumpe ist für kritische Bereiche ausgelegt. Daher ist diese nun für einen großen Betriebsbereich des Getriebes überdimensioniert. Durch die mechanische Kopplung an die VKM kann keine bedarfsgerechte Ansteuerung gewährleistet werden. Somit ist der Verbrauch in weiten Bereichen geringer als die von der Pumpe bereitgestellte Leistung und führt zu hohen Verlusten. In diesem Fall muss die Pumpe über den gesamten Betrieb den notwendigen Druck und Volumenstrom, also hydraulische Leistung bereitstellen, um Schalt- und Kupplungsbetätigung, Schmierung und Kühlung sowie die Leckage gewährleisten zu können.

Die Entwicklung von Aktuatoren für Getriebebetätigungen geht aus diesen Gründen in die Richtung der bedarfsgerechten Bereitstellung von Energie durch den Einsatz von Elektromotoren oder Akkumulatoren. Ein weiterer Weg ist, die hydraulische mit der mechanischen Aktuatorik zu verbinden. Auch solche Systeme werden in den folgenden Kapiteln noch behandelt. In der durch Borg Warner durchgeführten Studie erreicht diese Aktuatorik im NEDC einen durchschnittlichen Energiebedarf von 487W. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 534ff)

Da diese Art der Aktuatorik eine der ersten für Doppelkupplungsgetriebe war, ist der Innovationsgrad mit niedrig zu bewerten, die Dynamik ist abhängig von den verbauten Komponenten. Die Modularität ist niedrig, da sich solche Systeme nicht einfach für andere Getriebe verwenden lassen und aufwändige Anpassungen benötigen. Die Hybridisierbarkeit ist niedrig, da nicht vorhanden. Ohne den Betrieb der VKM ist keine hydraulische Leistung vorhanden, somit kann z.B. kein Start/Stoppsystem abgebildet werden. Die Komplexität des Systems wurde mit niedrig bewertet.

### 3.3.2 Mechanisch betriebene, 2-stufige Pumpe

Die zweite Ausführung, dargestellt in Abbildung 3.9, unterscheidet sich lediglich durch die Pumpenart von der ersten Ausführung. Hier ist eine zweistufige Pumpe verbaut.

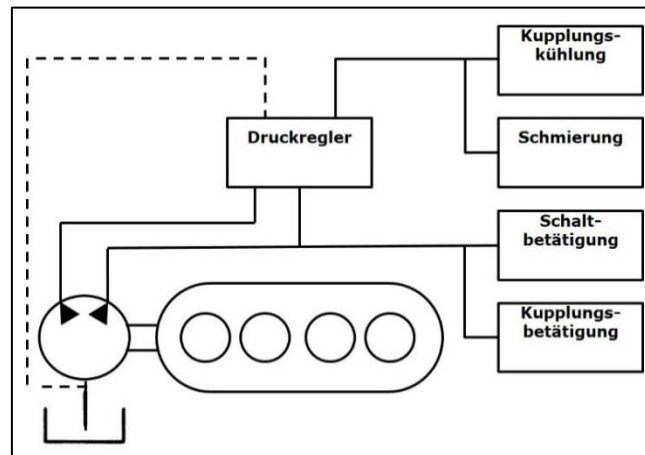


Abbildung 3.9 hydr. Aktuatorik, Mechanisch betriebene, 2-stufige Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 538)

Die hydraulische Leistung der zweiten Stufe kann direkt in die Hauptleitung gespeist werden und dann gesamt durch die Druckregler an die entsprechenden Verbraucher weitergegeben werden. Ist der Bedarf nicht gegeben, kann die zweite Stufe direkt in den Tank zurückgeleitet werden, ohne dass diese mittels Leistungsaufwand auf hohen Druck gebracht wird. Somit muss die Pumpe nur noch so ausgelegt werden, dass der kritische Bedarfsfall mit beiden Stufen bedient werden kann. Bei unterkritischen Bereichen wird die zweite Stufe nicht benötigt. Dadurch kommt es im Vergleich zur ersten Anwendung zu einer Verminderung der Verlustleistung und einem effizienterem System. Der Energiebedarf im NEDC liegt im Schnitt bei 208W und wurde damit mit hoch bewertet. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 538f)

Die Bewertung der sechs Eigenschaften fällt wie im Beispiel zuvor aus.

### 3.3.3 Mechanische + elektrische Pumpe

Zwei Pumpen werden je einmal mechanisch durch die VKM angetrieben und einmal durch einen Elektromotor (siehe Abbildung 3.10).

Die durch den Elektromotor erzeugte hydraulische Leistung kann je nach Bedarf direkt der Hauptleitung des Hochdrucksystems zugeführt werden und somit die Schalt- oder Kupplungs- betätigung unterstützen, oder sie wird dem Niederdrucksystem für Kupplungskühlung und Schmierung bereitgestellt. In dieser Anordnung können beide Ölpumpen kleiner ausgeführt werden und zusätzlich wird eine der beiden bedarfsgerecht durch den E- Motor betrieben, während die andere Pumpe die in Abbildung 3.1 gezeigte, günstige, kurze Wirkungsgradkette nutzt. So werden laut Guo et al. (2015, S. 540f) im NEDC durchschnittlich 186W verbraucht. Dieses Prinzip wird vom chinesischen Hersteller SAIC im Doppelkupplungsgetriebe DCT 360 GIIA angewandt (vgl. Jiang, 2014, S. 13ff).

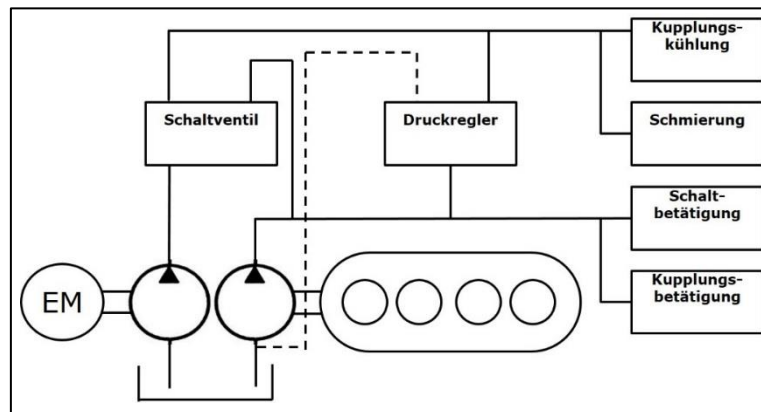


Abbildung 3.10 elektro- hydr. Aktuatorik, Mechanische + elektrische Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 540)

Der Energiebedarf wird hier mit mittel eingestuft, der Innovationsgrad ist im Vgl. zu den beiden zuvor gezeigten Varianten durch den E-Motor etwas höher und wird ebenfalls mit mittel eingestuft. Die Modularität ist so wie oben niedrig. Durch den verwendeten Elektromotor ist zumindest eine Hybridisierbarkeit im Sinne einer Start-Stopp-Funktion möglich. Daher ist diese mit mittel bewertet. Die Komplexität steigt durch die notwendige Betriebsstrategie des E-Motors im Vgl. zu den beiden zuvor genannten.

### 3.3.4 Elektrisch betriebene Pumpen + Akkumulator

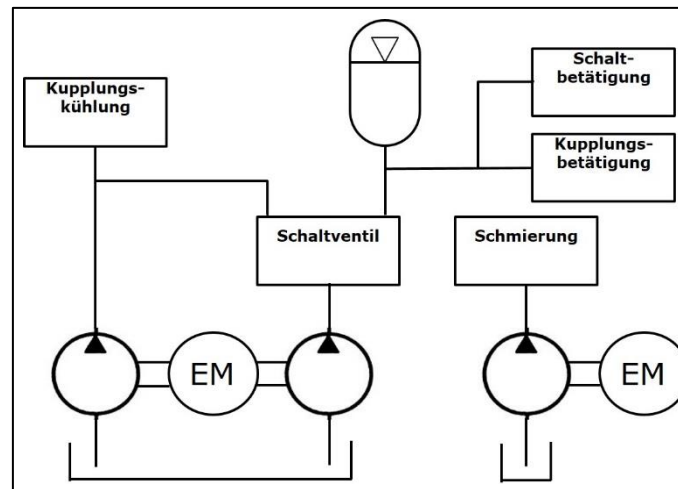


Abbildung 3.11 elektro- hydr. Aktuatorik, Elektrisch betriebene Pumpen + Akkumulator (vgl. Guo et al., 2015, S. 542)

Die in Abbildung 3.11 gezeigte Zusammenstellung enthält zwei durch einen Elektromotor betriebene Ölpumpen, die für die Kupplungs- und Schaltbetätigung zuständig sind, sowie eine eigene Elektromotor-Ölpumpen-Kombination für die Schmierung. Zusätzlich ist ein Akkumulator in Form eines Druckölspeichers vorhanden, der in einem Druckbereich von ca. 25-30 bar arbeitet. Durch ein Schaltventil kann das Drucköl der zweiten Pumpe entweder in den Hochdruckkreislauf zur Kupplungsbetätigung, Schaltbetätigung oder Ladung des Akkumulators herangezogen werden oder es wird in den Niederdruckkreislauf für die Kupplungskühlung eingebracht. Der Akkumulator kann, wie in Kapitel 3.1.3 beschrieben, den Volumenstrom, der durch die Leckage entsteht, bereitstellen. Alle Anforderungen werden nun durch Elektromotoren bedient, wodurch eine bedarfsgerechte Bereitstellung von hydraulischer Leistung möglich wird. Hier wird, im Gegensatz zu dem in Kapitel 3.1.1 erwähnten, eine eigene Pumpe für den Schmierölkreislauf eingesetzt, die Volumenstrom mit niedrigem Druck erzeugt. Im NEDC wird damit ein durchschnittlicher Verbrauch von 112W erzielt. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 542f)

Durch den zusätzlichen Einsatz des Akkumulators wird bei diesem System die Komplexität ebenfalls mit mittel bewertet. Auch die Hybridisierbarkeit ist gegeben. Der Leistungsbedarf und der Innovationsgrad sind beide besser als beim System in Kapitel 3.3.1 und somit als mittel bewertet. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 173)

### 3.3.5 Elektrisch betriebene Pumpen + HD- Akkumulator

Diese Zusammenstellung unterscheidet sich nur geringfügig von der zuvor gezeigten. Es kommen nur noch insgesamt zwei Pumpen, die jeweils von einem Elektromotor angesteuert werden, zum Einsatz. Die Hochdruckseite ist wieder für Schalt- und Kupplungsbetätigung zuständig und verfügt über einen Akkumulator, der in einem Druckbereich von ca. 60 bar arbeitet. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 544f)



Im Niederdruckbereich für Schmierung und Kühlung liegen in etwa 2 bar an, dafür aber ein höherer Volumenstrom als bei der Hochdruckseite, um ausreichend Kühl- und Schmieröl zur Verfügung zu stellen. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 544f)

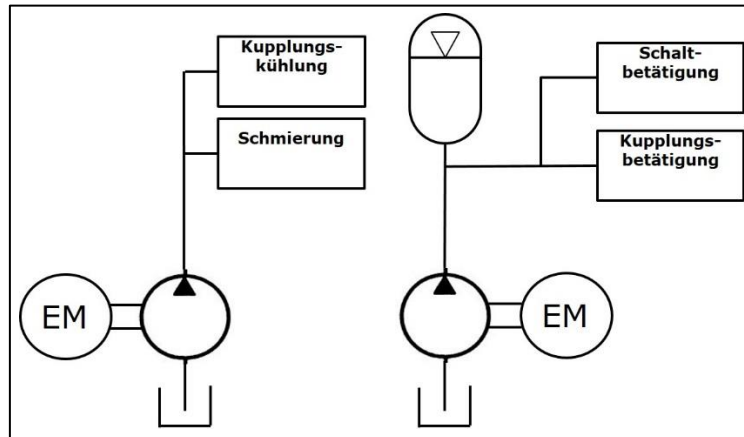


Abbildung 3.12 elektro- hydr. Aktuatorik, Elektrisch betriebene Pumpen + HD- Akkumulator (vgl. Guo et al., 2015, S. 544)

Durch den Verzicht auf einen Elektromotor werden im NEDC im Vgl. zur Anordnung aus Kapitel 3.3.4 nur noch 65W verbraucht. Abbildung 3.12 zeigt die prinzipielle Darstellung. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 544f)

Bei diesem System ergibt sich dieselbe Bewertung wie für das zuvor angeführte, wodurch diese beiden für die in Tabelle 3.1 dargestellte Übersicht zusammengefasst wurden. Systeme dieser Art werden z. B. bei VW bereits seit 2003 in Serie eingesetzt.

### 3.3.6 LuK elektro-hydr. Powerpack

Das in Abbildung 3.13 dargestellte Powerpack von LuK ist eine elektro-hydraulische Ausführung mit zwei Elektromotoren, einer Ölpumpe und einem Druckflüssigkeitsspeicher, der als Tellerfederspeicher konzipiert ist.

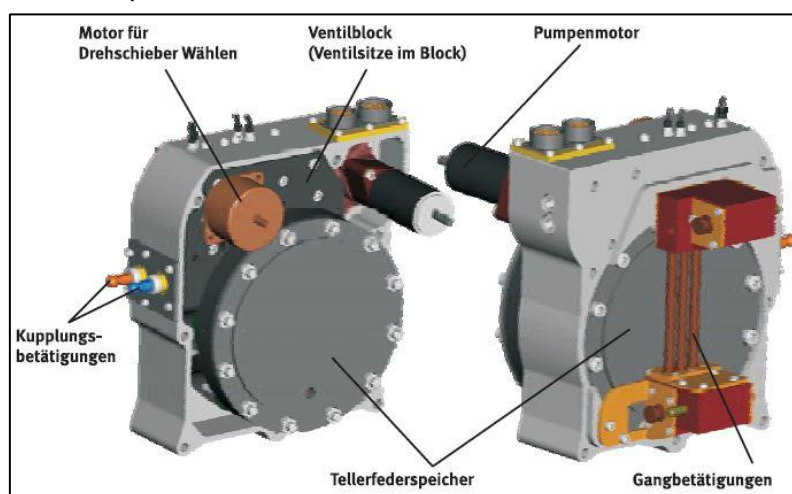


Abbildung 3.13 LuK elektro-hydr. Powerpack (Wagner et al., 2006, S. 150)

Dieses System basiert auf den Erkenntnissen und Überlegungen, die LuK im Zuge der Entwicklungen an automatisierten Handschaltgetrieben gemacht hat, und kann ein Doppelkupplungsgetriebe mit bis zu sieben Vorwärts- und einem Rückwärtsgang bedienen. Die Optimierungspotentiale für ein System, welches für DKG's geeignet ist, im Vergleich zu einem System für automatisierte Handschaltgetriebe, sind laut LuK:

- Integration des gesamten elektro-hydraulischen Moduls in das Getriebe ohne teure Verbindungselemente (Schläuche, Kabel)
- Einfache Ventilkonzepte, die direkt in die Steuerplatte integriert sind, anstelle von teuren Cartridgeventilen
- Verwendung eines kostengünstigeren Tellerfederspeichers als Druckspeicher und Vermeidung des oft nicht dauerhaltbaren Gasdruckspeichers (zusätzlicher Vorteil beim Tellerfederspeicher ist die platzsparende Einbindung in das Modul)
- anstelle mehrerer Linearventile Verwendung eines Drehschieberventils für die Ansteuerung von Kupplungs- und Gangstellern
- Verwendung von ATF (automatic transmission fluid) auch für die Aktuatorik wodurch ein eigener Ölkreislauf vermieden wird

(Vgl. Wagner et al., 2006, S. 148f)

Das Drehschieberventil wird über einen Elektromotor angetrieben und steuert die Verteilung des Drucköls auf die unterschiedlichen Gangsteller. Der über das Schaltdruckventil zur Verfügung stehende Druck führt dann zu einer Bewegung an den Schaltschienen. Abbildung 3.14 a.) zeigt das Einlegen des ersten Ganges. Für das Einlegen des zweiten Ganges (Abbildung 3.14 b.) wird das Drehschieberventil durch den E-Motor in die entsprechende Position gedreht und gibt den richtigen Pfad frei. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 149)

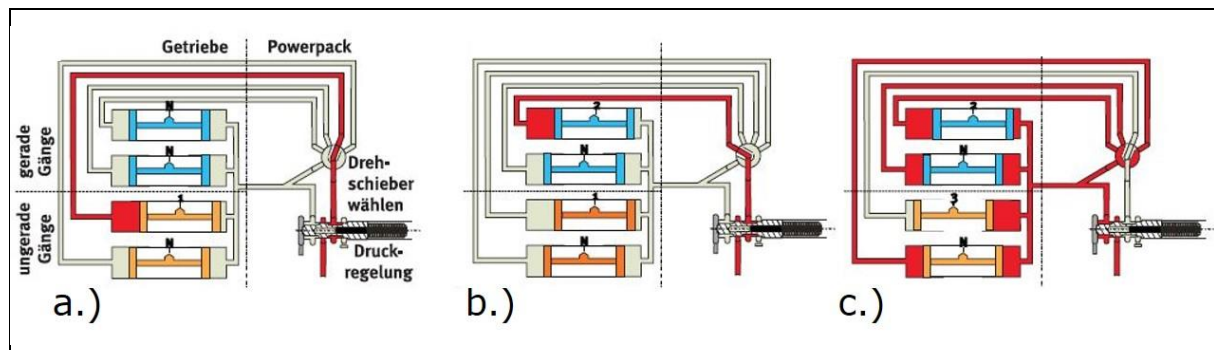


Abbildung 3.14 LuK elektro-hydr. Powerpack, Schaltvorgang (Wagner et al., 2006, S. 149)

Der zweite Gang ist dabei noch nicht im Leistungsfluss, da die dazugehörige Kupplung noch nicht geschlossen ist. Der dritte Gang befindet sich nun wieder auf derselben Getriebewelle wie der erste. Somit muss der erste vor dem Einlegen des dritten Ganges ausgelegt werden. Dies geschieht nun, indem der Elektromotor das Drehschieberventil weiterdreht und gleichzeitig das Schaltdruckventil in seine zweite Position steuert. An den Schaltzylindern für die Gangkombinationen 5-7 und 6-R herrscht nun ein Druckgleichgewicht, wodurch die Schaltschiene eine neutrale Position einnimmt. Durch Einlegen des dritten Ganges wird der erste automatisch ausgelegt (Abbildung 3.14 c.)). (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 148ff)

Der konventionelle Gasdruckspeicher kann eine Schwachstelle bei elektro-hydraulischen Systemen sein, indem die Membrane unter Umständen nicht über die gesamte Fahrzeuglebensdauer die konsequente Trennung beider Medien gewährleisten kann. LuK hat daher eine Speicherform mittels Tellerfeder entwickelt, die zusätzlich zur erhöhten Lebensdauer auch noch aufgrund der verwendeten Federkennlinie einen großen Konstantdruckbereich schaffen. Dadurch wird es ermöglicht, den Spitzendruck auf 25 bar herabzusetzen. Das bedeutet wiederum im Vergleich zu Systemen die mit Spitzendrücken von bis zu 60 bar arbeiten, entweder reduzierte Leckage bei gleichen Spaltwerten der Ventile, oder gleiche Leckage bei erhöhten Spaltwerten. Erhöhte Spaltwerte bedeuten einfachere und somit günstigere Ventilausführungen. Genau dieser Vorteil wurde beim Powerpack von LuK genutzt und bei gleichen Leckagewerten kostengünstigere Ventilsitze direkt in die Ventilplatte integriert. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 148ff)

Hier ist der Innovationsgrad hoch, obwohl das System bereits 2006 innerhalb des LuK-Kolloquiums vorgestellt wurde, da dieses System das einzige ist, welches im Zuge dieser Arbeit recherchiert werden konnte, das einen Federspeicher verwendet. Die Modularität ist aufgrund der sehr kompakten Bauform als mittel bewertet, da die hohe Modularität eines elektro-mechanischen Systems nicht erreicht werden kann. Hybridisierung ist auch hier möglich. Die Komplexität wird durch den Federspeicher als hoch bewertet.

### 3.3.7 Elektro-mechan. Kupplungs- und Schaltbetätigung + elektr. Pumpe

Hier wird sowohl die Kupplungsbetätigung als auch die Betätigung der Gangsteller mittels elektro-mechanischen Aktuatoren bewerkstelligt. Lediglich für die kombinierte Aufgabe der Kupplungskühlung und der Getriebeschmierung wird eine durch einen E-Motor betriebene Pumpe verwendet. Abbildung 3.15 zeigt die Prinzipdarstellung.

Die elektro-mechanischen Systeme, die dabei zum Einsatz kommen können, werden ab Kapitel 3.3.9 noch ausführlich vorgestellt. Durch den Einsatz der beiden elektro-mechanischen Betätigungen wird keine Hochdruckpumpe mehr benötigt und ein durchschnittlicher Energiebedarf im NEDC von 54w erreicht. (Vgl. Guo et al., 2015, S. 546f)

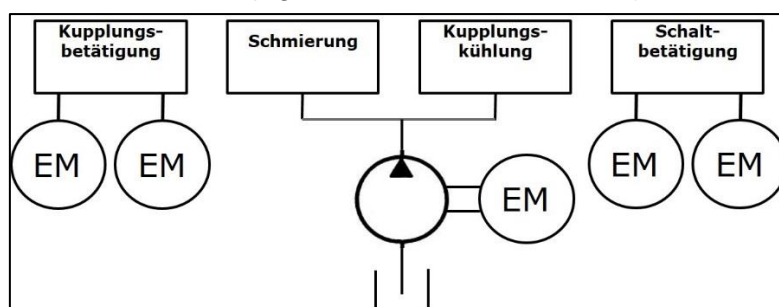


Abbildung 3.15 Elektro-mechan. Kupplungs- und Schaltbetätigung + elektr. Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 546)

Diese Art der Systemkombination wird z. B. auch für das GETRAG 6DCT250 verwendet. Dabei handelt es sich um ein Getriebe mit trockener Doppelkupplung. (Vgl. Faust et al., 2010, S. 270ff)

Durch die Verwendung von innovativen Systemen für die elektro-mechanische Kupplungs- und Schaltbetätigung wird die gesamte Anordnung in puncto Innovationsgrad als hoch bewertet. Der Leistungsbedarf ist niedrig und die Modularität durch die elektro-mechanischen Systeme hoch. Die Hybridisierbarkeit ist auch hier möglich. Die Komplexität hängt von den für Kupplung und Schaltung eingesetzten Varianten ab.

### 3.3.8 Elektro-mechan. Schaltbetätigung + elektr. Pumpen

Beim letzten System der (elektro-)hydraulischen Aktuatorik wird nur die Schaltbetätigung elektro-mechanisch ausgeführt. Schmierung und Kühlung werden gemeinsam über eine elektrisch betriebene Ölpumpe versorgt. Für die Kupplungsbetätigung steht für jede der beiden Kupplungen eine eigene Ölpumpe mit Elektromotor zur Verfügung wie in Abbildung 3.16 illustriert. Der Vorteil hier ist, dass jede Kupplung bedarfsgerecht versorgt werden kann. Lt. Guo et al. (2015, S. 548f) kommt so ein durchschnittlicher Verbrauch im NEDC von 58W zustande.

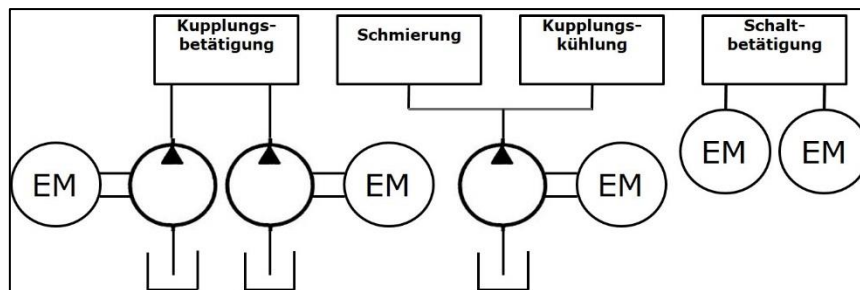


Abbildung 3.16 Elektro-mechan. Schaltbetätigung + elektr. Pumpen (vgl. Guo et al., 2015, S. 548)

Als Beispiel für diese Anordnung kann das GETRAG 7DCT300 (Weiterentwicklung des GETRAG 6DCT250) genannt werden. Beim 7DCT300 wird aufgrund des höheren Eingangsdrehmoments (siehe auch Kapitel 2.5.1) eine nasse Doppelkupplung verbaut. Diese wird wie bereits oben beschrieben elektro-hydraulisch betätigt. Die Schaltbetätigung erfolgt durch das Schaltwalzensystem von GETRAG, welches in 3.3.13 näher beschrieben wird. Die Ölpumpen für die Kupplungen sind als Gerotorpumpen (siehe Kapitel 3.1.1) ausgeführt.

(Vgl. Castan & Strube, 2015, S. 9f)

Bis auf die Komplexität sind alle Punkte wie im zuvor beschriebenen Kapitel 3.3.7 auch bei dieser Anordnung vergeben. Durch die hohe Anzahl an E-Motoren wird die Komplexität mit hoch bewertet.

### 3.3.9 LuK externer Federbandausrücker

Beim externen Federbandausrücker in Abbildung 3.17 handelt es sich um ein elektro-mechanisches System der Firma LuK, das für die Kupplungsbetätigung entwickelt wurde.

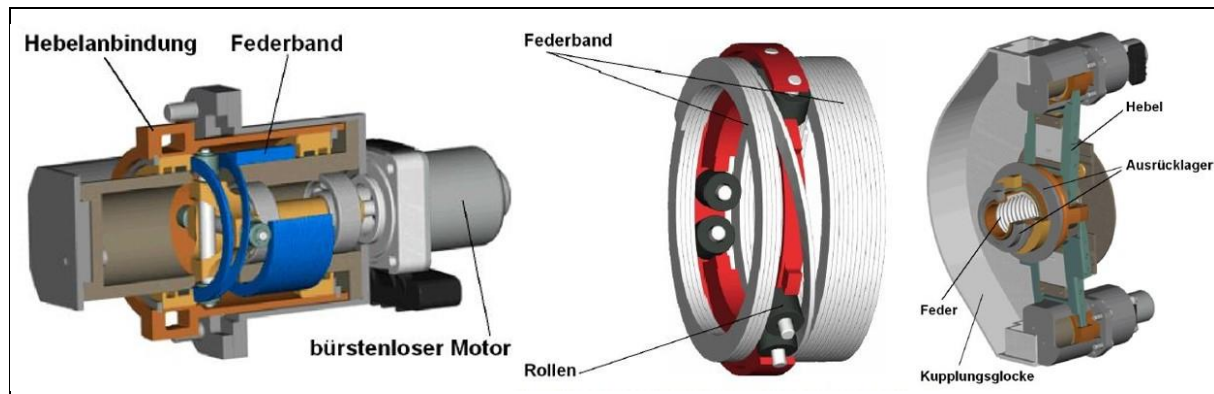


Abbildung 3.17 LuK externer Federbandausrücker (vgl. Pollak et al., 2002, S. 176; Reik et al., 2002, S. 167)

Hier wird die Drehbewegung durch einen bürstenlosen Gleichstrommotor (siehe Kapitel 3.2) an eine Spindel weitergeleitet. Auf dieser Spindel läuft ein Käfig, der die Funktion einer Spindelmutter übernimmt. Der Käfig rotiert innerhalb eines Federbandes und spult dieses je nach Drehrichtung mittels Rollen auf oder ab, wodurch die axiale Bewegung, die für das Ausrücken der Kupplung benötigt wird, zustande kommt. Über einen Hebelmechanismus wird die Bewegung in der Getriebeglocke auf das Ausrücklager übertragen. Eine Feder zwischen den beiden Ausrücklagern sorgt für die geforderte Sicherheitsfunktion, nämlich dass die Kupplung bei stromlosen System geöffnet wird. Das ganze Betätigungssystem und die Spindel im Besonderen müssen daher nicht selbsthemmend ausgeführt sein. (Pollak et al., 2002, S. 175f; Reik et al., 2002, S. 167f)

Der Federbandausrücker wurde bereits im Jahr 2002 vorgestellt, wodurch der Innovationsgrad aus heutiger Sicht mit niedrig bewertet wurde. Die Konstruktion kann auch bei automatisierten Handschaltgetrieben verwendet werden wodurch die Modularität hoch ist. Durch die bedarfsgerechte Ansteuerung mittels Elektromotor ist eine Hybridisierbarkeit möglich. Durch die Funktion über das Federband wird die Komplexität als mittelmäßig betrachtet.

### 3.3.10 LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator

Auch der elektro-mechanische Hebelaktuator ist eine Entwicklung von LuK für die Kupplungsbetätigung einer der beiden Doppelkupplungen. Wie bei vielen mechanischen Systemen wird auch hier die rotatorische Bewegung des Motors über eine Spindel mit Spindelmutter in eine translatorische gewandelt. LuK hat für die Bereitstellung der notwendigen bürstenlosen E-Motoren für dieses und andere Systeme, die im Bereich von automatisierten Handschaltgetrieben eingesetzt werden, eine enge Zusammenarbeit mit einem Elektromotorenhersteller gestartet. Um die verschiedenen Anforderungen von Kupplungs- und Schaltbetätigung zu erfüllen, werden die Motoren in Baukastenweise hergestellt, was zu einer hohen Modularität führt und Kosten spart. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 139)

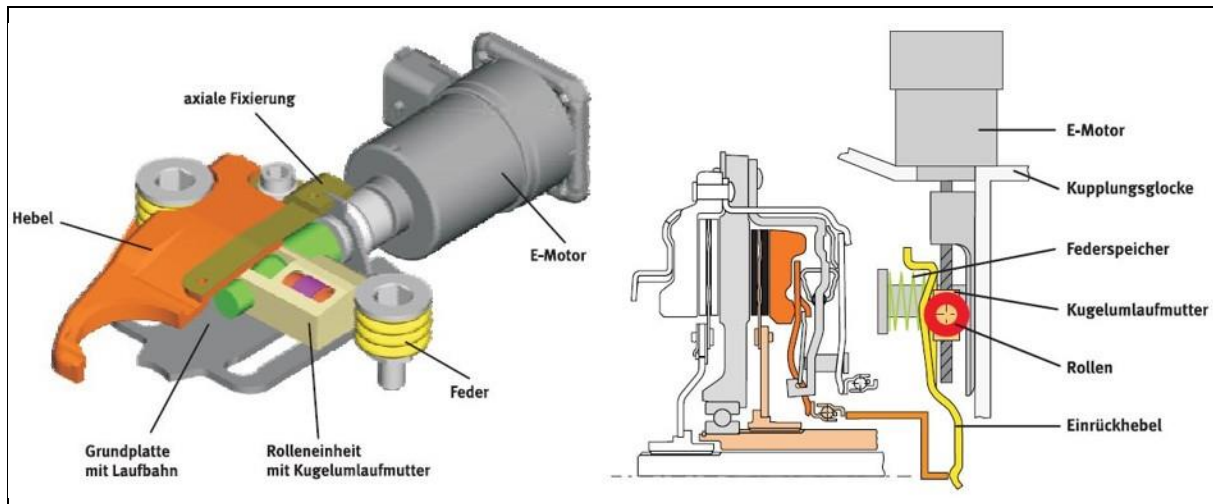


Abbildung 3.18 LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator (Wagner et al., 2006, S. 139 & 143)

Bei diesem Hebelaktuator treibt der Elektromotor eine Spindel an, der eine Traverse auf oder ab läuft. In die Traverse sind Rollen integriert, die den Auflagerpunkt für den Einrückhebel darstellen (siehe Abbildung 3.18). Durch die Bewegung der Traverse wird der Drehpunkt zwischen Federkraft und Kupplungskraft verändert und es kommt zur Ausrückbewegung am unteren Ende des Hebels. Die Feder am oberen Ende fungiert als Speicherelement und erzeugt über die Hebelverhältnisse die Kupplungskraft. Auch bei diesem System ist die Einhaltung der geforderten Sicherheitsfunktion, also die Kupplung bei Systemausfall zu öffnen, essentiell. Deshalb sind die mechanischen Einzelübersetzungen (wie im Beispiel von Kapitel 3.3.9) nicht selbsthemmend ausgeführt. Im untersten Punkt der Traverse, wo die Kupplung vollständig ausgerückt ist, herrscht noch immer eine positiver Winkel  $\alpha$  (siehe Abbildung 3.19), der dafür sorgt, dass eine vertikale Kraftkomponente an der Traverse wirkt, die diese bei Ausfall der TCU wieder in die oberste Ausgangsposition verschiebt. Im NEDC kommt das System auf eine Gesamt-Leistungsaufnahme von 25-30W. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 138ff)

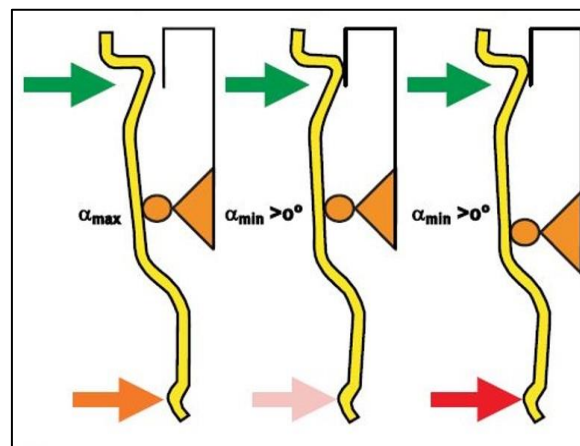


Abbildung 3.19 LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator, Hebelwinkel (Wagner et al., 2006, S. 142)

Abbildung 3.20 zeigt die Einbausituation des Aktuators in der Getriebeglocke.

Der Hebelaktuator von LuK wird z. B. im GETRAG-6DCT250-Getriebe eingesetzt und in Serie bei Getrieben von Renault (DC4) und Ford (DPS6) verwendet (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 4ff).

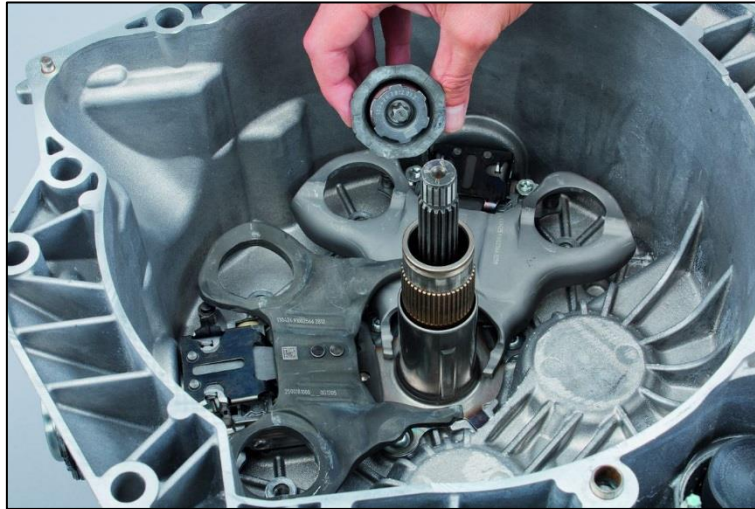


Abbildung 3.20 Einbausituation LuK Hebelaktuator (Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 23)

Das System wird also bereits in Serie verwendet. Da es aber trotzdem sehr innovativ alle Anforderungen erfüllt, ist der Innovationsgrad als mittel bewertet – gleich wie der Energiebedarf. Die Modularität ist durch die einfache Integrierbarkeit in ein vorhandenes Getriebegehäuse hoch. Wie bei allen elektro-mechanischen Systemen ist auch hier wieder die Hybridisierbarkeit gegeben. Die Komplexität der Konstruktion ist niedrig.

### 3.3.11 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator

Beim durch ein Patent recherchierten System der Firma BROSE handelt es sich ebenfalls um ein elektro-mechanisches. Jedoch werden hier mit einem Aktuator beide Kupplungen bedient.

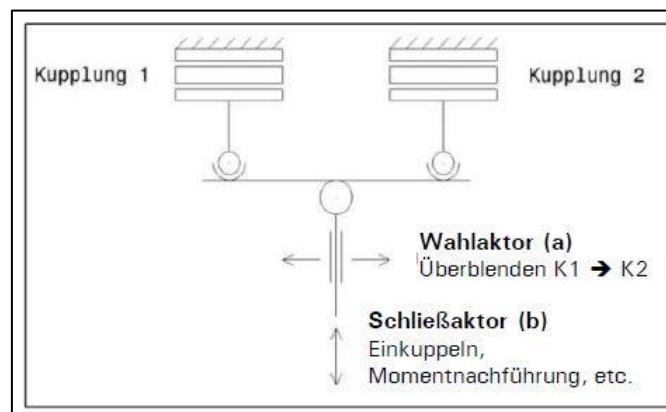


Abbildung 3.21 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator, Prinzipskizze (Deutschland Patentnr. DE 10 2014 210 777 A1 2015.07.09, 2014, S. 1)

Abbildung 3.21 zeigt, wie die Betätigung der beiden Kupplungen im Prinzip funktioniert. Zwei Elektromotoren verfolgen unterschiedliche Aufgaben: Einer, der Schließaktor, ist für die Schließbewegung und damit das Justieren des Kupplungsmoments zuständig, während der zweite (Wählaktor) für das Umschalten bzw. Überblenden zwischen den beiden Kupplungen verantwortlich ist.

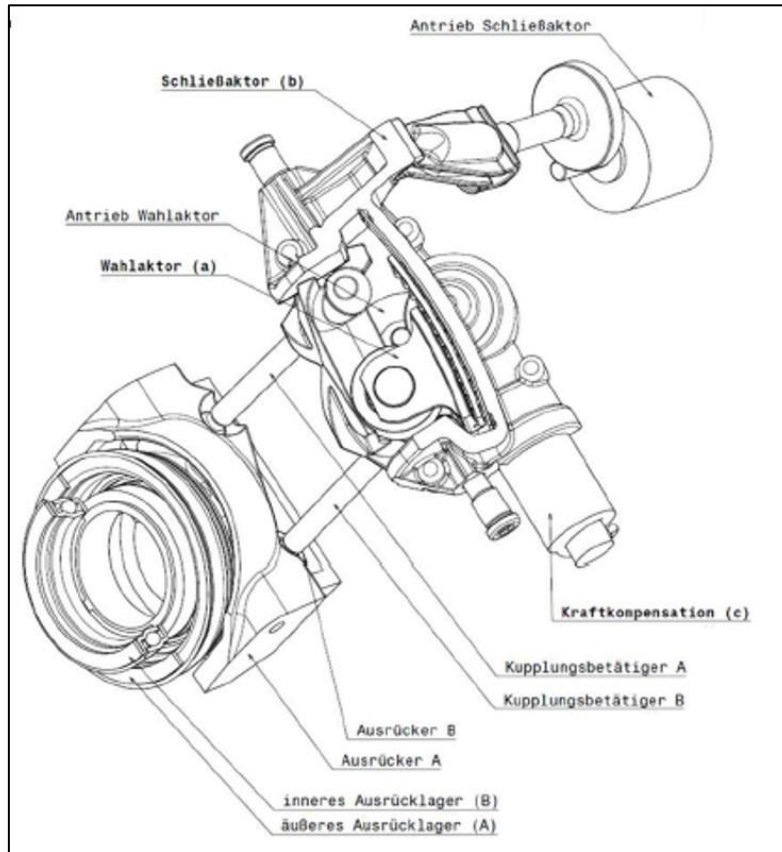


Abbildung 3.22 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator (Koch M., 2015, S. 51)

Abbildung 3.22 zeigt eine ausgeführte Variante des Prinzips. Der Antrieb für den Schließaktor treibt über eine Übersetzungsstufe eine Spindel an, mit der der Schließaktor (b) über eine Spindelmutter gekoppelt ist. Bei der Ausrückung der Kupplung bringt die Spindelmutter über einen Hebel Kraft auf den Schließaktor (b) auf, wodurch dieser um seine Achse kippt. Der Wählaktor (a) kann zwischen den beiden Kupplungsbetätigern (A oder B) hin- und herschalten, indem über den Antrieb des Wählaktors der Wählaktor (a) selbst zum entsprechenden Kupplungsbetätiger (A oder B) verschoben wird. Durch die kippende Bewegung des Schließaktors (b) wird der Kupplungsbetätiger (A oder B) nach unten gedrückt und rückt dann das gekoppelte Ausrücklager aus. Auch hier ist eine Kraftkompensation wie im obigen Beispiel von LuK berücksichtigt, um einen stabilen Ruhezustand ohne Kraftzufuhr erreichen zu können. Bei Systemausfall wird über die Mechanik eine der beiden Kupplungen geöffnet. (Vgl. Deutschland Patentnr. DE 10 2014 210 777 A1 2015.07.09, 2014, S. 1ff; Koch M., 2015, S. 51ff)



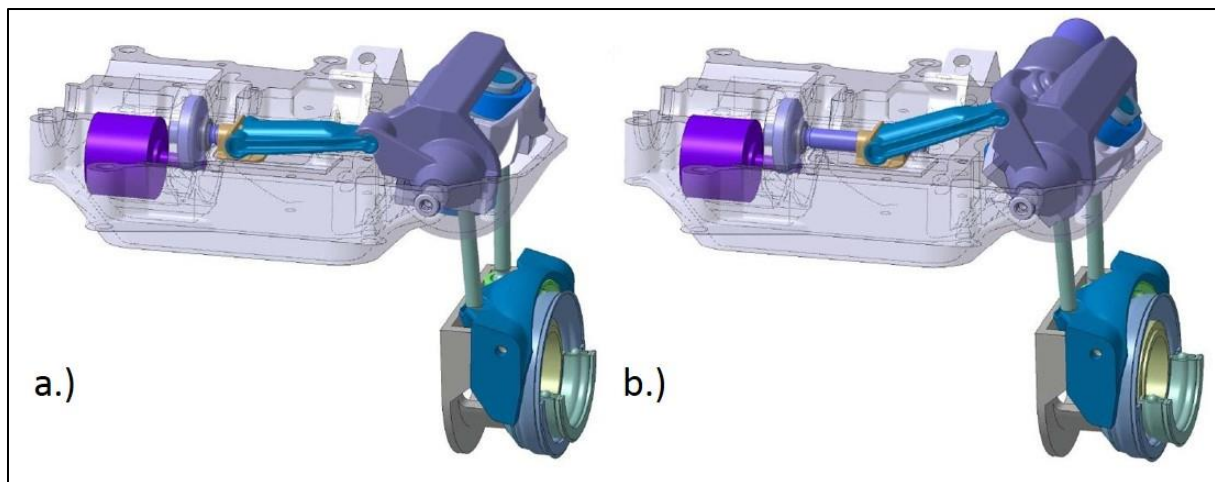


Abbildung 3.23 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator Funktion (Koch M., 2015, S. 52 & 53)

Abbildung 3.23 zeigt anhand einer CAD-Konstruktion die oben erklärten Vorgänge. In a.) ist keine der beiden Kupplungen ausgerückt, der Schließaktor ist noch nicht betätigt. Abbildung 3.23 b.) zeigt hingegen, wie der Schließaktor über den Elektromotor und die Spindel verdreht wurde und somit über den Kupplungsbetätiger die Kupplung ausrückt.

Das von BROSE entwickelte System ist derzeit nur als Patent verfügbar und besitzt damit einen hohen Innovationsgrad. Der Leistungsbedarf ist niedrig und die Modularität hoch. Dies ist bedingt durch die kompakte Bauweise, die, ähnlich dem vorhergehenden System, relativ einfach in vorhandene Architekturen integrierbar ist. Die Konstruktion ist aber im Vgl. zu den anderen komplexer ausgeführt und wird daher als mittel bewertet.

### 3.3.12 LuK Active Interlock

LuK hat für die Schaltbetätigung die Aktuatorik „Active Interlock“ entwickelt. Mit diesem System ist es möglich, mit nur einer Aktuatorik in beiden Teilgetrieben des Doppelkupplungsgetriebes Gänge in beliebiger Reihenfolge vorzuwählen. Hier handelt es sich um eines der in Kapitel 3.3.10 erwähnten Systeme, für die die Elektromotoren in Modulbauweise hergestellt werden. Das Kernelement des Active Interlock ist die Schaltfingereinheit, diese dient als Schnittstelle zur inneren Schaltung des Getriebes. (Wagner et al., 2006, S. 144)

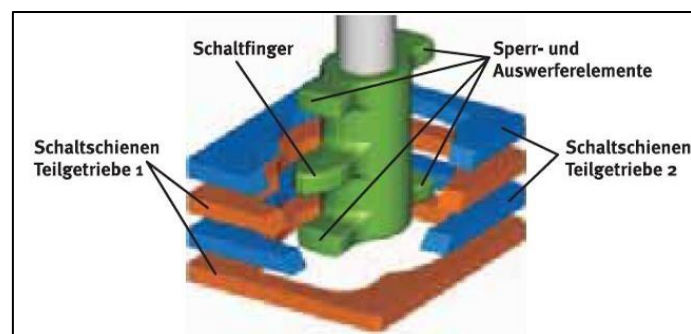


Abbildung 3.24 Schaltfingereinheit LuK Active Interlock (Wagner et al., 2006, S. 144)

Sie ist mit einzelnen Schaltfingern sowie Sperr- und Auswerfereinheiten bestückt und betätigt die Schaltschienen der jeweiligen Teilgetriebe, die wiederum direkt mit den Schaltmuffen verbunden sind, wie in Abbildung 3.24 dargestellt wird. Über das System können bis zu fünf Schaltschienen gesteuert werden. (Wagner et al., 2006, S. 144f)

Wie in Abbildung 3.18 zu sehen ist, ist am Schaltfinger zuerst ein Sperr- und Auswerferelement, dann ein Schaltfinger und zuletzt nochmals ein Sperr- und Auswerferelement angebracht. Die Mäuler in den Schaltschienen, in welche die Schaltfingereinheit eingreift, sind wesentlich breiter ausgeführt, sodass der Schaltfinger, bei eingelegtem Gang, in die Mittelposition zurückgedreht werden kann, um den nächsten Gang vorzuwählen. Befindet sich der Schaltfinger in der Position für eine Schaltschiene, die eine Schaltmuffe im Teilgetriebe 1 betätigt, so sind die Abstände zu den beiden Sperr- und Auswerfereinheiten so abgestimmt, dass sich auch diese beide auf Schaltschienen im selben Teilgetriebe auswirken. (Wagner et al., 2006, S. 144f)



Abbildung 3.25 Funktion Schaltfingereinheit (Wagner et al., 2006, S. 144)

Abbildung 3.25 zeigt, dass der momentan vorgewählte gerade Gang durch die Auswerfereinheiten ausgelegt wird, während der Schaltfinger den geraden Zielgang im selben Teilgetriebe vorwählt. Bei diesem Vorgang spielt es keine Rolle, in welche Richtung sich die Schaltfingereinheit dreht. Der Schaltmotor führt die drehende Bewegung der Schaltfingereinheit durch, während der Wählmotor die axiale Positionierung zur richtigen Schaltschiene übernimmt. Die Weiterentwicklung dieses Aktuators schafft es, dieselbe Funktionalität abzubilden und durch den Einsatz von Freilauf und Kurvengetriebe auf einen der beiden Elektromotoren zu verzichten. Die beiden Grundfunktionen *Schalten* und *Wählen* werden hier durch die zwei Drehrichtungen des Elektromotors abgebildet. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 144ff)

Durch die Weiterentwicklung mit nur einem Elektromotor und die einzigartige Funktion wird der Innovationsgrad als hoch bewertet, ebenso die Komplexität aufgrund von Freilauf und Kurvengetriebe. Die Modularität wird durch die notwendigen Änderungen an der inneren Schaltung (Schaftschienen) als mittel bewertet.

### 3.3.13 GETRAG Schaltwalzen

Das GETRAG System zur Schaltbetätigung basiert in der grundlegenden Überlegung auf den Schaltwalzensystemen, die oft für Motorradgetriebe oder automatisierte Handschaltgetriebe eingesetzt werden. Abbildung 3.26 a.) zeigt eine Anordnung wie sie im automatisierten GETRAG 431 6-Gang-Handschaltgetriebe verwendet wird.

Der Vorteil dieser Systeme ist, dass der Radsatz nahezu unverändert vom Handschaltgetriebe übernommen werden kann. Änderungen sind allerdings am Getriebegehäuse notwendig, um die Walzen integrieren und lagern zu können. Wenn derartige Änderungen nachträglich an bestehenden Gehäusekonstruktionen durchgeführt werden, ist dies mit sehr hohen Kosten verbunden. Aus diesem Grund wurde z.B. auch die Schaltwalze bei der Easytronic von GM nicht in Serie produziert. Wenn die Möglichkeit, ein Handschaltgetriebe zu automatisieren, bereits in der Konstruktionsphase berücksichtigt wird, kann die Integration eines Schaltwalzensystems wesentlich kostengünstiger in die Serienproduktion gebracht werden. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 172)

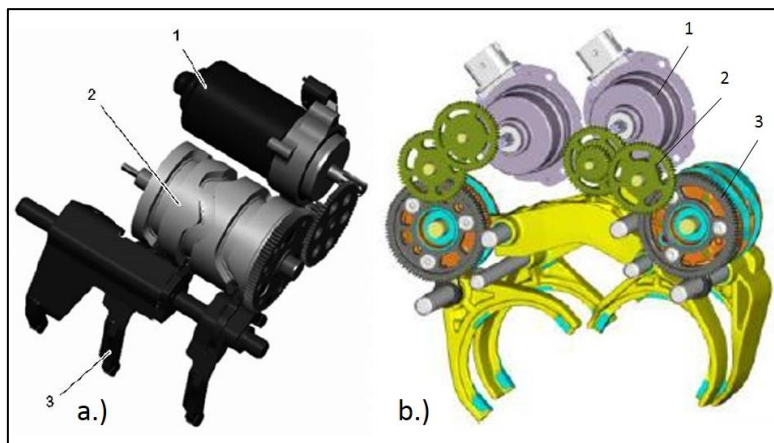


Abbildung 3.26 GETRAG Schaltwalzen a.) für AMT (1: Elektromotor / 2: Schaltwalze / 3: Schaltgabel) b.) für DCT (1: Elektromotor / 2: Übersetzung / 3: Schaltwalze) (vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 501; DeVincent & Martin, 2015, S. 16)

Die Schaltwalzensysteme funktionieren sowohl für elektromotorisch angesteuerte PKW-Anwendungen als auch für die fußbetätigten Motorradanwendungen nach demselben Prinzip. Die Schaltwalzen sind, wie in Abbildung 3.26 zu sehen ist, mit Wendelnuten am Umfang versehen, in die Gleitelemente (z. B. Stifte) eingreifen, die wiederum direkt mit den Schaltgabeln verbunden sind. Durch Drehen der Schaltwalzen werden die in die Nuten eingreifenden Schaltgabeln axial verschoben und betätigen beim synchronisierten PKW-Getriebe über die Schaltmuffe die Synchronisation, wodurch wie in Kapitel 2.4.5 beschrieben der Gang eingelegt wird. Beim Motorradgetriebe wird der Gang zumeist unsynchronisiert über Klauenkupplungen eingelegt. Durch die Verwendung von nur einer Schaltwalze sind beim automatisierten Handschaltgetriebe keine Mehrfachschaltungen möglich. Dies gelingt erst durch den Einsatz einer zweiten Schaltwalze. (Vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 501f; Kirchner, 2007, S. 269ff)

Beim DKG ist für jedes Teilgetriebe eine Schaltwalze im Einsatz (siehe Abbildung 3.26 b.)). Hier besteht die Herausforderung für die Entwickler darin, die volle Funktion und Mehrfachschaltungen abbilden zu können und dabei nur eine Schaltwalze, also auch nur einen Elektromotor, verwenden zu müssen, um somit die elektrischen Verbraucher zu reduzieren. Das GETRAG-Schaltwalzensystem besteht, wie in Abbildung 3.26 zu erkennen ist, aus zwei Elektromotoren (1), die über eine zweistufige Übersetzung (2) je eine Schaltwalze (3) betätigen. Die beiden Schaltwalzen sind identisch ausgeführt und verfügen über nur eine Nut, die die Betätigung der Schaltgabeln bei Verdrehung übernimmt. Durch die Form der Nut wird vor dem Einlegen eines neuen Ganges der vorherige Gang im selben Teilgetriebe ausgelegt. Somit ist keine zusätzliche Sperre zur Verhinderung von gleichzeitigem Einlegen notwendig. Abbildung 3.27 zeigt die Einbausituation der Schaltwalzen im Getriebe. (Vgl. WeberAuto & John, 2015)

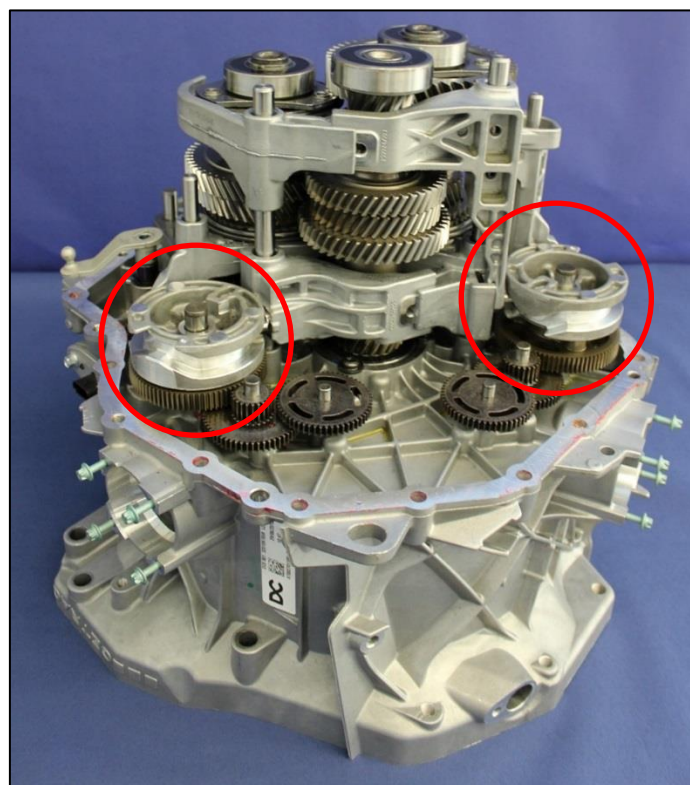


Abbildung 3.27 Einbausituation GETRAG Schaltwalzen im GETRAG 6DCT250 Getriebe (Krausche, 2015, S. 20)

Diese Aktuatorik für die Schaltbetätigung wird seit 2015 bei Renault in Serie verwendet und dort als GETRAG 7DCT300 verbaut. Dabei handelt es sich um ein 7-Gang-DCT mit nasser Doppelkupplung. Ebenfalls im Serieneinsatz befinden sich die GETRAG-Schaltwalzen bei Ford im Doppelkupplungsgetriebe DSP6. (Vgl. Castan & Strube, 2015, S. 10)

Dort wird die trockene Doppelkupplung vom in Kapitel 3.3.10 gezeigten LuK-Hebelaktor betätigt (vgl. Faust et al., 2010, S. 270ff; DeVincent & Martin, 2015, S. 16ff; Nasdal, 2015, S. 8ff). Die Modularität ist hoch, da die Systeme mit leichter Abänderung auch in automatisierten Getrieben zum Einsatz kommen können. Die Komplexität und der Energiebedarf sind niedrig, der Innovationsgrad durch die Weiterentwicklung aus den bereits von Motorradgetrieben bekannten Schaltwalzen mittel.

### 3.3.14 RICARDO Linearmotoren

RICARDO verwendet bei seiner kombinierten Schalt- und Kupplungsbetätigung eine Kombination aus Linear- und Elektromotoren. Dabei wird eine Anordnung wie die, die in Abbildung 3.28 zu sehen ist, verwendet. Beim DKG wird pro Teilgetriebe eines der dargestellten Systeme verwendet. Um den entsprechenden Gang einlegen zu können, wird der Schaltfinger (1) axial durch den Linearmotor (2) auf die Position verschoben, die es erlaubt, den Schalthaken (3), der mit der richtigen Schaltgabel (4) verbunden ist, drücken oder ziehen zu können (je nachdem ob der Gang ein- oder ausgelegt werden soll). Bevor der Schalthaken verschoben werden kann, dreht der Elektromotor (5) den Schaltfinger in die Öffnung des Schalthakens. Selbiges Vorgehen wird für die Kupplung angewandt. (Vgl. Mephram, 2007, S. 17ff)

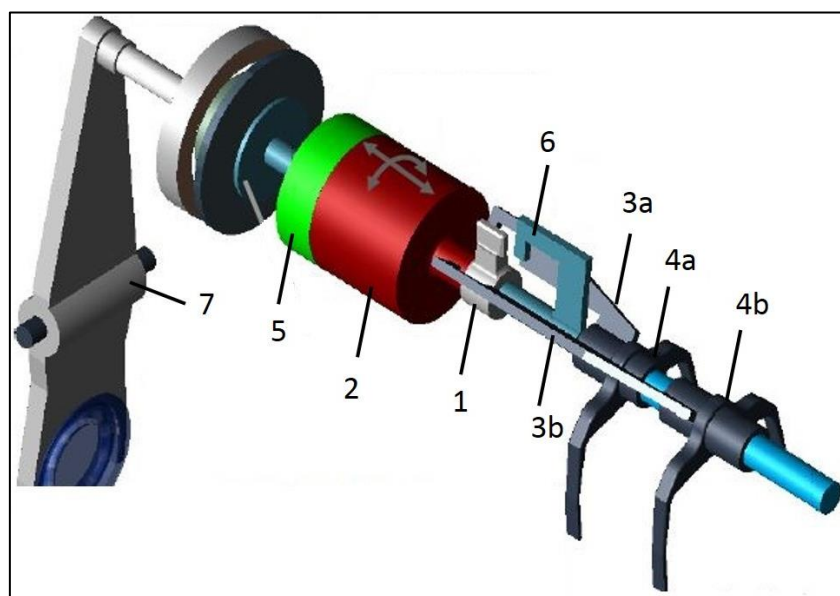


Abbildung 3.28 RICARDO Schalt- und Kupplungsbetätigung (vgl. Mephram, 2007, S. 19)

Auch hier wird der Schaltfinger in die richtige Position verdreht und axial verschoben, um eine der beiden Kupplungen über deren Schalthaken (6) zu aktivieren. Über einen Hebel (7) wird die Kraft des Linearmotors übersetzt und auf die Kupplung mittels Ausrücklager übertragen. (Vgl. Mephram, 2007, S. 17ff)

Das RICARDO-System hat durch die Linearmotoren einen hohen Innovationsgrad, da auch diese während der Recherche nur hier aufgetreten sind. Aus demselben Grund wird die Komplexität als mittel bewertet. Die Modularität wird nur als mittel bewertet, da sie zwar auch für automatisierte Handschaltgetriebe verwendbar ist, aber nicht ohne wesentliche Änderungen an Gehäuse usw.

### 3.3.15 Konzeptidee Hybridsystem

Es soll noch eine aus der Recherche nach vorhandenen Systemen hervorgegangene Idee für eine Möglichkeit der elektro-hydraulischen Aktuierung vorgestellt werden.

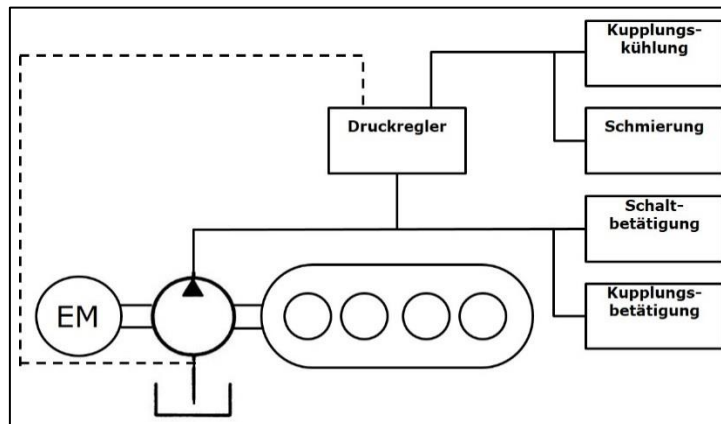


Abbildung 3.29 Konzeptidee Hybridsystem

Dabei soll die günstige, kurze Wirkungsgradkette beim Antrieb der Ölpumpe über die VKM und gleichzeitig der Vorteil des bedarfsgerechten Betriebs mittels Elektromotor genutzt werden. Somit könnte auch die Ölpumpe entsprechend ausgelegt und dimensioniert werden. Abbildung 3.29 zeigt dazu die Prinzipskizze. Die Ölpumpe wird hier entweder mechanisch über die VKM angetrieben oder über einen Elektromotor. Die konstruktive Umsetzung zur Verbindung von Ölpumpe mit VKM oder E-Motor muss dabei über eine Art Kupplung erfolgen, um jeweils eine der beiden Antriebseinheiten wegschalten zu können. Die Kopplung könnte aber auch über einen Freilauf erfolgen, der durch einen der beiden Antriebe einfach überdreht wird. Beim Betrieb mit der VKM könnte ein generatorischer Betrieb des Elektromotors zur Energierückgewinnung genutzt werden. Die wichtigsten Punkte, die es für so ein Konzept abzuklären gilt, sind:

- notwendige Größe und damit Leistungsbedarf des Elektromotors
- konstruktive Ausführung der Kopplung E-Motor und Ölpumpe bzw. VKM und Ölpumpe

Zur Abschätzung der Relevanz des Systems wurde auch hier näherungsweise die Bewertung mit den Kriterien aus 3.3 durchgeführt. Der Energiebedarf könnte deutlich unter dem in Kapitel 3.3.3 gezeigten System liegen, da hier auf die kontinuierlich betriebene zweite Ölpumpe verzichtet werden kann.

Die Komplexität ist mittelmäßig, da die konstruktive Lösung zur Koppelung schwierig ist. Eine Hybridisierbarkeit ist gegeben, die Modularität allerdings ist niedrig. Der innovationsgrad wird mit mittel bewertet, da auch diese Idee auf bereits vorhandenen Lösungen beruht.

Da der Fokus dieser Arbeit aber nicht auf der Ausarbeitung neuer Konzepte beruht, wurde diese Idee vorerst nicht weiter verfolgt.

### 3.4 Ergebnisse

Die Ergebnisse dieser Recherche wurden in einer Präsentation den Experten des Instituts sowie der AVL List GmbH. vorgestellt. Dabei wurde, wie Tabelle 3.1 zeigt, ein Überblick über die zuvor mit den Betreuern vereinbarten, wichtigsten Eigenschaften (siehe Kapitel 3.3) erstellt. Als Kriterium konnte zwischen hoch, mittel und niedrig gewählt werden.

Anhand der Informationen wurden die Systeme gereiht und drei für die weitere Betrachtung in der Arbeit ausgewählt.

Tabelle 3.1 Vergleich recherchierter Systeme

Nummer	Rang	System	Prinzip	Innovationsgrad	Leistungsbedarf	Modularität	Hybridisierbarkeit	Komplexität
1	2	Mechanisch betriebene Pumpe	hydr.	niedrig	hoch	niedrig	nicht möglich	niedrig
2	4	Mechanisch betriebene, 2-stufige Pumpe	hydr.	niedrig	hoch	niedrig	nicht möglich	niedrig
3	4	Mechanische + elektrische Pumpe	hydr.	mittel	mittel	niedrig	möglich	mittel
4	1	Elektrisch betriebene Pumpen + Akkumulator	hydr.	mittel	mittel	niedrig	möglich	mittel
5	4	LuK elektrohydr. Powerpack	hydr.	hoch	mittel*	hoch	möglich	hoch
6	1	Elektromechan. Kupplungs- und Schaltbetätigung + elektr. Pumpe.	komb.	hoch	niedrig	hoch	möglich	hoch
7	2	Elektromechan. Schaltbetätigung + elektr. Pumpen	komb.	hoch	niedrig	hoch	möglich	hoch

Nummer	Rang	System	Prinzip	Innovations-grad	Leistungs-bedarf	Modu-larität	Hybridisier-barkeit	Kom-plexität
8	4	LuK externer Federbandausrücke	e.-mechan.	niedrig	mittel*	hoch	möglich	mittel
9	1	LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator	e.-mechan.	mittel	niedrig	hoch	möglich	niedrig
10	2	BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator	e.-mechan.	hoch	niedrig*	hoch	möglich	mittel
11	3	LuK Active Interlock	e.-mechan.	hoch	niedrig	mittel	möglich	hoch
12	1	GETRAG Schaltwalzen	e.-mechan.	mittel	niedrig	hoch	möglich	niedrig
13	2	RICARDO Linearmotoren	e.-mechan.	hoch	niedrig*	hoch	möglich	mittel
14		Konzeptidee Hybridsystem	komb.	mittel	niedrig*	niedrig	möglich	mittel

\*für diese Eigenschaften standen keine Werte zur Verfügung, daher wurden sie abgeschätzt

Im Zuge der Präsentation wurde die hydraulische Aktuatorik mit elektrisch betriebener Pumpe und Akkumulator (Kapitel 3.3.4) für weitere Betrachtungen gewählt und sollte als Vergleichsbasis dienen.

Einerseits deshalb, da diese Aktuatorik in der AVL List GmbH. als Hardware in Form des VW-DQ200-Getriebes zur Verfügung stand und von Volkswagen in relativ großen Stückzahlen produziert und vertrieben wird und somit als Vergleichsbasis bestens geeignet ist und andererseits sind dadurch alle drei Systeme für trockene Doppelkupplungen geeignet und werden auch in Getrieben dieser Art eingesetzt.

Zusätzlich wurden die LuK-Hebelaktuatorik (Kapitel 3.3.10) als Vertreter der elektro-mechanischen Kupplungsaktuatorik und die GETRAG-Schaltwalzen (Kapitel 3.3.13) als Vertreter der elektro-mechanischen Schaltbetätigung ausgewählt.

Die hydraulische Aktuatorik wird in der in Kapitel 3.3.4 gezeigten Anordnung im VW-DQ200-7-Gang-Getriebe (VW-intern 0AM genannt), das z. B. im Polo GTi verbaut wird, verwendet und sowohl der LuK-Hebelaktuator als auch die GETRAG-Schaltwalzen werden im GETRAG 6DCT250 verbaut, welches bei Renault und Ford zum Einsatz kommt.

Ein weiterer Vorteil für den Vergleich ist, dass beide Getriebe ein ähnliches maximales Eingangsmoment von 200 Nm bzw. 250 Nm aufweisen, was bedeutet, dass die Systeme für ähnliche Anwendungen ausgelegt sind.



## 4 Kostenanalyse

Um die einzelnen Systeme kostenmäßig vergleichen zu können, ist es wichtig, dieselbe Basis dafür zu verwenden. Diese wurde mit Experten der AVL List GmbH. in Form der Herstellkosten definiert. Für die Ermittlung der Herstellkosten wird innerhalb der AVL List GmbH. ein eigenes Tool verwendet, in dem die Kosten von Materialien, Bauteilen, Arbeits- und Fertigungsschritten etc. hinterlegt sind. Da es sich dabei um sensible Informationen handelt, war der Zugriff auf diese Daten nicht gestattet. In Absprache mit den zuständigen Fachleuten der Abteilung wurde vereinbart, alle notwendigen Informationen aufzubauen, um die abschließende Berechnung der Herstellkosten durch diese zu ermöglichen.

In Kapitel 4.1 und 4.2 wird kurz auf die theoretischen Grundlagen zu den Herstellkosten und die Methode des Benchmarking eingegangen, um in den weiteren Kapiteln dann auf die Ermittlung der Herstellkosten im Detail eingehen zu können. Aufgrund datenschutzrechtlicher Bestimmungen seitens der AVL List GmbH. dürfen keine exakten Werte für die Kosten in dieser Arbeit veröffentlicht werden. Die Herstellkosten dürfen nur als bezogene Größe oder in einem Bereich angegeben werden.

### 4.1 Herstellkosten

Die Herstellkosten (HSK) setzen sich wie folgt zusammen:

Materialeinzelkosten
+ Materialgemeinkosten
+ Fertigungseinzelkosten
+ Fertigungsgemeinkosten
= Herstellkosten

Tabelle 4.1: Ermittlung Herstellkosten (vgl. Zunk et al., 2013, S. 118)

Unter Einzelkosten im Allgemeinen werden jene Kosten verstanden, die dem Kostenträger direkt zugerechnet werden können. Kostenträger sind betriebliche Leistungen, die die anfallenden Kosten tragen müssen. Im Gegensatz dazu sind die Kostenstellen jene betrieblichen Bereiche, die nach räumlichen, funktionellen oder verrechnungstechnischen Aspekten unterteilt sind und wo Kosten entstehen. Typische Beispiele für Einzelkosten sind das Fertigungsmaterial und der Fertigungslohn. Wichtig ist, dass Einzelkosten vom betrachteten Bezugsobjekt abhängen. So wird z. B. das Gehalt eines Buchhalters für die Kostenstelle Buchhaltung zu den Einzelkosten gezählt, ist jedoch zu den Gemeinkosten der Produkte zu zählen. (Vgl. Zunk et al., 2013, S. 28ff)

Gemeinkosten können dem Kostenträger nicht zugerechnet werden, weil kein direkter Leistungszusammenhang besteht. Beispiele dafür sind allgemeine Energiekosten und der Verbrauch von Hilfs- oder Schmiermitteln. Die Gemeinkosten werden über Zuschlagsätze bei den Kostenträgern berücksichtigt. Je nach Bezugsgröße für den Zuschlagssatz ergeben sich prozentuelle Zuschlagsätze oder Verrechnungssätze mit der Dimension „€/ Verrechnungseinheit“. (Vgl. Zunk et al., 2013, S. 117)

Somit lassen sich Zuschlagsätze wie folgt errechnen:

$$\text{Gemeinkostenzuschlagssatz einer Kostenstelle} = \frac{\sum \text{Gemeinkosten der Kostenstelle}}{\text{Bezugsgröße der Kostenstelle}}^B \quad (4.1)$$

(Vgl. Zunk et al., 2013, S. 117)

#### 4.1.1 Materialkosten

Die Unterscheidung der Materialkosten nach fertigungstechnischem Einsatz erfolgt in Fertigungsstoffe (Rohstoffe, Hilfsstoffe) und Betriebsstoffe. Als Hilfsstoff wird dabei jenes Material verstanden, das zur Fertigung des Erzeugnisses benötigt wird, in diesem aber nur in unbedeutenden Mengen nachgewiesen werden kann. Betriebsstoffe werden für die Aufrechterhaltung des Betriebsablaufs benötigt, gehen aber nicht in das Erzeugnis ein. (Vgl. Wohinz, 2012/ 2013, S. 5-14)

Aus verrechnungstechnischer Sicht wird in Einzelkostenmaterial, Gemeinkostenmaterial und Materialgemeinkosten unterschieden. (Vgl. Zunk et al., 2013, S. 89)

Einzelkostenmaterial sind jene Kosten, die dem Kostenträger direkt zugerechnet werden können. Sie werden durch z. B. Entnahmescheine direkt einem Auftrag oder einem Produkt zugewiesen. Das Gemeinkostenmaterial wird – in Anlehnung an die allgemeine Unterscheidung zwischen Einzel- und Gemeinkosten – nicht direkt dem Kostenträger zugerechnet, sondern Kostenstellenmäßig erfasst und über Zuschlagssätze dem Kostenträger zugeordnet. Materialgemeinkosten als dritte Form der verrechnungstechnischen Unterscheidungsmöglichkeit sind Materialnebenkosten die für Beschaffung, Lagerung, Transport oder Schwund anfallen. (Vgl. Zunk et al., 2013, S. 89)

#### 4.1.2 Fertigungskosten

Auch die Fertigungskosten setzen sich wie in Tabelle 4.1 gezeigt aus Einzel- und Gemeinkosten zusammen. Während die Fertigungseinzelkosten durch die einzelnen Fertigungsschritte, die für das Bauteil nötig sind (Lohnkosten, Rüsten, direkte Arbeit, Werkzeug-instandhaltung etc., aber auch Ausschuss und Werkzeugumlage), anfallen, entstehen auch hier Fertigungsgemeinkosten, die über Zuschlagssätze berücksichtigt werden. (vgl. Zunk et al., 2013, S. 118)

## 4.2 Benchmarking

Allgemein versteht man unter Benchmarking den Vergleich mit dem „best in practice“, oder auch das „Lernen von den Besten“, um daraus Verbesserungsmöglichkeiten für sein eigenes Unternehmen ableiten zu können (vgl. Welge & Al- Laham, 1999, S. 276).

Der Begründer der Benchmarking-Methode, Robert C. Camp, beschreibt den Kerngedanken wie folgt: „*Benchmarking ist die Suche nach Lösungen, die auf den besten Methoden und Verfahren der Industrie, den best-practices, basieren und ein Unternehmen zu Spitzenleistungen führen.*“ (Camp, 1994, S. 10)

Die Benchmarkmethode wird seit dem Bestehen moderner Industriebetriebe angewandt. Walter Chrysler setzte um 1930 auf die direkteste Form des Benchmarking: den Wettbewerbsbenchmark. Dazu kaufte Chrysler in regelmäßigen Abständen neue Modelle der Konkurrenzmarke Oldsmobile, um diese dann zerlegen zu lassen und so auf die Herstellkosten schließen zu können. (Vgl. Welge & Al- Laham, 1999, S. 276)

Benchmarking lässt sich in verschiedene Arten einteilen, die vor Beginn des entsprechenden Projektes definiert werden müssen. Die in Abbildung 4.1 getroffene Einteilung ist dabei keineswegs aus rein theoretischen Überlegungen abgeleitet, sondern basiert vielmehr auf praktischen Anwendungen. (Vgl. Mertins und Hohl, 2009, S.64ff)

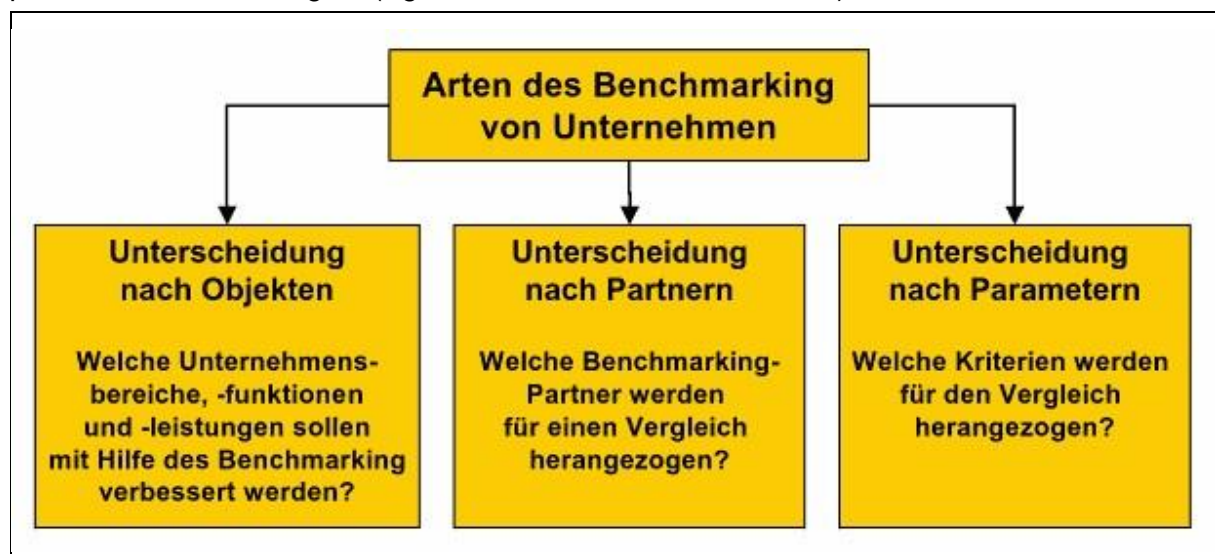


Abbildung 4.1 Arten des Benchmarking (Anderes, et al., 2009, S. 65)

### 4.2.1 Unterscheidung nach Objekten

Die in der Praxis am häufigsten auftretende Unterscheidung des Benchmarking ist die Unterscheidung nach Objekten. Diese kann für Unternehmen in Bezug auf ihre Prozesse, Strategien, Strukturen, den Leistungsprozess und Produkte geschehen. Der Vergleich von ganzen Branchen oder Sektoren stellt eher eine Ausnahme dar, zeigt aber die breite Einsatzmöglichkeit dieser Methode. (Anderes, et al., 2009, S. 66)

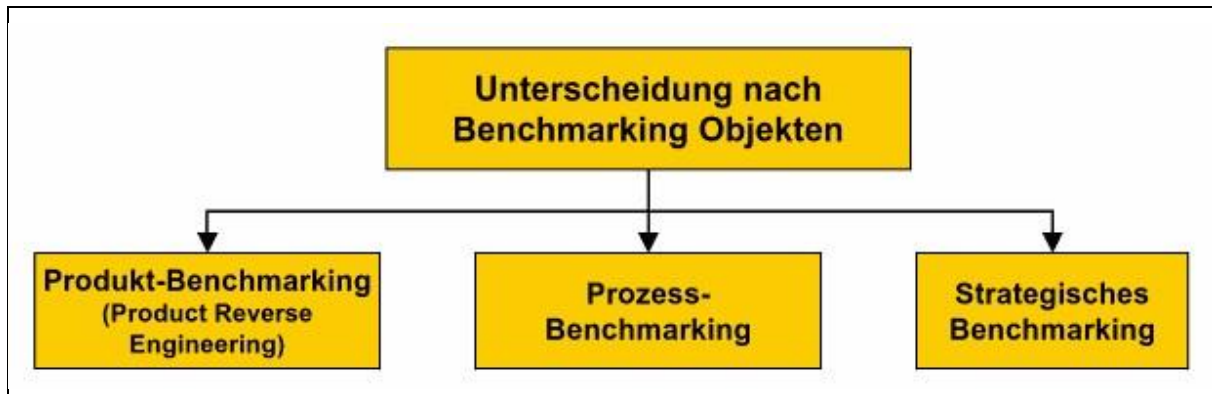


Abbildung 4.2 Unterscheidung nach Benchmarking Objekten (Anderes, et al., 2009, S. 66)

Die wichtigste Unterteilung, der in Abbildung 4.2 dargestellten Möglichkeiten der Unterscheidung nach Objekten, in dieser Arbeit, ist das Produkt Benchmarking im Sinne eines Reverse Engineering. Dazu wird ein Produkt in seine einzelnen Baugruppen und weiter in die Bauteile zerlegt und Aufbau, Funktion sowie Konstruktion analysiert. (Vgl. Anderes, et al., 2009, S. 66ff)

Für ausführliche Erklärungen zu den weiteren Arten des Benchmarking sei auf Anderes et al. (2009) verwiesen.

### 4.3 Herstellkosten (HSK) elektro-hydraulische Aktuatorik

Als Vertreter für die elektro-hydraulische Aktuatorik wurde die Einheit des VW DKG DQ 200 (wie bereits in Kapitel 3.3.5 erwähnt) ausgewählt. Dieses Getriebe wurde schon zu einem früheren Zeitpunkt von der AVL List GmbH mittels Produktbenchmarking untersucht. Damals wurde die Aktuatorik allerdings nicht näher betrachtet und die HSK nur mittels grober Schätzung ermittelt.

Der Produktbenchmark dieses Systems konnte sehr ausführlich durchgeführt werden, da mehrere Quellen für das Reverse Engineering zur Verfügung standen. Als Quelle für die Betrachtung der einzelnen Baugruppen und Bauteile stand einerseits die Aktuatorik an sich in Hardware zur Verfügung und gleichzeitig konnte auch auf ein CAD-Modell der Aktuatorik zurückgegriffen werden. Durch die zeitlich eingeschränkte Verfügbarkeit der Werkstätte, die für das Zerlegen nötig war, und des realen Modells, wurde mit der Betrachtung über das CAD-Modell begonnen. Dieser Ablauf erwies sich als sehr effektiv, da auf diese Weise bereits die einzelnen Baugruppen ermittelt werden konnten und die Abmessungen der Bauteile sehr exakt bestimmt wurden. Beim Reverse Engineering des realen Modells lag der Fokus dadurch auf der Verifizierung der Stückliste und auf der Ermittlung der Werkstoffe.

### 4.3.1 Aufbau der Stückliste

Bevor mit der Ermittlung der Daten zu den Baugruppen und Bauteilen begonnen werden kann, müssen die zu erfassenden Größen definiert sein und die Struktur der Stückliste vorliegen. Die in dieser Arbeit erstellte Stückliste wurde in MS Excel angelegt und enthält folgende Informationen:

- Menge

Gibt an, in welcher Menge die Baugruppe selbst oder das Bauteil innerhalb einer Baugruppe vorhanden ist.

- ID- Nummer

Identifikationsnummer zu jeder Baugruppe und jedem Bauteil. Dabei handelt es sich um eine fortlaufende Nummerierung, die in der ersten Ebene einstellig ist und Baugruppen bezeichnet oder Bauteile, die keiner Baugruppe zugeordnet sind. Die zweite Ebene enthält in der ersten Stelle die Nummer der übergeordneten Baugruppe und danach wieder eine fortlaufende Nummer. Auch innerhalb einer Baugruppe kann es Unterbaugruppen geben. Die Nummerierungsweise erfolgt nach demselben Prinzip wie eine Ebene darüber.

- Art

Die Kategorie Art gibt Aufschlüsse darüber, ob es sich um ein Einzelteil oder eine Baugruppe handelt. Baugruppen werden mit BG gekennzeichnet, während für die Einzelteile entweder ET für Eigenfertigungsteil, ZT für Zukaufteil oder NT für Normteil verwendet wird. In der Kategorie Normteil wurde darauf geachtet, auch die Normbezeichnungen zu verwenden.

- Daten

Um ein möglichst umfassendes Informationsangebot liefern zu können, wurden von jedem Teil Fotos und Fertigungszeichnungen erstellt. Dadurch wird die Auflistung der Fertigungsschritte nachvollziehbar und auch die Hauptabmessungen visualisiert. In diesem Bereich wird zu jedem Bauteil ein Link eingefügt, der zum entsprechenden Ordner führt, wo diese Daten abgelegt sind. Die dazugehörige Ordnerstruktur folgt demselben Aufbau und derselben Nomenklatur wie die Stückliste. Dabei handelt es sich um keine AVL-intern verwendete Nomenklatur.

- Halbzeug

Mit der Angabe des Halbzeugs wird eine zusätzliche Information für die Bestimmung der Materialkosten bereitgestellt. Natürlich kann die Angabe nur auf Annahmen beruhen, da das tatsächlich verwendete Halbzeug in seinen Abmessungen nicht bekannt ist.

- Masse Fertigteil

Die Masse des Fertigteils ist ein wesentlicher Faktor bei der Berechnung der Materialkosten. Sie wurde durch Zuordnung des entsprechenden Materials in der CAD-Umgebung ermittelt. Dabei wurde nur grob zwischen den Materialien unterschieden, da es für das Gewicht des Bauteils unerheblich ist, um welche Stahlsorte es sich genau handelt.

- Fertigungs-/Montageschritte

In diesem Bereich werden alle zum Bauteil gehörenden Fertigungsschritte sowie die für die Baugruppen notwendigen Montageschritte angeführt. Dabei werden auch die entsprechenden Bearbeitungsmaße angegeben.

- Oberflächenbehandlung

Hier werden Oberflächenbehandlungen erfasst, die optisch anhand des realen Modells feststellbar waren.

### 4.3.2 Produktbenchmark über CAD Modell

Beim Produktbenchmark über das CAD-Modell der Aktuatorik des VW-DQ200-Getriebes wurden insgesamt 71 verschiedene Bauteile und 13 verschiedene Baugruppen ermittelt.

Da zu Beginn nicht mit Sicherheit klar war, ob es die Möglichkeit geben wird, ein reales Modell der Aktuatorik zu betrachten, wurde zu jedem Einzelteil, welches kein Normteil ist, eine Konstruktionszeichnung angefertigt, um auch ohne den Zugriff auf Hardware eine Berechnung der Kosten zu ermöglichen. Dadurch wurden insgesamt 49 verschiedene Konstruktionszeichnungen erstellt.

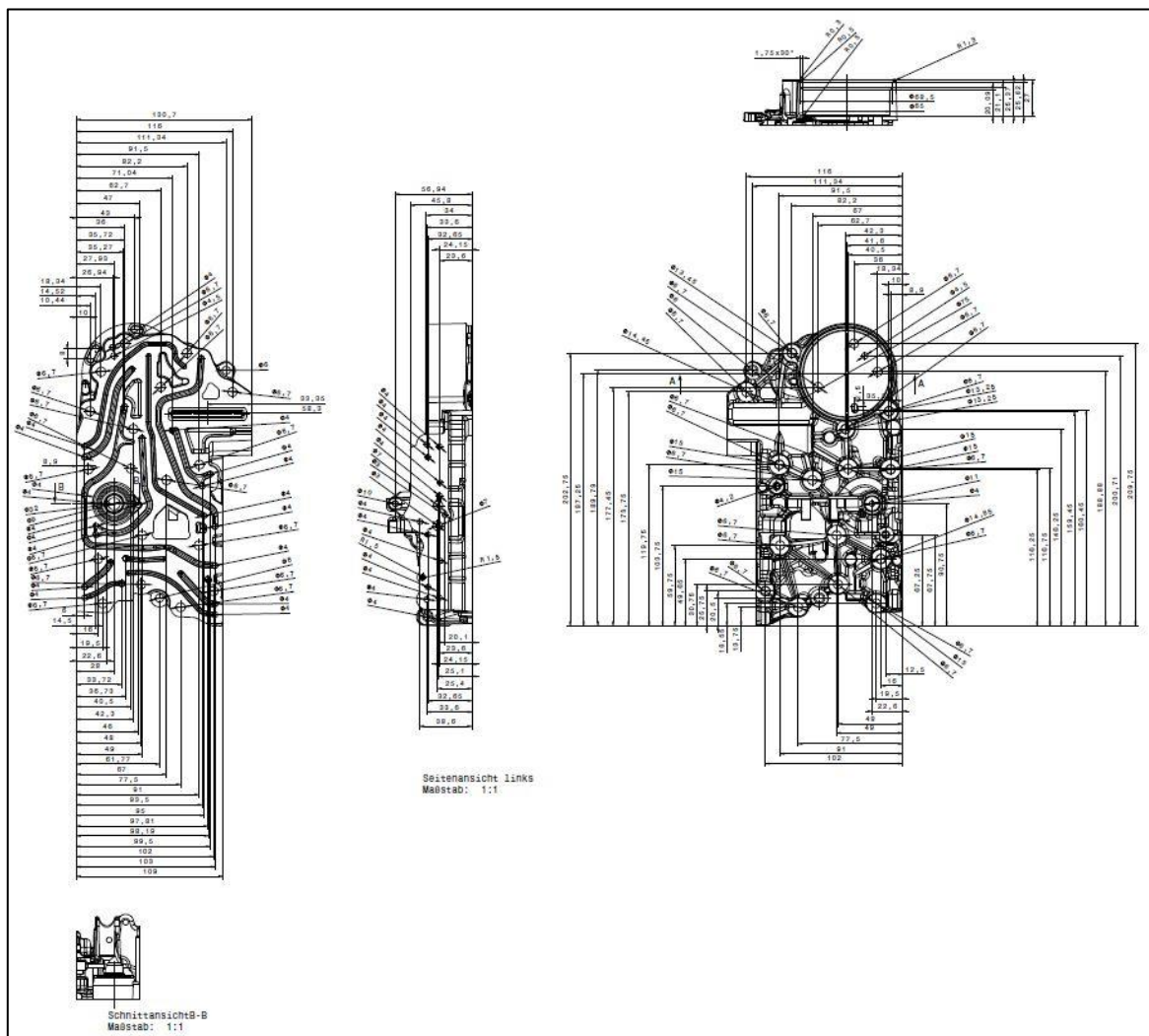


Abbildung 4.3 VW DQ200 Oberkasten

Noch bevor die Einzelteile hinsichtlich der für die Stückliste notwendigen Daten untersucht wurden, wurde die Baumstruktur des CAD-Modells bzgl. der Unterteilung nach Baugruppen und Einzelteilen geprüft. Zur Erklärung der Vorgehensweise, wird ein Bauteil als Beispiel herangezogen. Bei dem in Abbildung 4.3 dargestellten Bauteil handelt es sich um den Oberkasten, der mit seinen Ölkanälen und Bohrungen für die Verteilung des Steueröls zuständig ist und den Akkumulator aufnimmt. Um die Betätigung der einzelnen Gang- und Kupplungssteller besser verstehen zu können, wurde anhand des CAD-Modells die Funktion jeder Bohrung und jedes Kanals nachverfolgt und festgehalten. Gleichzeitig wurden die dazugehörigen Fertigungsschritte, soweit aus dem CAD-Modell ableitbar, ermittelt und in die Stückliste übernommen.

Dabei wurde versucht, die Fertigungsschritte so zu gruppieren, dass diese auch innerhalb eines Aufspannvorganges gesammelt abgearbeitet werden können. Die einzelnen Bearbeitungsschritte wurden ebenfalls nach Bearbeitungsmaßen gruppiert, da es für die Ermittlung der Kosten entscheidend ist, wie viele Bohrungen zum Beispiel mit demselben Bohrwerkzeug durchgeführt werden. Folgende Bearbeitungsschritte wurden für den Oberkasten identifiziert:

- Aufspannen, Ausrichten
- Fräsen (Fingerfräser) 12 Kanäle D4mm
- Bohren 18x D6,7mm (Verschraubung Ober- Unterkasten)
- Bohren 2x D4mm T 5mm Passstift
- Bohren 16x D4mm Verbindung Querbohrung
- Planfräsen Dichtfläche
- Umspannen
- Bohren 4x D4mm (Verschraubung Pumpe/ E-Motor)
- Bohren 1x D3mm T5mm (Verbindungskanal Pumpe-Filtersitz)
- Planfräsen Sitz Pumpe
- Umspannen
- Bohren 11x D4mm (Ventilblock)
- Bohren 3x D3mm (Ventilblock)
- Bohren 2x D7mm T 10mm Sackloch (Ventilblock)
- Planfräsen Sitz Ventilblock
- Umspannen
- Bohren 11x D4mm (Ventilblock)
- Bohren 2x D3mm (Ventilblock)
- Bohren 1x D7mm T 10mm Sackloch (Ventilblock)
- Planfräsen Sitz Ventilblock
- Fräsen D20,6mm (Kupplungszyylinder)

(Wie anhand des Beispiels in Kapitel 4.3.4 erklärt wird, werden Gussteile als Halbfertigteile angeliefert und im Haus fertig bearbeitet. Daher werden alle Fertigungsschritte, die mit dem Gießen zusammenhängen, hier nicht betrachtet.)

Im ersten Ansatz war anhand der Informationen aus dem CAD-Modell und der Verwendung des Oberkastens bzw. auch durch die Betrachtung der Konstruktion klar, dass dieser als Aluminiumdruckgussteil gefertigt wird. Die Teilungsebene liegt genau in der Fläche mit den bearbeiteten Kanälen. Da die Fläche selbst Dichtungsanforderungen entsprechen muss, wird diese nach dem Spritzguss geplant.

Somit ergab sich für dieses Bauteil mit dem in der CAD-Umgebung zugeordneten Material Aluminium ein Gewicht von 1.382 kg.

Über das CAD-Modell konnte weiters ermittelt werden, dass das Einzelteil Oberkasten innerhalb einer Baugruppe verwendet wird. Die Baugruppe wurde ebenfalls als Oberkasten bezeichnet, da die eindeutige Unterscheidung einerseits über die Kategorie Art und andererseits über die ID-Nummer Verwechslungen ausschließt.

Innerhalb der Baugruppe Oberkasten werden acht verschiedene Bauteile und eine Unterbaugruppe mit wiederum fünf verschiedenen Einzelteilen verwendet. Abbildung 4.4 zeigt die dazugehörige Struktur in der Stückliste.

Mechatronikeinheit DQ200			
Menge	Nr.	Art	Bezeichnung
1	19	BG	Oberkasten
1	19.1	ET	Oberkasten
3	19.2	ZT	Kugel_D5.5
2	19.3	ZT	Dichtung_Ventilblock
2	19.4	BG	Ventilblock
1	19.8	NT	zyl_Stift_4x20
1	19.9	ZT	Kugel_D9
1	19.10	NT	Feder_2x8.3x18.8
1	19.11	NT	Schraube_M6x12_T30
10	19.12	NT	Schraube_M5x37_T25

Abbildung 4.4 Auszug Stückliste BG Oberkasten

### 4.3.3 Produktbenchmark über reales Modell

Die elektro-hydraulische Aktuatorik des VW DQ 200 DKG, die für den Produktbenchmark zur Verfügung gestellt wurde, wurde bereits vorher auch für Getriebekalibrationsaufgaben verwendet. Daher wurden nachträglich einige Messstellen angebracht. Dies hatte aber nur geringe Auswirkungen auf die Demontage der Bauteile. Da versichert wurde, dass die Aktuatorik nicht wieder im Getriebe zum Einsatz kommen wird, mussten keine besonderen Vorkehrungen für das Zerlegen getroffen werden. Ansonsten wären besondere Schutzmaßnahmen aufgrund der hochempfindlichen Gang- und Kupplungssteller nötig gewesen.

Mit dem Zerlegen des realen Modells der Aktuatorik sollte einerseits die Stückliste, die über das CAD-Modell angefertigt wurde, verifiziert werden und andererseits sollten die fehlenden Angaben zu Materialien, die sich aus dem CAD-Modell nicht bestimmen ließen, ergänzt werden.



#### 4.3.4 Berechnung Herstellkosten

Die fertige Stückliste wurde dann an die Experten aus der Kostenabteilung der AVL List GmbH. übergeben. Aufgrund des hohen Detaillierungsgrades und der umfangreich erfassten Informationen zu den einzelnen Bauteilen konnte sehr schnell mit der weiteren Berechnung begonnen werden.

Für die Berechnung der Herstellkosten müssen Annahmen zum Unternehmen und Produktionsstandort getroffen werden, die direkten Einfluss auf die Berechnung haben. Nach Rücksprache mit dem Produkt Manager Getriebe und den Cost Engineers der AVL List GmbH. werden folgende Rahmenbedingungen als üblich für derartige Berechnungen von Getriebe-  
komponenten bestätigt und somit auch für diese Arbeit definiert:

- Produktionsstandort: Mittel-Europa
- Produktionseinheiten: 200 000 Stk./ a
- Schichtbetrieb: 3- Schichtbetrieb
- Arbeitszeit: 8 Std./ Schicht
- Arbeitstag: 240 Tage/ a
- Abschreibungszeitraum: 8 Jahre
- Zukaufteile: europäischer Lieferant
- Anzahl Fertigungslose: 12/ a

Zusätzlich muss definiert werden, in welcher Fertigungsstufe die Bauteile angeliefert werden. Bei Zukauf- und Normteilen ist dies klar, bei Eigenfertigungsteilen nicht. So wird z. B. bei Dreh-  
teilen nur das dafür nötige Halbzeug zugekauft und anschließend bearbeitet. Bei Gussteilen wird das Bauteil als Halbfertigteil beschafft und hausintern fertig bearbeitet.

Die Vorgehensweise für die Berechnung wird im Folgenden anhand des bereits bekannten Bauteils Oberkasten dargestellt.

Beim Oberkasten handelt es sich um ein Aludruckguss Teil. Für die Berechnung des Zukauf-  
preises für das Halbfertigteil vom Lieferanten, werden auch hier die einzelnen Bearbeitungsschritte, die im Zuge des Gießens nötig sind, aufgelistet und monetär bewertet. Hier werden noch Materialgemeinkosten und Fertigungsgemeinkosten des Lieferanten berücksichtigt. Die Summe ergibt dann den Einkaufspreis für den Hersteller der Aktuatorik.

Im Fall des Oberkastens sind die Fertigungsschritte für diese Bewertung wie folgt:



Abbildung 4.5 Prozessschritte Halbfertigteil Oberkasten

Das Röntgen des Bauteils ist ein wichtiger Schritt um Gussfehler (Lunker, Seigerungen) innerhalb des Bauteils ausschließen zu können. Die weiteren Prozessschritte, die dann hausintern stattfinden, werden in folgender Abbildung dargestellt:



Abbildung 4.6 Prozessschritte Bearbeitung Oberkasten

Hier finden sich nun alle Fertigungsschritte die bereits im Kapitel 4.3.2 ermittelt und in der Stückliste verfügbar gemacht wurden, im Prozessschritt spanende Bearbeitung wieder. Nachdem das Bauteil entgratet wurde, werden die Dichtflächen zwischen Ober- und Unterkasten sowie zwischen Oberkasten und Ventilblock geschliffen. Unter dem Prozessschritt „Vermessung“ wird die Inline Vermessung der Bauteile verstanden, die eine prozesssichere Fertigung sicherstellt. Vor dem Leckage Test wird das Bauteil verstopft um entsprechend Druck aufbauen zu können.

Diese Prozessschritte, hinterlegt mit den entsprechenden Zeiten und Kosten, wurden für alle Eigenfertigungsteile definiert. Wie bereits erwähnt, sind diese Daten für die Veröffentlichung innerhalb der Diplomarbeit nicht zugänglich und dürfen daher hier nicht näher erwähnt werden. Für Norm- und Zukaufteile werden entsprechende Preise ermittelt und ebenfalls eingerechnet. Somit ergeben sich Herstellkosten für die elektro- hydraulische Aktuatorik die zwischen 171 € und 209 € liegen.

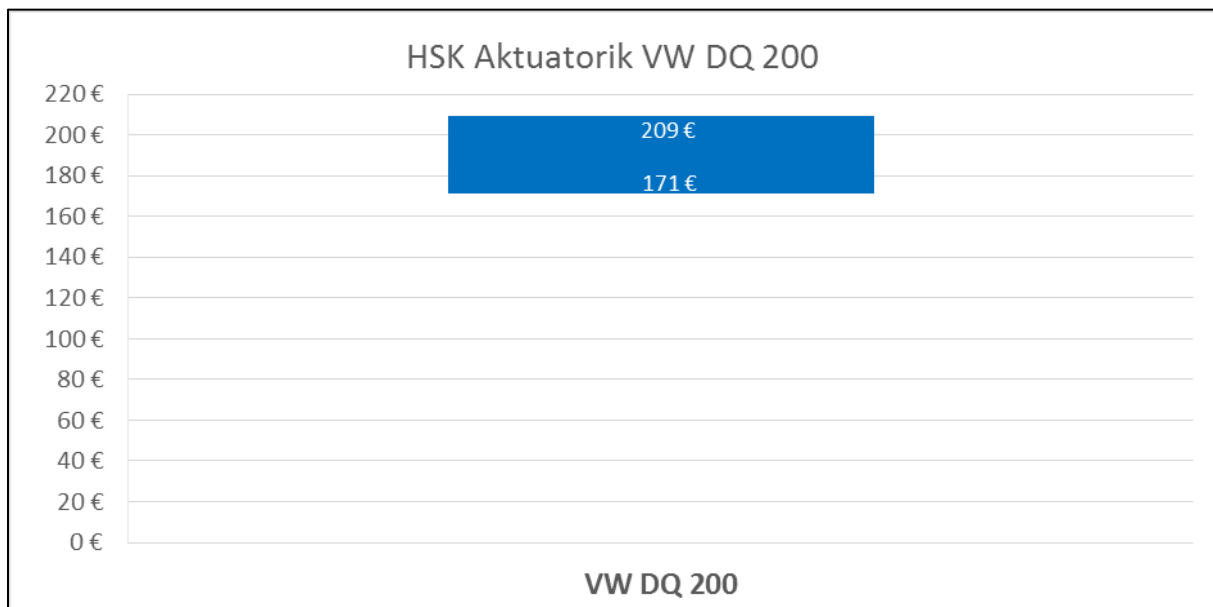


Abbildung 4.7 HSK Aktuatorik VW DQ 200

## 4.4 HSK elektro-mechanischer Hebelaktuator LuK und GETRAG-Schaltwalzen

Nachdem die Stückliste für die elektro-hydraulische Aktuatorik weitergegeben wurde, konnte in der Zwischenzeit mit dem Aufbau der Stückliste für den LuK-Hebelaktuator begonnen werden. Da zu diesem Zeitpunkt kein reales Modell zur Verfügung stand und auch nicht klar war, ob eines beschafft werden würde, wurde zu Beginn mit der Identifikation der einzelnen Bauteile über Fotos und Skizzen begonnen.

Da dies allerdings zu ungenau war und die Verfügbarkeit des Systems als Hardware auch zum besseren Verständnis für die weitere Berechnung dient, wurde ein Aktuator beschafft. Dazu wurden Angebote bei den beiden Fahrzeugherstellern eingeholt, die das System in ihren DKG's verbauen. Folgende Preise wurden angeboten:

### 1. Renault (Getriebe DC4- 016)

- Preis Aktuator (exkl. MwSt.): 336,18 €/ Stk.
- Preis Elektromotor (exkl. MwSt.): 287,23 €/ Stk.

(Vogl+Co, Angebot vom 25.04.2016, Nr. des Kostenvoranschlags: 21886)

### 2. Ford (Getriebe DPS6)

- Preis Aktuator (exkl. MwSt.): 263,89 €/ Stk
- Preis Elektromotor (exkl. MwSt.): 167,97 €/ Stk.

(Ford Reisinger, Angebot vom 27.04.2016, Angebotsnr.: AVANGFZ0118)

Somit wurde der Aktuator samt Elektromotor bei Ford beschafft. Abbildung 4.8 zeigt das System.



Abbildung 4.8 Produktbenchmark LuK Hebelaktuator

Auch hier wurde wie in den vorangegangenen Kapiteln eine Stückliste angefertigt und es wurden insgesamt 14 verschiedene Bauteile ermittelt.

Im Zuge der Recherche betreffend Informationen zum LuK- bzw. GETRAG-System innerhalb der AVL List GmbH. wurde festgestellt, dass es bzgl. des LuK-Hebelaktuators und des GETRAG-Schaltwalzensystems bereits aus vorangegangenen Aktivitäten der AVL List GmbH. nähere Daten zu den Herstellkosten gibt.

Somit wurde der Aufbau der Stückliste für beide Konstruktionen nicht weiter verfolgt und die Daten zu den Herstellkosten wurden seitens der AVL List GmbH. für diese Arbeit zur Verfügung gestellt.

Diese liegen für den LuK-Hebelaktuator im Bereich zwischen 39 € und 48 € für zwei Aktuatoren (je einer pro Kupplung) inklusive den dazugehörigen Elektromotoren. Dieser Bereich stellt also die HSK für die Kupplungsbetätigung eines Doppelkupplungsgetriebes mit diesem System dar.

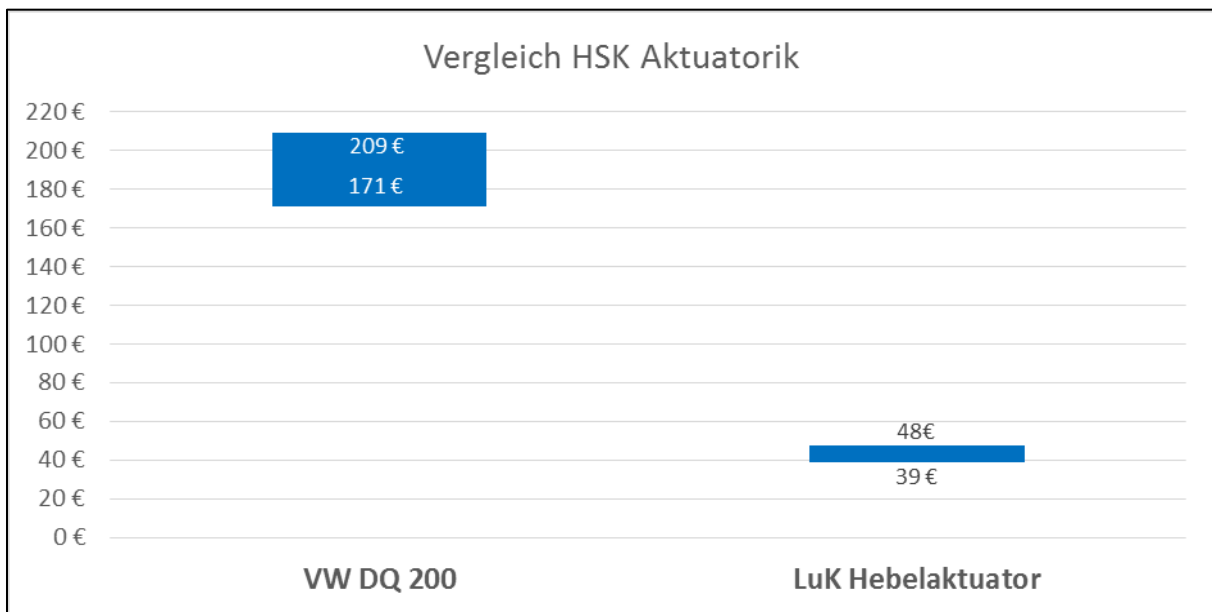


Abbildung 4.9 HSK Gegenüberstellung VW DQ 200 und LuK Hebelaktuator

Für den in Abbildung 4.9 gezeigten Vergleich des elektro- hydraulischen und des elektro- mechanischen Systems sei angemerkt, dass beim VW DQ200 System die notwendige Steuerung bereits einkalkuliert ist. Das LuK System wird zusammen mit der jeweiligen Betätigungseinrichtung für die Schaltung gesteuert und teilt sich somit auch die Steuereinheit. Dies wird im speziellen beim späteren Vergleich der Gesamtsysteme (Kapitel 4.5) klar.

Die elektro- mechanische Schaltbetätigung von GETRAG war nicht als reales Modell verfügbar und wurde auch nicht beschafft. Es konnte aber auf Abbildungen eines früheren Benchmarks zurückgegriffen werden, der von der AVL List GmbH durchgeführt wurde.

Abbildung 4.10 zeigt ein Foto der Schaltwalzen sowie der Zahnräder für die Zwischen- übersetzung aus diesem Benchmarkbericht.



Abbildung 4.10 GETRAG Schaltwalzen (vgl. Krausche, 2015, S. 52)

Der Antrieb der Schaltwalzen erfolgt auch hier, wie bereits in Kapitel 3.3.13 erwähnt, über Elektromotoren. Diese sind hier aber in einem separaten Aluminiumdruckgussgehäuse untergebracht und nicht wie beim LuK-System nur durch ein Blechgehäuse geschützt. Abbildung 4.11 zeigt diese Gehäuse mit den verbauten E-Motoren.



Abbildung 4.11 GETRAG Schaltwalzen Gehäuse E-Motor (vgl. Krausche, 2015, S. 52)

Für die Schaltwalzen wurden Herstellkosten im Bereich von 47 € bis 57 €, wie in Abbildung 4.12 visualisiert, errechnet. Auch hier ist im Vergleich zur DQ 200 Aktuatorik das notwendige Steuergerät noch nicht eingerechnet, da sich das GETRAG System dieses zusammen mit der jeweiligen Kupplungsbetätigung teilt (siehe Kapitel 4.5).

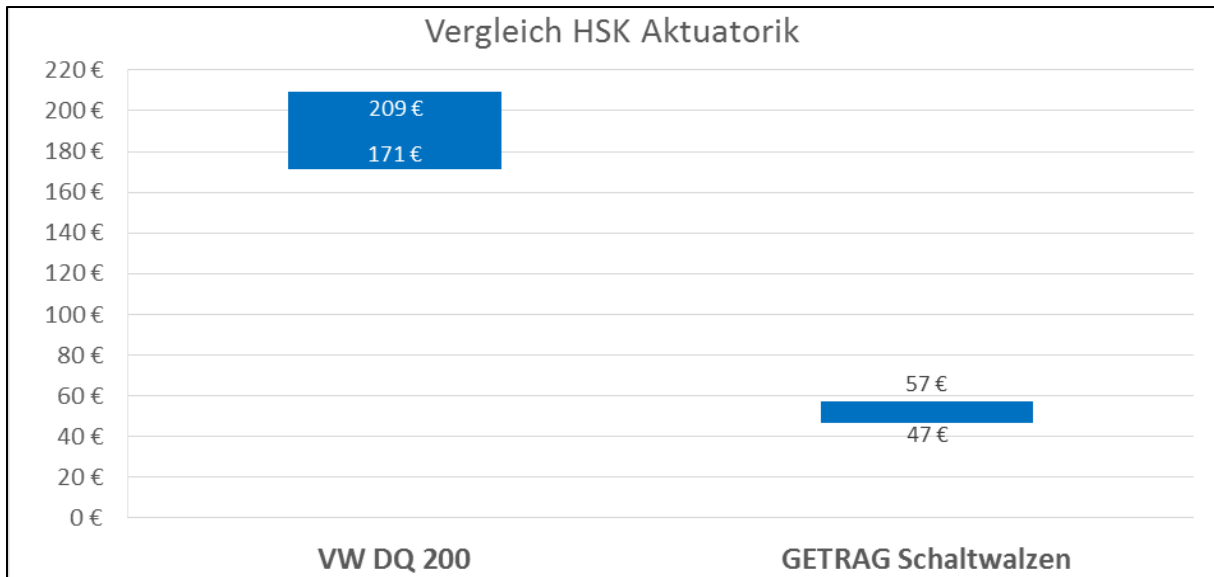


Abbildung 4.12 HSK Gegenüberstellung VW DQ 200 und GETRAG Schaltwalzen

### 4.5 Vergleich HSK Aktuatoren

Aus den in den vorangegangenen Kapiteln ermittelten Werten ergibt sich im direkten Vergleich der drei Systeme folgende Darstellung:

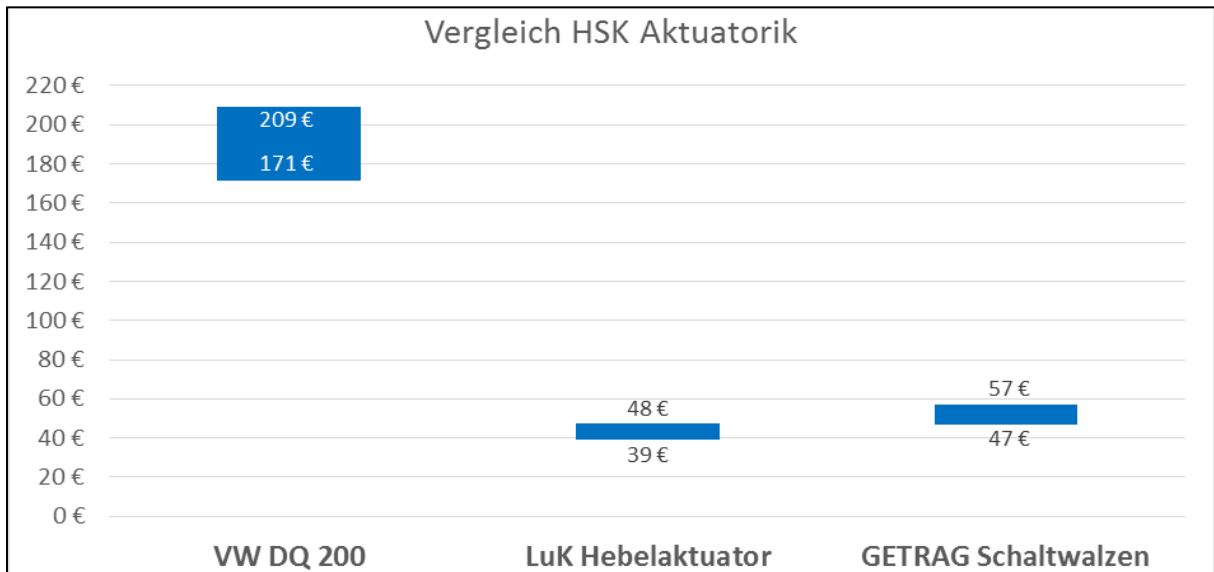


Abbildung 4.13 Vergleich HSK Aktuatoren

Für die Betätigung eines Doppelkupplungsgetriebes wird sowohl die Aktuatorik für die Schalt- als auch für die Kupplungsbetätigung benötigt. Beim System des VW DQ 200 werden beide Funktionen durch eine Einheit abgebildet. Um einen möglichst aussagekräftigen Vergleich zu erhalten, werden die Herstellkosten des GETRAG Systems, welches die Schaltbetätigung übernimmt, und des LuK Hebelaktuator, welches die Betätigung der beiden Kupplungen übernimmt, summiert und den Herstellkosten des VW DQ200 gegenübergestellt. Somit ergibt sich ein Vergleich der Herstellkosten, entsprechend Abbildung 4.14, die für die Betätigungssysteme der Kupplung und Schaltung innerhalb eines DKG's benötigt werden.

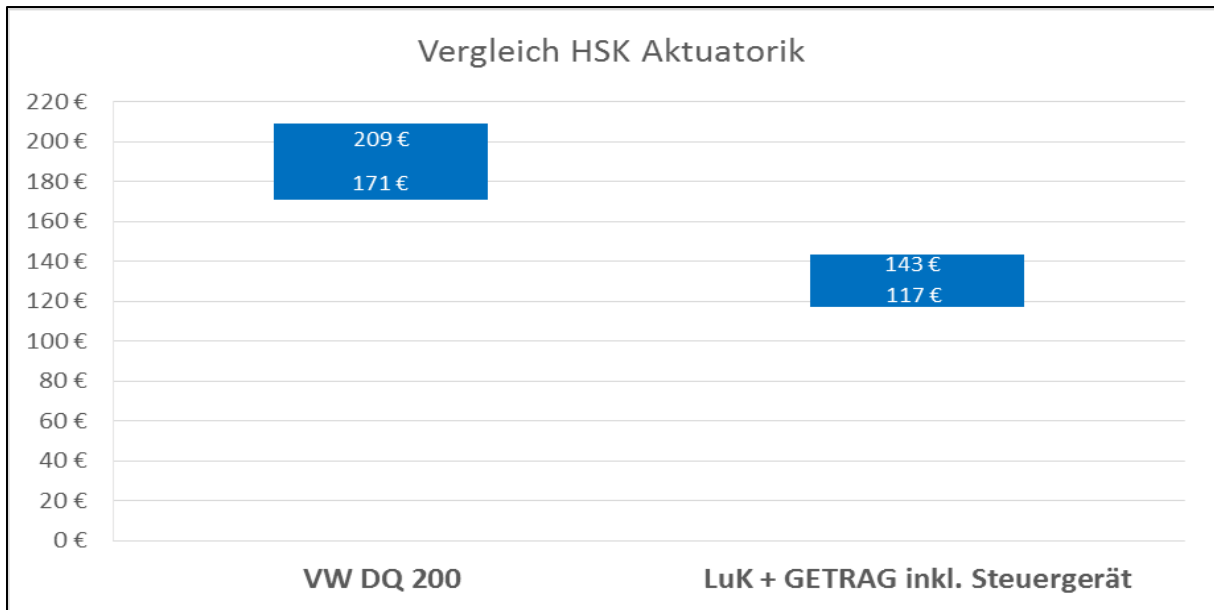


Abbildung 4.14 Vergleich HSK Aktuatoren DKG komplett absolut

Abbildung 4.15 zeigt die prozentualen HSK der beiden Systeme für die Gesamtbetätigung eines DKG bezogen auf die elektro-hydraulische Aktuierung des VW DQ 200.

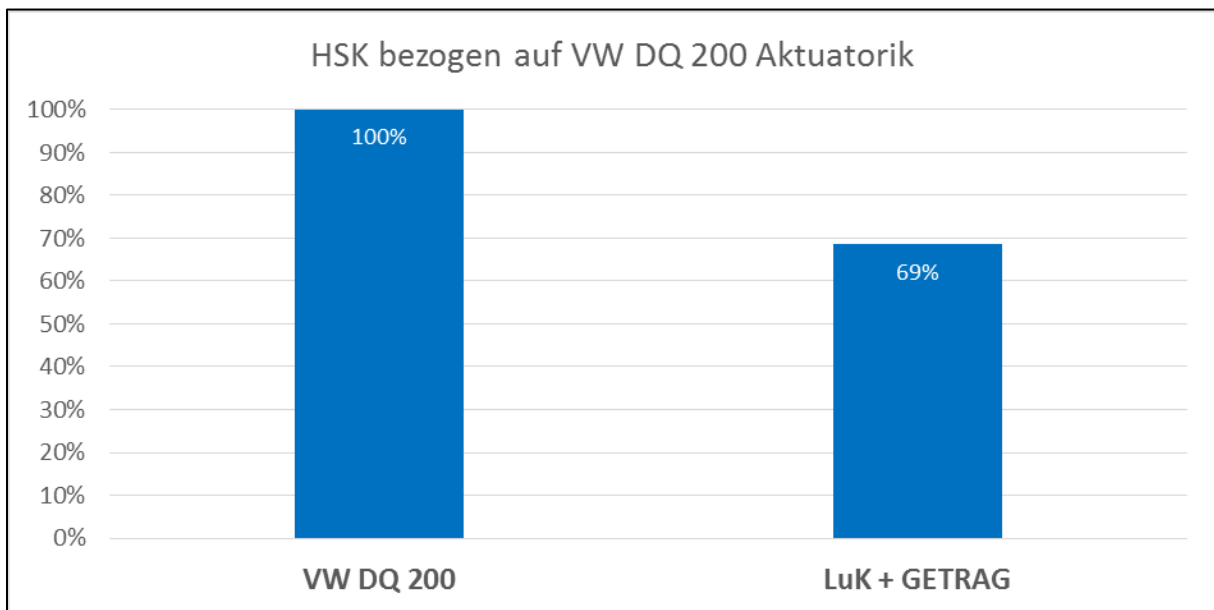


Abbildung 4.15 Vergleich HSK Aktuatoren DKG komplett prozentual

## 5 Analyse Wirkungsgrad und Dynamik

Ein weiterer Schwerpunkt der Arbeit ist die Analyse der Betätigungssysteme von VW, LuK und GETRAG hinsichtlich Wirkungsgrad und Dynamik. Dazu sollten Simulationsmodelle mit Hilfe des Programms MatLab Simulink aufgebaut werden, die in weiterer Folge dann auch in Gesamtfahrzeugsimulationen der AVL List GmbH. integriert werden können.

Da die beiden elektro-mechanischen Systeme für diese Betrachtung seitens der AVL List GmbH. höher priorisiert wurden, wurde die Analyse für diese beiden Systeme durchgeführt. Nach wichtigen Erkenntnissen zum Vorgehen beim Aufbau solcher Simulationsmodelle, die bei der LuK Betätigung gewonnen werden konnten, wurde parallel mit der Betrachtung des GETRAG-Systems begonnen.

Während der Entwicklung der einzelnen Modelle wurde festgestellt, dass für die weitere Berechnung einige wichtige Parameter wie z. B. Federkennlinien und Schaltkräfte nicht verfügbar sind. Deswegen wurden, in Abstimmung mit den Betreuern der AVL List GmbH. und des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, die Berechnungen für die beiden elektro-mechanischen Systeme durchgeführt bzw. einzelne Simulationsmodelle in MatLab Simulink aufgebaut. Es konnte aber aufgrund der fehlenden Daten keine exakte Wirkungsgradberechnung bzw. nähere Betrachtung der Dynamik durchgeführt werden. In den folgenden Kapiteln werden das Vorgehen und die Umsetzung zu den Simulationsmodellen näher beschrieben.

### 5.1 MatLab Simulink

MatLab ist eines der am weitesten verbreiteten Softwarepakete der Firma MathWorks und dient der numerischen Berechnung und Visualisierung auf den Gebieten der Mathematik und Ingenieurwissenschaften. Dabei verfügt es über eine eigene Hochsprache und vereint Berechnung, Visualisierung und Programmierung in einer interaktiven Umgebung. Meist sind physikalische Vorgänge nicht linear und daher auch nicht analytisch lösbar. Lösungen können aber durch numerische Integration ermittelt werden. Dies wird mit Hilfe der numerischen Simulation durchgeführt. Ein wichtiges Tool innerhalb der MatLab-Umgebung stellt die grafische Entwicklungsumgebung Simulink dar. Dabei handelt es sich um eine Möglichkeit zur Modellierung und Simulation linearer und nichtlinearer dynamischer Systeme mittels Signalflussgraphen. Das zu simulierende mathematische Modell wird mit Hilfe grafischer Funktionsblöcke in einem Koppelplan nachgebildet. Die Systemparameter und Anfangswerte der Funktionsblöcke können entweder direkt in Simulink definiert werden oder auch innerhalb der Softwareumgebung von MatLab als sogenanntes m-File gespeichert sein. Somit können die Daten auch in MatLab weiterverwendet werden. (Vgl. Pietruszka, 2014, S. 1f & 167; Eichberger & Hackl, 2016, S. 2ff)



## 5.2 Aufbau und Funktionsweise LuK-Hebelaktuator

Bevor mit dem Aufbau des Simulationsmodells in MatLab Simulink begonnen werden kann, ist es notwendig, die Funktion des Aktuators zu verstehen. Durch die im Zuge der Recherche (siehe 3.3) erarbeiteten Informationen und Unterlagen konnten bereits einige Details herausgefunden werden. Die Untersuchung des realen Modells war trotzdem noch ein hilfreicher und wichtiger Schritt, um die Funktionsweise besser zu verstehen. Diese wird in diesem Kapitel erläutert.

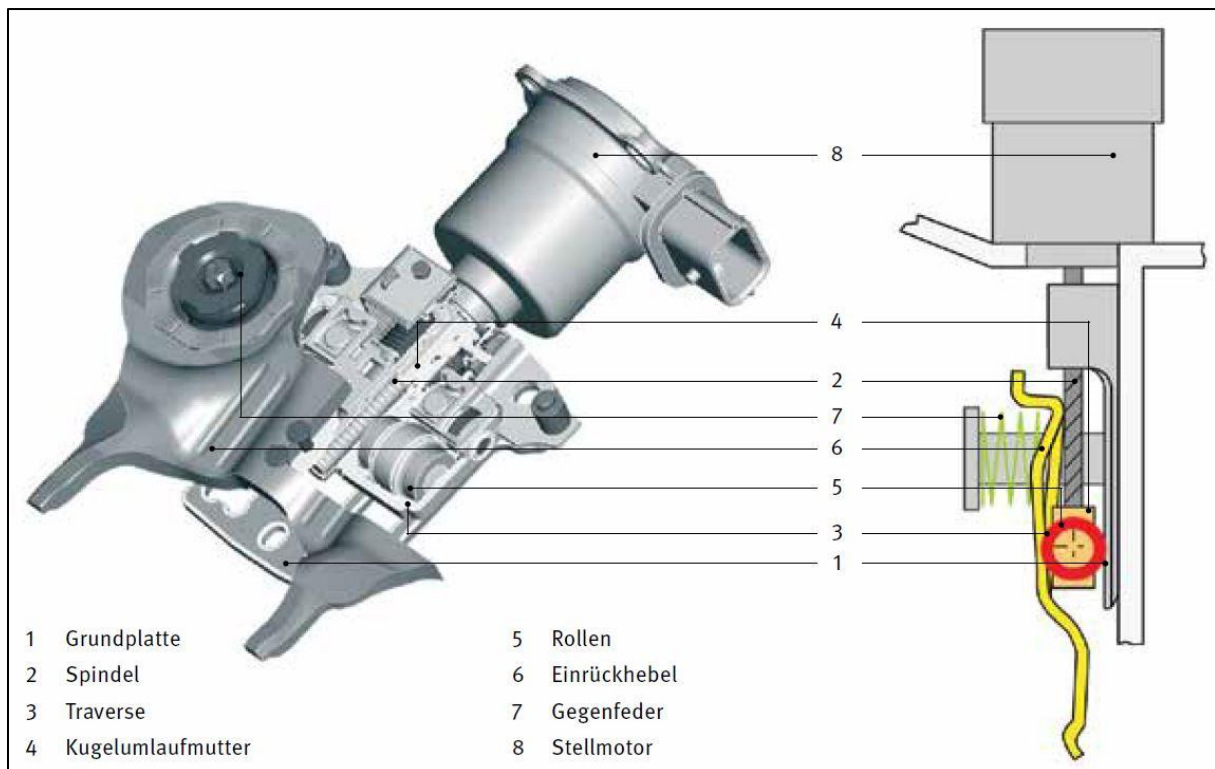


Abbildung 5.1 LuK Hebelaktuator (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 17)

Wie in Abbildung 5.1 zu sehen, wird der Hebelaktuator über einen Elektromotor angetrieben. Bei dem Elektromotor handelt es sich wie bereits in 3.3.10 beschrieben um einen bürstenlosen Gleichstrommotor. Dieser Motor ist über eine Verzahnung direkt mit der Kugelumlaufspindel verbunden. Abbildung 5.2 a.) zeigt ein Foto der gesamten Spindel, welches im Zuge des Produktbenchmarks des LuK-Systems in dieser Arbeit entstand. Die Verzahnung im Kopf der Spindel ist in b.) deutlich zu erkennen.

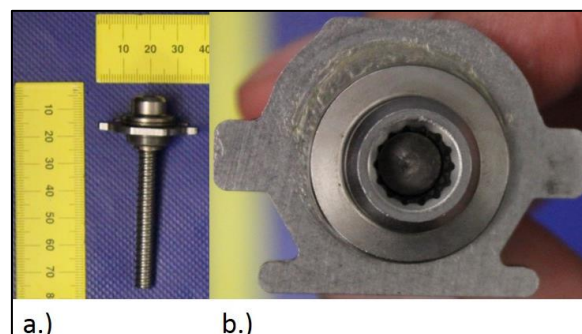


Abbildung 5.2 Spindel LuK Hebelaktuator

Auf der Spindel sitzt die sogenannte Traverse. Diese ist ein Aludruckgussteil und besteht im Wesentlichen aus der Kugelumlaufmutter und den Rollen (siehe Abbildung 5.3).



Abbildung 5.3 Rollen LuK Hebelaktuator

Durch die rotierende Bewegung der Spindel, ausgelöst durch den Elektromotor, wird, abhängig von der Steigung der Spindel, eine translatorische Bewegung der Traverse in vertikaler Richtung ausgelöst. In Abbildung 5.4 wird die Traverse gezeigt. (1) bezeichnet dabei den Raum, in welchem links und rechts die beiden Rollen untergebracht sind, die die Kräfte des Einrückhebels aufnehmen. Im unteren Bereich der Abbildung (2) sieht man die Spindelmutter integriert in die Traverse und (3) zeigt das zweite Rollenpaar, welches zur Ableitung der Kräfte in die Getriebeglocke dient.

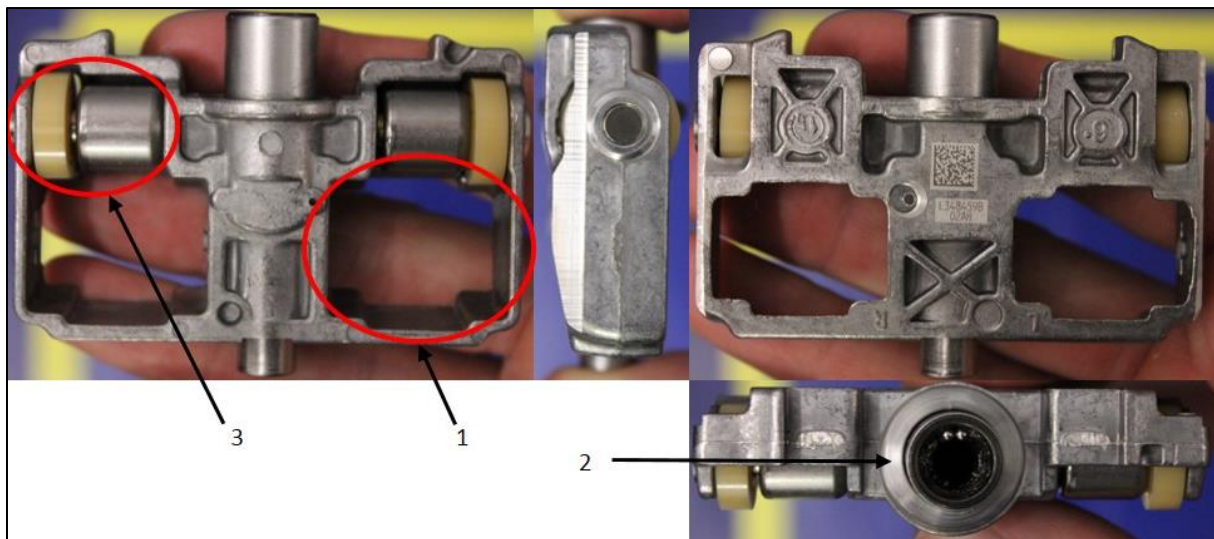


Abbildung 5.4 Traverse LuK Hebelaktuator

Mit Abbildung 3.20 wurde bereits in Kapitel 3.3.10 die Einbausituation des Hebelaktuators in der Getriebeglocke gezeigt. Damit die Rollen ordnungsgemäß funktionieren können und an der Grundplatte ablaufen, muss die Glocke in dem Bereich, wo die Grundplatte befestigt ist, ebenfalls bearbeitet sein. Abbildung 5.5 zeigt, wie diese Bearbeitung aussieht. Dabei sind die beiden Flächen so ausgeführt, dass ein perfekter Sitz gewährleistet ist und somit weder ein Verkanten noch eine andere Beeinträchtigung den Betrieb stören kann.



Abbildung 5.5 Bearbeitung Getriebeglocke LuK Hebelaktuator (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 22)

Der Einrückhebel weist zwei Öffnungen auf, welche der Aufnahme je eines Federspeichers dienen. Damit der Energiebedarf beim Einrücken der Kupplung möglichst gering gehalten wird, wird auch beim elektro-mechanischen System ein Energiespeicher genutzt. In diesem Fall handelt es sich um den in Abbildung 5.6 gezeigten Federspeicher.



Abbildung 5.6 Federspeicher LuK Hebelaktuator

Dieser besteht (siehe Abbildung 5.7) aus einer Schraube (1), der Hülse (2), dem Kernelement der Schraubenfeder (3), der Mutter (4) und einem Sicherungsring (5). Wie später noch gezeigt wird, ist es notwendig, eine bestimmte Vorspannkraft dieses Federelements einzustellen um ausreichend Kraft beim Einrücken der Kupplung zu erzielen.

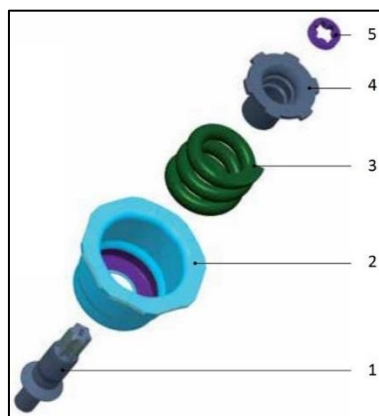


Abbildung 5.7 Aufbau Federspeicher LuK Hebelaktuator (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 17)

Die eigentliche Aufgabe, nämlich die Kupplung zu betätigen, übernimmt der Einrückhebel. An diesem greifen sowohl die beiden Federkräfte als auch die Kupplungskraft an. Es handelt sich dabei um das massivste Bauteil der ganzen Konstruktion. Ein rund 0,521 kg schweres Stahlblech, durch Stanzen und Tiefziehen gefertigt und in Abbildung 5.8 dargestellt.

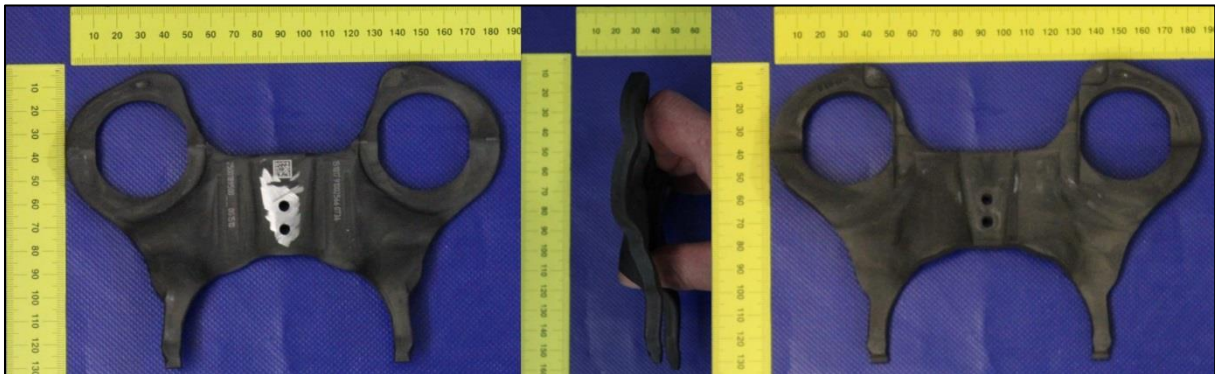


Abbildung 5.8 Einrückhebel LuK Hebelaktuator

Um die Funktion des Hebelaktuator erklären zu können, wird die Skizze aus Abbildung 5.9 herangezogen. Im ersten Schritt a.) befindet sich die Traverse – und damit die Rollen, die auf der Rückseite des Einrückhebels abrollen – in ihrer Ausgangsposition am oberen Ende des Hebels. In dieser Position wird die Feder des Federspeichers zusammengedrückt und damit vorgespannt. Die Kupplungskraft am anderen Ende des Hebels ergibt sich aus der Vorspannung der Tellerfeder an der trockenen Kupplung (siehe dazu auch Kapitel 2.4.4 und 2.5.1). Am Hebel selbst muss ein Momentengleichgewicht zwischen der Kupplungskraft mit ihrem zugehörigen Abstand zum Drehpunkt (Auflagepunkt der Rollen) und der Federkraft inklusive entsprechendem Abstand herrschen.

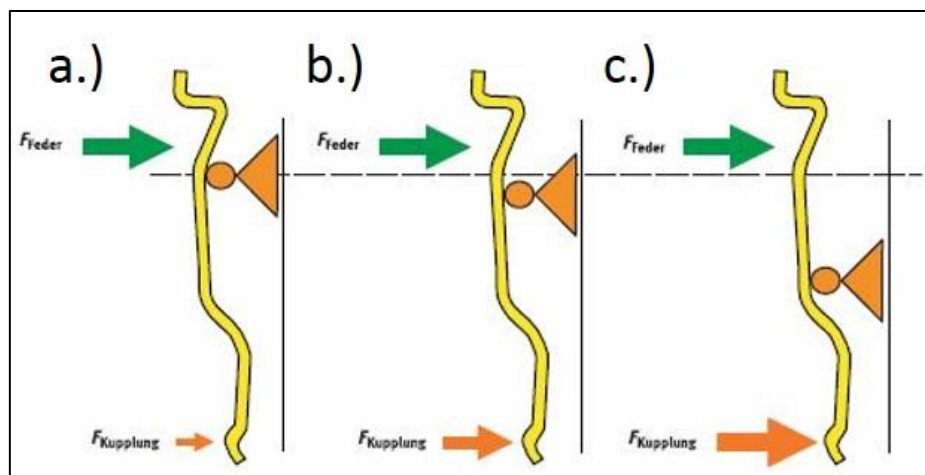


Abbildung 5.9 Prinzipskizze LuK Hebelaktuator (vgl. Wagner et al., 2006, S. 140)

Wenn die Kupplung betätigt werden soll, muss der Einrückhebel die Einrückbewegung durchführen. Dazu treibt der Elektromotor die Spindel an, welche wiederum über die Kugelumlaufmutter in der Traverse selbige nach unten bewegt (Abbildung 5.9 b.)). Der Drehpunkt des Hebels ist bei der ganzen Bewegung stets um den Auflagerpunkt an den Rollen. Dadurch bewegt sich der Einrückhebel am oberen Ende im Bereich des Federspeichers von diesem weg, was zur Folge hat, dass die Federkraft bei abwärtsfahrender Traverse abnimmt.

Am untersten Punkt (Abbildung 5.10 c.)) angekommen, hat die Federkraft den geringsten Wert, verfügt aber über den größten Hebelarm des ganzen Ablaufs, wodurch die notwendige Kupplungskraft am Ende des Einrückhebels aufgebracht werden kann. Über das Momentgleichgewicht, welches auch hier herrschen muss, ergibt sich nun die größte Kupplungskraft. Das System ist so für bis zu 3kN Kupplungskraft ausgelegt. (Vgl. Wagner et al., 2006, S. 143) Wie in Kapitel 2.4.4 erklärt, muss aus Sicherheitsgründen gewährleistet sein, dass eine der beiden Kupplungen öffnet, sollte es zu einem Systemausfall kommen. Somit muss auch der LuK-Hebelaktuator diese Forderung erfüllen. Dies gelingt dadurch, dass der Winkel des Einrückhebels (hier  $\alpha$ ) auch dann positiv ist, wenn die Rollen am untersten Punkt angekommen sind. Somit ergibt sich in jedem Betriebspunkt eine vertikale Komponente der Auflagerkraft an den Rollen, die die Traverse nach oben in die Ausgangsposition zwingt. Am obersten Punkt angekommen ist der Hebel so geformt, dass diese vertikale Komponente Null wird. Abbildung 5.10 zeigt die soeben beschriebenen Verhältnisse.

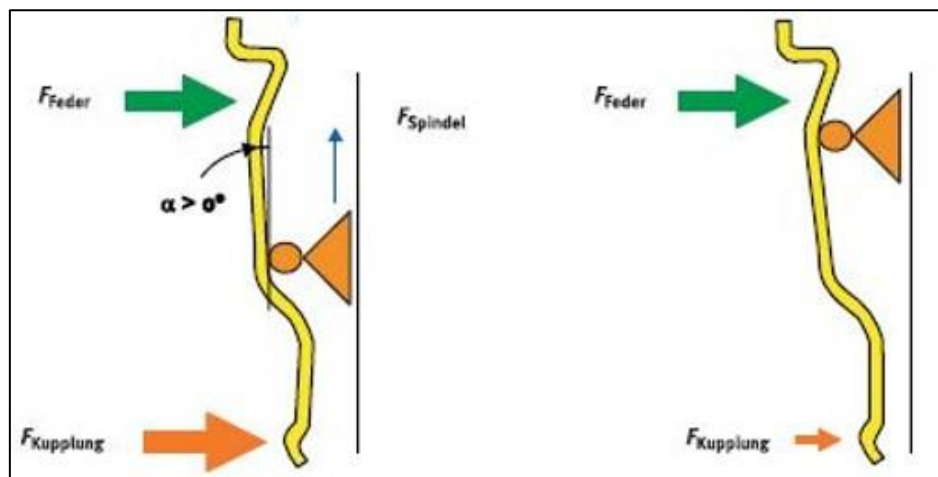


Abbildung 5.10 NO- Funktion LuK Hebelaktuator (vgl. Wagner et al, 2006, S. 141)

### 5.3 Simulationsmodell LuK-Hebelaktor

Für die spätere Regelstrecke lassen sich aufgrund der Funktion folgende Größen definieren:

- Eingangsgröße: Drehmoment des Elektromotors
- Ausgangsgröße: Kupplungskraft

Bei dem System handelt es sich um ein Mehrkörpersystem, welches durch drei Differentialgleichungen und eine Zwangsbedingung beschrieben werden kann. Die Differentialgleichungen kommen vom Elektromotor, aus dem Drallsatz der Spindel und dem Impulssatz der Traverse. Die Zwangsbedingung ist durch den Zusammenhang zwischen Rotation der Spindel und Translation der Traverse über den Steigungswinkel der Spindel gegeben. Da beim Doppelkupplungsgetriebe der Momentenverlauf der Kupplung über die Zeit entscheidend für Fahrkomfort und Betätigungszeit ist (siehe Kapitel 2.4.4), war auch bei der Berechnung des Hebelaktuators von LuK das Ziel, den Energieaufwand für einen gewünschten Momentenverlauf der Kupplung zu erhalten und damit die Berechnung des Wirkungsgrades durchzuführen.

Insbesondere im Hinblick auf die spätere Verwendung des Simulationsmodells in einer Gesamtfahrzeugsimulation ist diese Überlegung interessant, da so auch bei der Simulation des Gesamtfahrzeuges verschiedene Kupplungsstrategien abgebildet werden können.

Die im Folgenden beschriebenen Berechnungen wurden mit Hilfe des Programms Mathcad Prime durchgeführt. Für das Aufstellen der notwendigen Gleichungen wird das System auf die wesentlich beteiligten Bauteile reduziert. Diese sind E-Motor, Spindel, Traverse und Hebel (siehe Abbildung 5.11).



Abbildung 5.11 Reduktion Bauteile LuK Hebelaktuator (vgl. Wagner et al., 2006, S. 139 & 143)

Bei der Ermittlung des Simulationsmodells sollte zunächst ein sehr grober Detaillierungsgrad vorliegen. Reibungen, Massen oder Trägheiten können im ersten Ansatz vernachlässigt werden, um das Modell nicht von vornherein zu kompliziert auszuführen und dadurch vielleicht wesentliche Fehler nicht erkennen zu können. Diese Vereinfachungen werden dann sukzessive reduziert um die Berechnungen an die realen Gegebenheiten anzunähern.

Die im Folgenden angeführten Parameter für das Simulationsmodell wurden innerhalb des Benchmarks aus Kapitel 4 ermittelt und in MatLab Files für die verschiedenen Simulationen ab Kapitel 5.3.2, definiert. Für die Abstraktion des Aktuator als Schraubenmodell in Kapitel 5.3.1 wurden eigene Werte angenommen. Dies wird im betroffenen Kapitel nochmals ausführlich erklärt.

- Masse Elektromotor  $m_{em}$ : 0,64 kg
- Durchmesser Elektromotor  $D_{em}$ : 0,05 m
- Durchmesser der Spindel  $d_2$ : 0,0072 m
- Masse Spindel: 0,045 kg
- Flankenwinkel der Spindel  $\alpha_{SP}$ : 7°
- Masse der Traverse: 0,206 kg

Aus Durchmesser und Masse der Bauteile ergibt sich das jeweilige Massenträgheitsmoment des Elektromotors  $J_{em}$  und der Spindel  $J_{SP}$ . Beide werden als einfache Vollzylinder mit  $J = \frac{1}{2} * m * r^2$  angenähert.

- Masse des Hebels  $m_H$ : 0,521 kg
- Abstand zwischen Federkraft und Angriffspunkt Kupplungskraft am Hebel  $L$ : 0,095 m
- Schwerpunktabstand von Angriffspunkt der Feder zu Schwerpunkt Hebel  $l_s$ : 0,04 m

Weiter wurden folgende Werte angenommen

- Reibungskoeffizient in der Spindel  $\mu_S$ : 0,001
- Rollreibungskoeffizient zwischen Rollen und Hebel  $\mu_H$ : 0,001

(Matek et al., 2001, S. 20)

Folgende Werte wurden durch nähere Betrachtung des realen Modells ermittelt. Dabei handelt es sich um Schätzungen, da die Werte nur im nicht verbauten Zustand des Aktuators ermittelt werden konnten.

- Startwert der Bewegung bei  $x_{T0}$ : 0,01 m
- Endwert der Bewegung bei  $x_{Tmax}$ : 0,0475 m
- Startwinkel des Hebels  $\varphi_{H0}$ : 35°
- Rollreibungskoeffizient zwischen Rollen und Grundplatte  $\mu_A$ : 0,001 (Matek et al., 2001, S. 20)

### 5.3.1 LuK-Hebelaktuator Schraubenmodell

In den nächsten Kapiteln werden, wie bereits erwähnt, Berechnungen zum Hebelaktuator angestellt, die zu Beginn stark vereinfacht bzw. abstrahiert ausgeführt sind und sich nach und nach durch Reduktion von Vereinfachungen an die realen Bedingungen annähern.

Ein sehr stark vereinfachtes Modell beschreibt im Fall des Hebelaktuators von LuK die Betrachtung der Spindel und ihrer Zusammenhänge mit den restlichen Bauteilen.

Dazu wurde folgende Überlegung angestellt:

Betrachtet wird eine Schraube, die lediglich einen Freiheitsgrad aufweist, und zwar die Drehung um ihre eigene Achse. Alle anderen Freiheitsgrade sind gesperrt. Auf der Schraube befindet sich eine Mutter, die sich entlang der Schraubenachse translatorisch bewegen kann. Auf die Mutter wirkt eine konstante Kraft in vertikaler Richtung. Damit soll die Anordnung beim Hebelaktuator stark vereinfacht nachgestellt werden. Die Schraube ist dabei die Spindel, die Mutter die Kugelumlaufmutter, und die konstante Kraft auf die Mutter im Beispiel entspricht der vertikalen Komponente auf die Traverse, die durch die Auflagerkraft an den Rollen ( $F_{Rolle}$ ) entsteht. Abbildung 5.12 zeigt die Abstraktion.

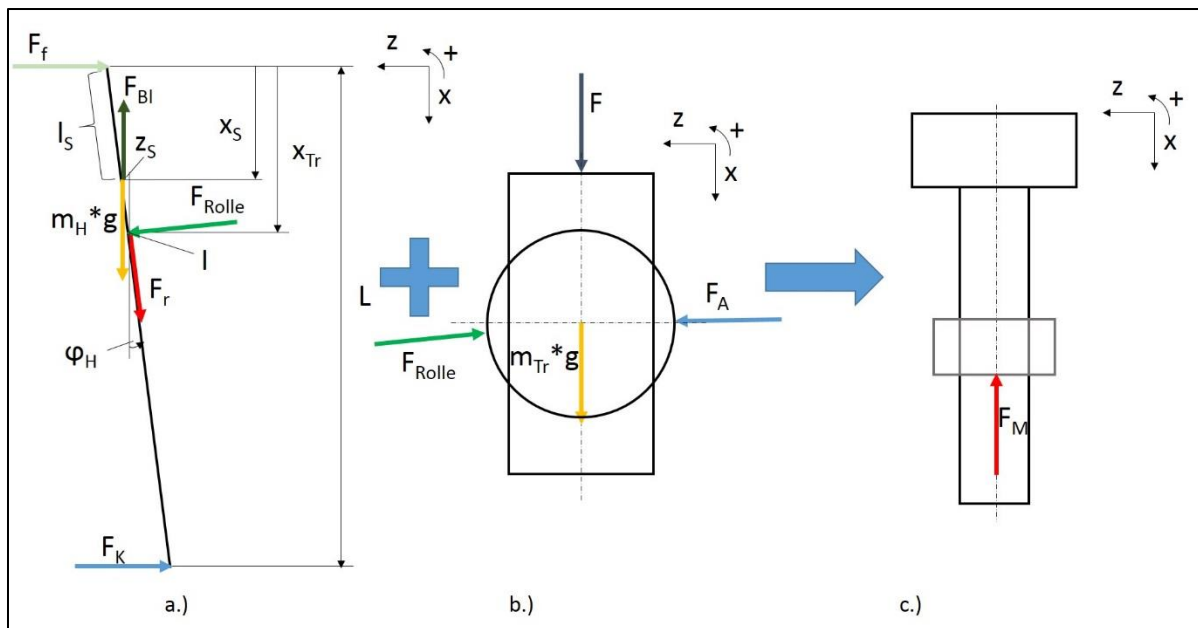


Abbildung 5.12 Vereinfachung des LuK-Hebelaktuator zu Schraubenmodell

Abbildung 5.12 a.) zeigt den Einrückhebel des Aktuator mit allen Kräften die auf diesen wirken. Als Reaktion auf Feder- und Kupplungskraft ( $F_f$  bzw.  $F_k$ ) wirkt die um den Hebelwinkel (hier  $\varphi_H$  und nicht wie in Abbildung 5.10  $\alpha$ , da  $\alpha$  für den Steigungswinkel der Spindel bzw. Schraube benötigt wird) verdrehte Kraft der Rolle  $F_{Rolle}$ . Der Koordinatenursprung für die Bestimmung des Auflagerpunktes in vertikaler Richtung ist auf Höhe der Federkraft angenommen.  $x_{Tr}$  beschreibt die Laufvariable für die Bewegung der Traverse und somit der Rollen. Der Gesamtabstand zwischen Federkraft und Kupplungskraft beträgt  $L$ .

In b.) sind die Traverse, abstrahiert als Spindelmutter mit Rolle, und die dazugehörigen Kräfte abgebildet.  $F_{Rolle}$  ergibt sich aus dem dritten newton'schen Axiom „actio ist gleich reactio“ und wirkt auf die Rolle. Diese stützt sich mit  $F_A$  an der Grundplatte des Aktors in der Getriebeglocke ab. Die Kraft  $F$  ist jene, die durch Antrieb der Spindel über das Gewinde auf die Spindelmutter wirkt. In diesem Fall wird die Bewegung der Traverse nach unten betrachtet. Zusätzlich wird hier noch die Masse der Traverse berücksichtigt.

Die Vereinfachung legt nun diese Zusammenhänge um auf die bereits beschriebene Situation der Schraube-Mutter-Kombination (siehe Abbildung 5.12 c.)). Die vertikale Komponente der Kraft  $F_{Rolle}$  in b.) wird in c.) als konstante Kraft  $F_M$  angenommen. Die Traverse ist in c.) nur noch eine Mutter und die Spindel wird durch die Schraube dargestellt.



Betrachtet man die Situation innerhalb eines Gewindeganges genauer ergibt sich, lt. Abbildung 5.13, folgende Situation:

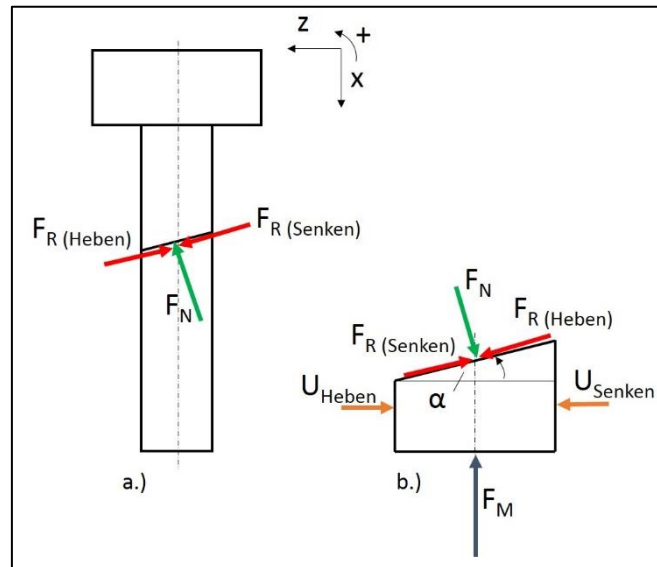


Abbildung 5.13 Kräfte im Gewinde Schraubenmodell (vgl. Künne, 2003, S.294)

Im Gewinde herrscht tangential im Gewindegang wirkende Reibung in Abhängigkeit von der Drehrichtung der Schraube bzw. Mutter (beim Heben der Mutter Drehung der Schraube im Uhrzeigersinn, beim Senken gegen den Uhrzeigersinn in der  $y$ - $z$ -Ebene) wie in Abbildung 5.13 a.) skizziert. Entsprechend wirken die Kräfte am Gewinde der Mutter,  $\alpha$  bezeichnet den Steigungswinkel des Gewindes und  $U$  die Aktionskraft am Umfang die für die Drehung notwendig ist. (siehe Abbildung 5.13 b.). Damit der Bewegungsablauf funktionieren kann, darf die Anordnung nicht selbsthemmend sein. Es muss gelten:

$$\rho < \alpha \quad (5.1)$$

Dies bedeutet, dass der Reibkegelwinkel, der aus dem Tangens des Reibbeiwertes gebildet wird, kleiner als der Steigungswinkel des Gewindes sein muss.

Für die spätere Simulation der Bewegung ist es hilfreich, das richtungsabhängige Reibmoment, welches durch die Reibkraft im Gewinde entsteht, und das Moment  $M_A$ , welches durch die  $z$ -Komponente der Normalkraft auf die Gewindeflanke gebildet wird, getrennt zu betrachten. Die Richtungsänderung des Reibmoments wird dabei über die signum-Funktion der Winkelgeschwindigkeit der Schraube innerhalb der Reibkraft berücksichtigt, wie in den folgenden Betrachtungen noch näher beschrieben wird. Das notwendige Antriebsmoment ergibt sich dann je nach Bewegungsrichtung aus der Summe der beiden oben beschriebenen Momente. Zunächst werden in den Betrachtungen das wirkende Reibmoment und das Moment durch die  $z$ -Komponente der Normalkraft, separat betrachtet und das Antriebsmoment welches durch die Aktionskraft  $U$  aufgebracht wird aus der Summe dieser berechnet. Die Aktionskraft  $U$  wird vorerst aus der Betrachtung ausgeklammert. Im Anschluss wird der Beweis für das Vorgehen erbracht und entsprechend  $U$  miteinbezogen.

Betrachtet man die Kräftesituation der Mutter für den Vorgang Senken der Mutter aus Abbildung 5.13 b.) so ergibt sich in x- Richtung folgender Zusammenhang

$$-F_M + F_N * \cos(\alpha) - F_R * \sin(\alpha) = 0 \quad (5.2)$$

Drückt man die Reibkraft über die Zusammenhang aus Normalkraft und Reibungskoeffizient aus so gilt für die Normalkraft beim Senken der Mutter

$$F_N = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.3)$$

Das Moment der Reibkraft ergibt sich aus dem Cosinus- Anteil der in Abbildung 5.13 skizzierten Reibkraft  $F_R$  zu folgendem Term

$$M_R = F_R * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} = F_N * \mu_G * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.4)$$

Mit dem Ausdruck für  $F_N$  aus (5.3) ergibt sich das Reibmoment beim Senken der Mutter zu

$$M_R = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} * \mu_G * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.5)$$

Das Moment  $M_A$  entsteht durch die Kraft  $F_M$  auf die Mutter und berechnet sich über die im Gewinde wirkende Normalkraft (bereits aus (5.3) bekannt) sowie den Flankenwinkel zu

$$M_A = F_N * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.6)$$

Das für das Absenken der Mutter notwendige Gesamtmoment ( $M_{An}$ ) an der Schraube errechnet sich nun aus der Summe aus  $M_R$  und  $M_A$ . Es gilt:

$$M_{An} = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} * \mu_G * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} + \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.7)$$

Zusammengefasst folgt für das nötige Antriebsmoment an der Schraube für das Absenken der Mutter

$$M_{An} = F_M * \frac{d_2}{2} * \frac{\mu_G * \cos(\alpha) + \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.8)$$

An Anlehnung an die Ausführung in Künne (Köhler/ Rögnitz Maschinenteile 1, 2003, S. 294f), wird auch hier ein Kräfteplan ermittelt, um die Gleichung (5.8) zu überprüfen. Beim Vergleich mit den Ausführungen im Skript ist es wichtig zu beachten, dass in dem hier vorliegenden Fall die Kraft  $F_M$  die Mutter nach oben drückt, während beim Beispiel in der Literatur die wirkende Kraft die Mutter von der Schraube (also nach unten) zu drücken versucht.

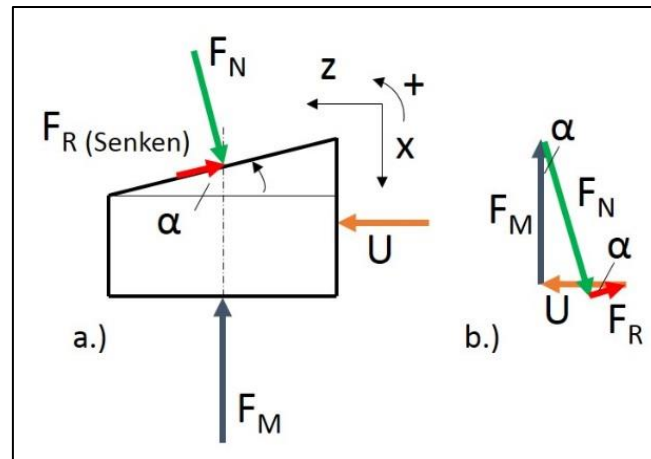


Abbildung 5.14 a.) Kräftesituation- b.) Kräfteplan- Schraubenmodell Senken der Mutter

Abbildung 5.14 a.) zeigt dabei die freigemachte Mutter aus Abbildung 5.13 mit den bereits bekannten Kräften  $F_M$ , den Normal- und Reibkräften und hier nun mit der zusätzlichen Aktionskraft  $U$  die multipliziert mit dem Flankenradius das für die Drehung notwendige Drehmoment ergibt.

$$M_{An} = U * \frac{d_2}{2} \quad (5.9)$$

Aus dem in Abbildung 5.14 b.) gezeigten Kräfteplan lassen sich folgende Gleichungen errechnen

$$F_M = F_N * \cos(\alpha) - F_R * \sin(\alpha) = F_N * \cos(\alpha) - F_N * \mu_G * \sin(\alpha) \quad (5.10)$$

$$U = F_N * \sin(\alpha) + F_R * \cos(\alpha) = F_N * \sin(\alpha) + F_N * \mu_G * \cos(\alpha) \quad (5.11)$$

Aus (5.10) folgt für die Normalkraft

$$F_N = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.12)$$

(5.12) eingesetzt in (5.11) ergibt für die Aktionskraft  $U$

$$U = F_M * \frac{\sin(\alpha) + \mu_G * \cos(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.13)$$

Mit Gleichung (5.9) ergibt sich somit das Antriebsmoment ident zu der in (5.8) ermittelten Gleichung.

$$M_{An} = F_M * \frac{d_2}{2} * \frac{\mu_G * \cos(\alpha) + \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.14)$$

Für das Heben der Mutter gilt selbiges Vorgehen. Hier wird nur noch anhand der Kräftesituation und des Kräfteplans die entsprechende Gleichung für das Antriebsmoment ermittelt. Abbildung 5.15 zeigt die Kräftesituation beim Heben der Mutter.

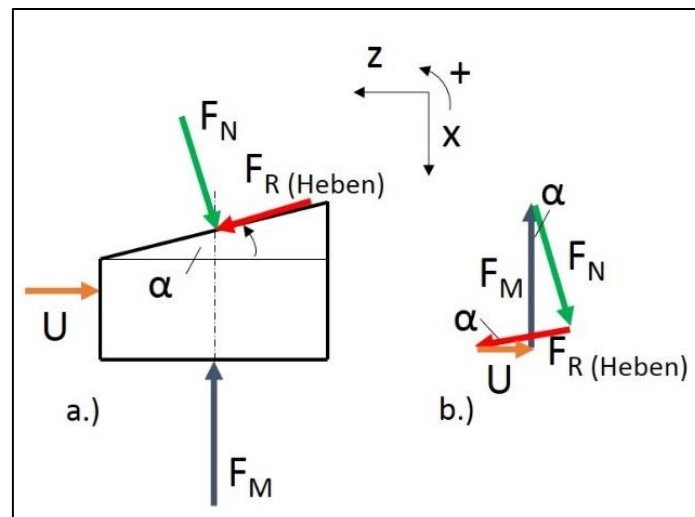


Abbildung 5.15 a.) Kräftesituation- b.) Kräfteplan- Schraubenmodell Heben der Mutter

Für das Antriebsmoment gilt wie vorhin

$$M_{An} = U * \frac{d_2}{2} \quad (5.15)$$

Aus dem in Abbildung 5.15 b.) gezeigten Kräfteplan lassen sich folgende Gleichungen errechnen

$$F_M = F_N * \cos(\alpha) + F_R * \sin(\alpha) = F_N * \cos(\alpha) + F_N * \mu_G * \sin(\alpha) \quad (5.16)$$

$$U = -F_N * \sin(\alpha) + F_R * \cos(\alpha) = -F_N * \sin(\alpha) + F_N * \mu_G * \cos(\alpha) \quad (5.17)$$

Aus (5.16) folgt für die Normalkraft

$$F_N = \frac{F_M}{\cos(\alpha) + \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.18)$$

(5.18) eingesetzt in (5.17) ergibt für die Aktionskraft U

$$U = F_M * \frac{\mu_G * \cos(\alpha) - \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) + \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.19)$$

Mit Gleichung (5.15) ergibt sich somit das Antriebsmoment für das Heben der Mutter.

$$M_{An} = F_M * \frac{d_2}{2} * \frac{\mu_G * \cos(\alpha) - \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) + \mu_G * \sin(\alpha)} \quad (5.20)$$

Wie bereits erwähnt erleichtert es die Umsetzung im Simulink Koppelplan wenn die Terme für das Reibmoment sowie für das Moment  $M_A$  separat angeschrieben werden. Unter Berücksichtigung der Änderung der Drehrichtung ergeben sich mit Hilfe der Signumfunktion der Winkelgeschwindigkeit, die zur Änderungen des Vorzeichens dient, folgende Gleichungen für  $M_R$  und  $M_A$  auf Basis der in (5.5) und (5.6) ermittelten Ausdrücke sowie der in (5.14) und (5.20) gezeigten Nachweise:

$$M_R = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha) * \text{sign}(\dot{\varphi}_S)} * \mu_G * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} * \text{sign}(\dot{\varphi}_S) \quad (5.21)$$

$$M_A = \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha) * \text{sign}(\dot{\varphi}_S)} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.22)$$

Dabei erreicht die Signumfunktion im Nenner der beiden Ausdrücke die Änderung der betragsmäßigen Größe der Normalkraft, zusätzlich ist eine Signumfunktion für das Reibmoment nötig, da sich dieses je nach Drehrichtung umkehrt. Durch Substitution der Winkelfunktionen ergeben sich folgende Ausdrücke

$$M_R = \frac{F_M}{K_3 - \mu_G * K_2 * \text{sign}(\dot{\varphi}_S)} * \mu_G * K_3 * \frac{d_2}{2} * \text{sign}(\dot{\varphi}_S) \quad (5.23)$$

$$M_A = \frac{F_M}{K_3 - \mu_G * K_2 * \text{sign}(\dot{\varphi}_S)} * K_2 * \frac{d_2}{2} \quad (5.24)$$

mit

$$K_1 = \tan(\alpha) \text{ und } K_2 = \sin(\alpha) \text{ und } K_3 = \cos(\alpha) \quad (5.25)$$

- Drallsatz an der Spindel

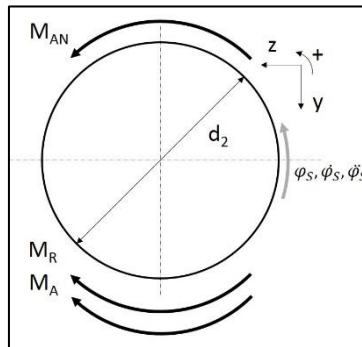


Abbildung 5.16 Momente Schraubenmodell

Mit den oben beschriebenen Überlegungen und Abbildung 5.16 lässt sich der Drallsatz der Schraube mit dem vereinfachten Massenträgheitsmoment (ohne Schraubenkopf) formulieren

$$J_S = \frac{1}{2} * m_S * \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \quad (5.26)$$

$$J_S * \ddot{\varphi}_S = M_{An} - M_R - M_A \quad (5.27)$$

$M_R$  und  $M_A$  eingesetzt liefern

$$J_S * \ddot{\varphi}_S = M_{An} - \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha) * \text{sign}(\dot{\varphi}_S)} * \mu_G * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} * \text{sign}(\dot{\varphi}_S) - \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha) * \text{sign}(\dot{\varphi}_S)} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.28)$$

Den Zusammenhang zwischen der Rotation der Schraube und der Translation der Mutter über den Steigungswinkel liefert folgende Gleichung

$$x_M = \tan \alpha * \frac{d_2}{2} * \varphi_S \quad (5.29)$$

und die dazugehörige zweite Ableitung

$$\dot{x}_M = \tan \alpha * \frac{d_2}{2} * \ddot{\varphi}_S \tag{5.30}$$

Auch hier wird die Konstante nach (5.25) wieder substituiert und man erhält

$$\dot{x}_M = K_1 * \frac{d_2}{2} * \ddot{\varphi}_S \tag{5.31}$$

Die Bewegungsgleichung der Mutter in  $x_M$  lautet

$$\ddot{x}_M = \frac{M_{An} - \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha) * \text{sign}(x_M)} * \mu_G * \cos(\alpha) * \frac{d_2}{2} * \text{sign}(x_M) - \frac{F_M}{\cos(\alpha) - \mu_G * \sin(\alpha) * \text{sign}(x_M)} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2}}{J_S} * K_1 * \frac{d_2}{2} \tag{5.32}$$

Für eine verbesserte Übersichtlichkeit wird der Koppelplan in unterschiedliche Untergruppen eingeteilt. Die oberste Ebene (Abbildung 5.17) zeigt das Streckenmodell sowie den für die grafischen Auswertungen notwendigen „Scope“ und den Signalbaustein, um Signale für das Antriebsmoment  $M_{An}$  zu erzeugen.

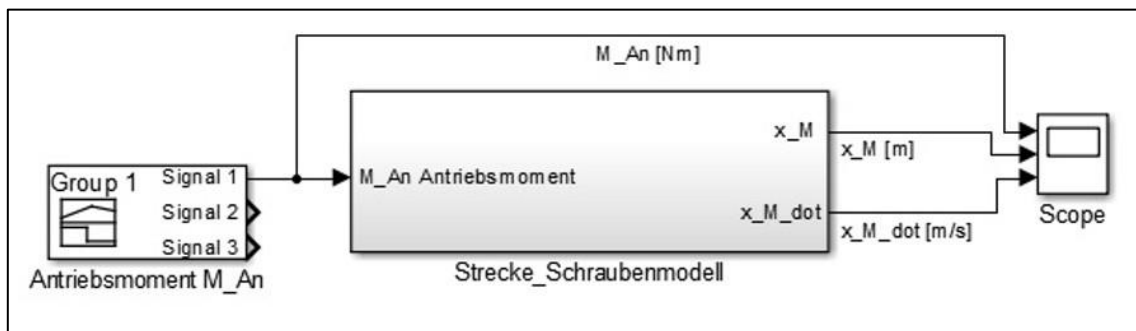


Abbildung 5.17 Koppelplan Schraubenmodell Ebene 1

In der Untergruppe 'Strecke\_Schraubenmodell' befindet sich der Koppelplan, der die Bewegungsgleichung (5.32) abbildet (siehe Abbildung 5.18).  $x_M\_dot$  und  $x_M\_dot\_dot$  bezeichnen darin die erste und die zweite Ableitung der Variable  $x_M$ .

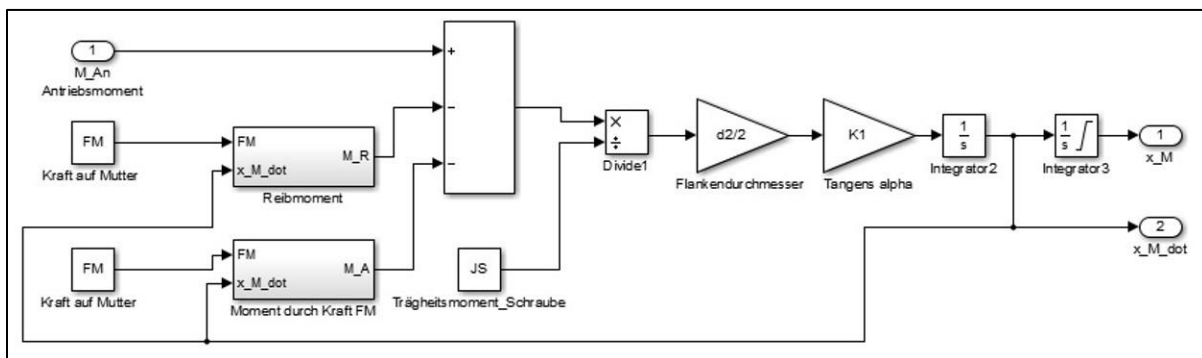


Abbildung 5.18 Koppelplan Schraubenmodell Ebene 2

Innerhalb dieses Plans befindet sich die letzte Untergruppe, welche die Koppelpläne für  $M_R$  und  $M_A$  beinhaltet. Abbildung 5.19 zeigt die zugehörigen Pläne.

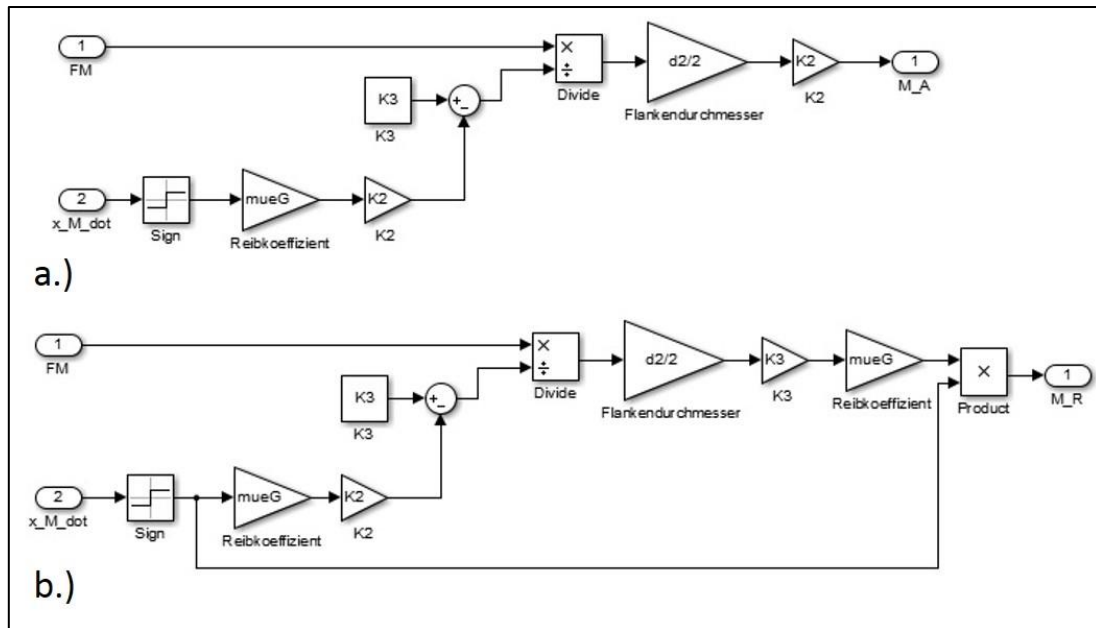


Abbildung 5.19 Koppelplan Schraubenmodell Ebene 3 a.)  $M_A$  b.)  $M_R$

Die Systemparameter für die Bewegung werden in einem MatLab File definiert, welches in Abbildung 5.20 dargestellt ist.

```

1      % LuK Hebelaktuator Schraubenmodell
2      % Vereinfachtes Bsp. Schraube mit Mutter (siehe Kapitel 5.3.1)
3
4      % Definition der Parameter
5      mM=0.003;           % Masse Mutter [kg]
6      mS=0.01;           % Masse Schraube [kg]
7      d2=0.012;         % Flankendurchmesser Gewinde [m]
8      mueG=0.03;        % Reibungskoeffizient Gewindereibung []
9      JS=1/2*mS*(d2/2)^2; % Berechnung Massenträgheitsmoment Schraube (Zylinder
10     % angenommen) [kgm^2]
11     g=9.81;           % Erdbeschleunigung [m/s^2]
12     alpha=pi/60;     % Gewindesteigungswinkel [rad]
13     roh=atan(mueG);  % Reibkegelwinkel [°]
14
15     % Substitution der Konstanten
16     K1=tan(alpha);
17     K2=sin(alpha);
18     K3=cos(alpha);
19
20     % Definition Kraft auf Mutter
21     FM=100;
    
```

Abbildung 5.20 MatLab m- File Schraubenmodell

Die Massenträgheit der Schraube wird dabei aus angenommener Masse und Flankendurchmesser errechnet (siehe Gleichung (5.26), Schraube wird als Vollzylinder angenähert), die Masse der Mutter wurde ebenso angenommen. Der Reibungskoeffizient  $\mu_G = 0,03$  (Gewindereibung) ist aus Matek et al. (2001, S. 20) entnommen.

Für die Überprüfung eines Simulationsmodells sollten stets zuerst Open-loop-Untersuchungen durchgeführt werden. Das bedeutet, dass nur das Streckenmodell auf plausible Funktion überprüft wird, bevor dieses dann in einem Regelkreis zum Einsatz kommt. Da es sich beim Schraubenmodell um ein abstrahiertes Untersuchungsmodell für den Hebelaktuator handelt, wird hier nur die Strecke untersucht.

Für die Simulation werden beim zweiten Integrator in Abbildung 5.18 Grenzen angenommen. Die Mutter kann sich dadurch zwischen dem Startwert  $x_M=0\text{m}$  und  $x_M=0.1\text{m}$  bewegen. Betrachtet man die Simulation, wenn kein Antriebsmoment wirkt, so kommt es auch zu keiner Bewegung der Mutter. Diese bleibt am Ausgangspunkt  $x_M=0$  stehen.

Abbildung 5.21 zeigt im oberen Bereich den Verlauf des Antriebsmoments  $M_{An}$  über die Zeit  $t$  und im unteren Bereich den Verlauf des Mutterweges  $x_M$  in Abhängigkeit von der Zeit.

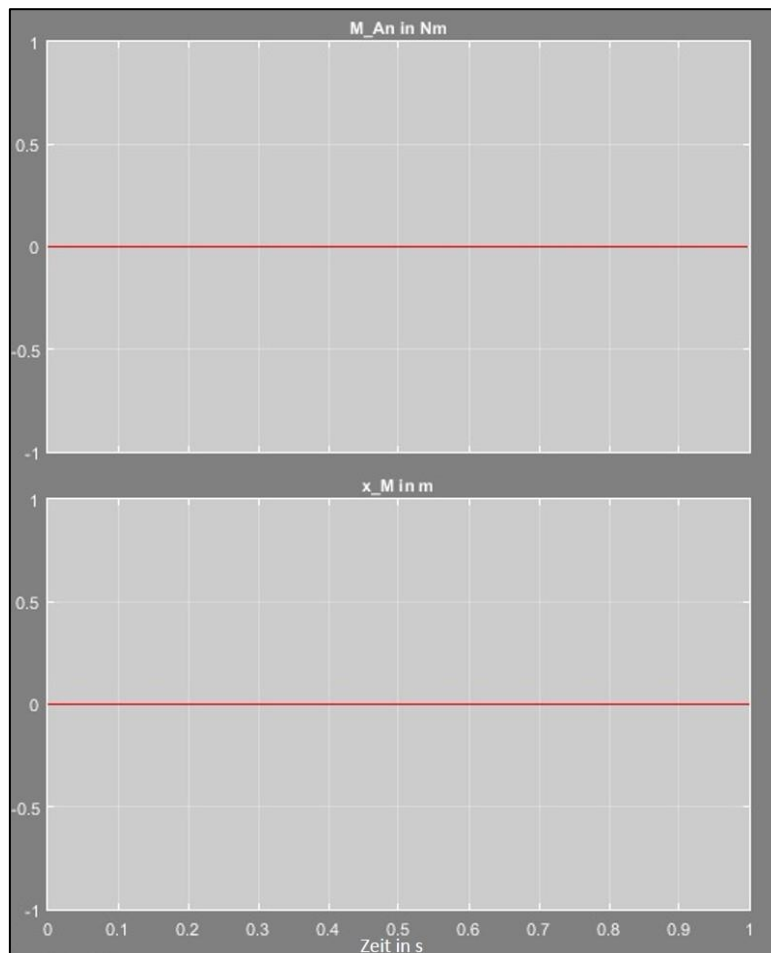


Abbildung 5.21 Ergebnis Schraubenmodell  $M_{An}=0$

Um zu überprüfen, ob dieser Zustand nicht durch einen Fehler in der Berechnung zustande kommt, werden die Grenzen des Integrators für den Weg der Mutter aufgehoben. Wie in Abbildung 5.22 zu sehen ist, würde sich die Mutter bei endlos langer Schraube in negative  $x$ -Richtung, also nach oben (siehe Abbildung 5.12), bewegen.



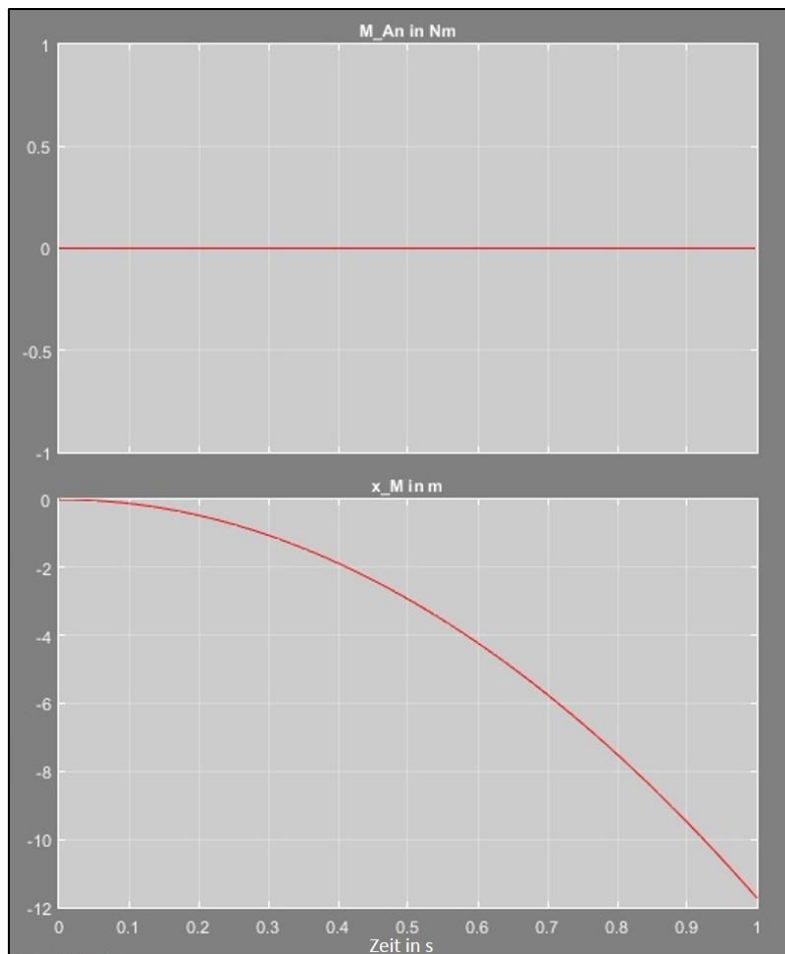
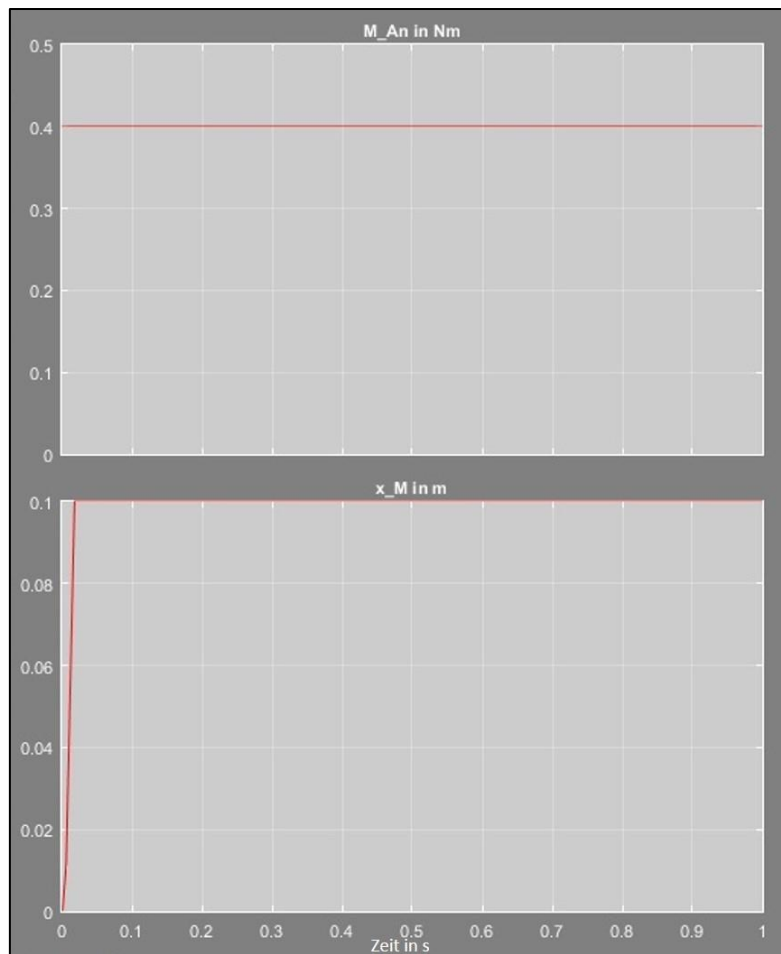


Abbildung 5.22 Ergebnis Schraubenmodell  $M_{An}=0$  ohne Grenzen

Wird von Beginn an ein Moment (in diesem Fall 0,4 Nm) als Antriebsmoment  $M_{An}$  auf die Schraube aufgebracht, so bewegt sich die Mutter in positive x-Richtung bis zur definierten Grenze von 0,1 m. Abbildung 5.23 zeigt, wie die Mutter nach Erreichen der Grenze aufgrund des noch vorhandenen Moments in der Endposition verharrt.

Abbildung 5.23 Schraubenmodell  $M_{An} = \text{konst.}$ 

Soweit entsprechen die Ergebnisse des Modells den zuvor gemachten Überlegungen. Betrachtet man aber die Ergebnisse bei einer sprunghaften Änderung des Moments näher, so sieht man, dass durch die Begrenzung von  $x_M$  beim zweiten Integral ein Problem entsteht. Erreicht die Mutter einen der Grenzwerte für  $x_M$ , so bleiben in diesem Bereich dennoch die Kräfte aufrecht und führen dazu, dass die Geschwindigkeit in diesen beiden Punkten nicht Null wird.

Beim ersten Sprung des Moments von 0 auf 0,07 Nm in Abbildung 5.24 sieht man, dass in der Zeit, wo das Moment 0 ist, bereits eine negative Geschwindigkeit aufgebaut wird, die das Ergebnis von  $x_M$  nach dem Sprung des Moments verfälscht. Die negative Geschwindigkeit entsteht durch die stets wirkende Kraft  $F_M$  auf die Mutter, die auch im Startpunkt  $x_M=0$  wirkt. Durch Integration der Bewegungsgleichung erhält man nun eine negative Geschwindigkeit, solange das Abtriebsmoment 0 ist.

Bei  $t=0,4$  s erfolgt der Momentensprung und auch die Geschwindigkeit steigt, wodurch auch der Weg der Mutter in positiver  $x$ -Richtung zunimmt, dies allerdings erst, wenn die gesamte negative Geschwindigkeit abgebaut ist und positiv wird. Somit beginnt sich die Mutter mit starker Verzögerung zu bewegen. Dasselbe Problem entsteht an der zweiten Grenze von  $x_M$  bei  $x_M = 0,1$ . Nach etwa 0,57 s erreicht die Mutter diese obere Grenze.

Damit ist die Bewegung eigentlich am Ende und somit muss auch die Geschwindigkeit in diesem Punkt 0 sein, sie steigt aber weiter. Die Geschwindigkeit fällt erst, nachdem  $M_{An}$  wieder auf 0 gesprungen ist. Dadurch bewegt sich die Mutter viel später wieder nach oben.

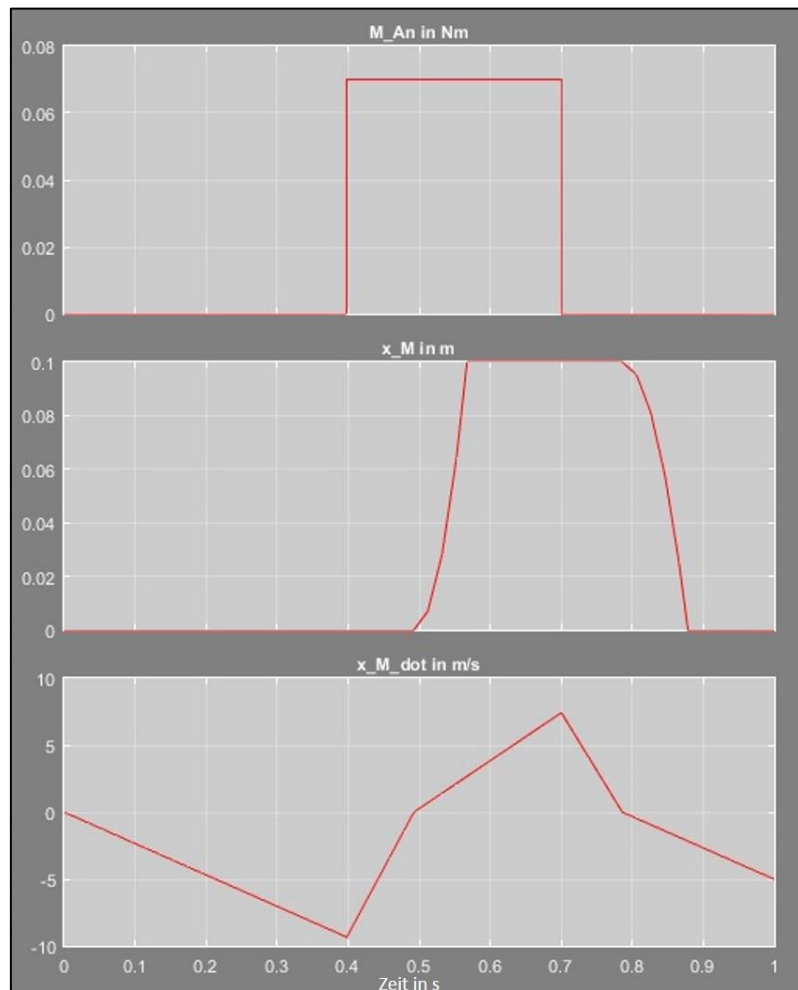


Abbildung 5.24 Schraubenmodell Momentensprung

Dieses Phänomen kann nur durch die Einbringung einer virtuellen Kraft ausgeschaltet werden. Dazu wird in den Koppelplan eine Kraft eingebracht, die die Bewegung der Mutter nahe der Grenzen von 0 m und 0,1 m abbremst und in weiterer Folge zur Gänze stoppt. Es werden Beschleunigung und somit auch Geschwindigkeit in diesen Punkten ebenfalls 0. Die Abstimmung dieser Kraft ist dabei sehr wichtig, damit es nicht zu Verfälschungen der Ergebnisse kommt, da eine physikalische Größe eingebracht wird, die in der Realität nicht vorhanden ist. Im geänderten Koppelplan in Abbildung 5.25 sieht man den Block der zusätzlichen Kraft, welche gleich in ein Moment ( $M_x$ ) umgerechnet wurde. Dieses Moment ist nun als Federmoment ausgelegt, das knapp vor der Grenze die Bewegung einbremst und diese an der Grenze ganz zum Stillstand bringt. Es wird also zusätzlich eine nichtlineare Federkraft bzw. ein nichtlineares Federmoment aufgebracht.

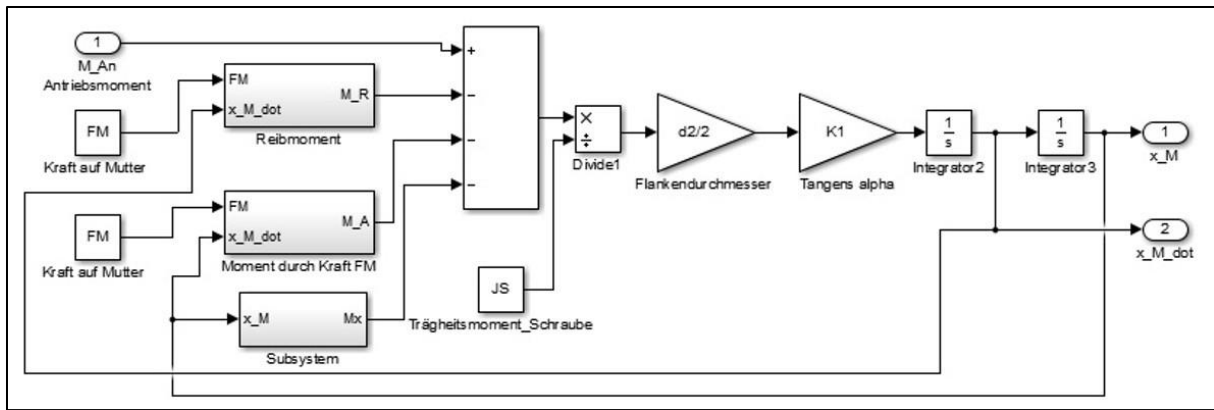


Abbildung 5.25 Koppelplan 2 Schraubenmodell Ebene 2

Abbildung 5.26 zeigt den dazugehörigen Koppelplan für dieses Federmoment. Kurz bevor die Mutter die Grenze von 0,1 m erreicht, beginnt das zusätzliche Moment bei 0,098 m mit dem Verzögern derselben. Dazu werden aus einer Tabelle (Lookup Table) Werte entnommen, wodurch das Moment zu Beginn noch gering gehalten wird und erst mit fortschreitender Näherung an die Grenze von 0,1 m immer größer wird und schließlich die Mutter vollständig zum Stillstand bringt. Dasselbe Prinzip gilt für die zweite Grenze. Hier beginnt der Vorgang des Abbremsens bei 0,001 m.

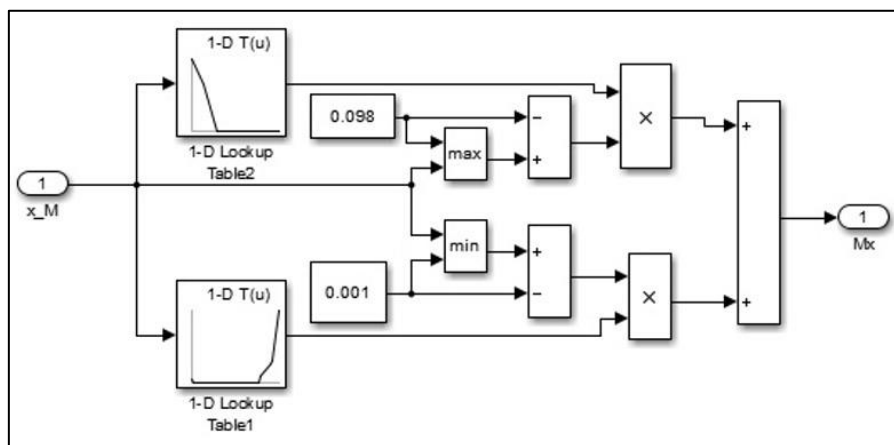


Abbildung 5.26 Koppelplan Schraubenmodell  $M_x$

Abbildung 5.27 zeigt das Ergebnis für die Simulation mit dem geänderten Koppelplan, wenn wieder ein Momentensprung des Antriebsmoments auf 0,07 Nm eingebracht wird. Die Mutter fährt nach unten, schwingt auf und pendelt sich schließlich an der Grenze von 0,1 m ein. Die Geschwindigkeit steigt in positive Richtung, schwingt ebenfalls und pendelt sich danach richtig beim Wert Null ein. Die Mutter befindet sich an der unteren Position im Stillstand. Die Schwingungen treten auf, da das System – bis auf die geringe Reibung im Gewinde – ohne Dämpfung ausgeführt ist. Der sprunghafte Anstieg des Moments und die damit einhergehende starke Beschleunigung führen an der Grenze, wo die Mutter abrupt zum Stillstand gebracht wird, zu Schwingungen, die langsam durch die berücksichtigte Reibung gedämpft wird.

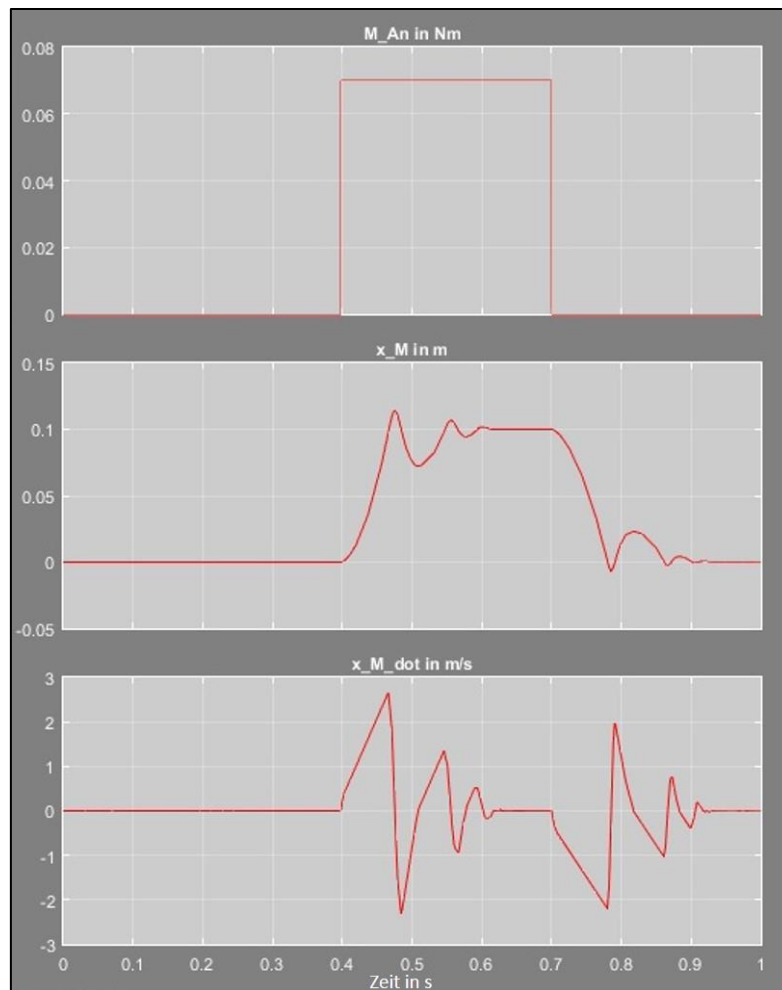


Abbildung 5.27 Schraubenmodell Momentensprung 2

Gleiches gilt für den Fall, wenn das Moment wieder auf Null springt. Erreicht die Mutter wieder die Ausgangsposition  $x_M=0$ , wird diese stark verzögert und beginnt zu schwingen. Durch die Dämpfung der Reibung pendelt sich der Wert um die Grenze ein. Dieses Problem entsteht in erster Linie durch die Abbildung der Reibkraft. Diese ist in dem momentanen Modell als konstantes Produkt aus Normalkraft und Reibkoeffizienten unabhängig der Geschwindigkeit berücksichtigt. In der nachfolgenden Überlegung fließt die Reibung geschwindigkeitsabhängig ein. Die Kräftesituation bleibt ident zu den vorigen Ausführungen und entspricht Abbildung 5.13.

Die Reibkraft wird nun als ein vielfaches der Geschwindigkeit angenommen.

$$F_R = d * \dot{x}_M \quad (5.33)$$

In den vorangegangenen Beispielen wurde eine fiktive Kraft  $F_M$  auf die Mutter angenommen woraus Normal- sowie Reibkraft ermittelt wurden. Nun wird ein fiktiver Koeffizient  $d$  für die geschwindigkeitsabhängige Reibkraft angenommen um die Auswirkungen darzustellen. Dieser Zusammenhang ist gleich einer zusätzlich wirkenden Dämpfung. In diesem Fall ist  $d$  mit 5 kg/s angenommen.

Zusammen mit (5.33) und (5.4) ergibt sich für das neue Reibmoment

$$M_R = d * \dot{x}_M * \frac{d_2}{2} * \cos(\alpha) \quad (5.34)$$

Im Koppelplan wird das neue Reibmoment entsprechend (5.34) eingebunden (siehe Abbildung 5.28). Ergänzend muss nun aber auch das Moment  $M_A$  geändert werden, da auch dieses über die Normalkraft mit der Reibungskraft verknüpft ist (siehe (5.6)).

Basierend auf (5.2) kann nun folgender neuer Ansatz für das Senken der Mutter mit der geschwindigkeitsabhängigen Reibkraft formuliert werden

$$-F_M + F_N * \cos(\alpha) - d * \dot{x}_M * \sin(\alpha) = 0 \quad (5.35)$$

Somit folgt für die Normalkraft

$$F_N = \frac{F_M + d * \dot{x}_M * \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} \quad (5.36)$$

mit Gleichung (5.6) folgt nun für das Moment  $M_A$

$$M_A = F_N * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} = \frac{F_M + d * \dot{x}_M * \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.37)$$

An dieser Stelle zeigt sich auch der Vorteil der separaten Abbildung von  $M_R$  und  $M_A$  im Simulink Koppelplan. Beide Untermodule können nun einfach, entsprechend Abbildung 5.28, ersetzt werden. Dabei wurden wieder die in (5.25) definierten Substitutionen verwendet.

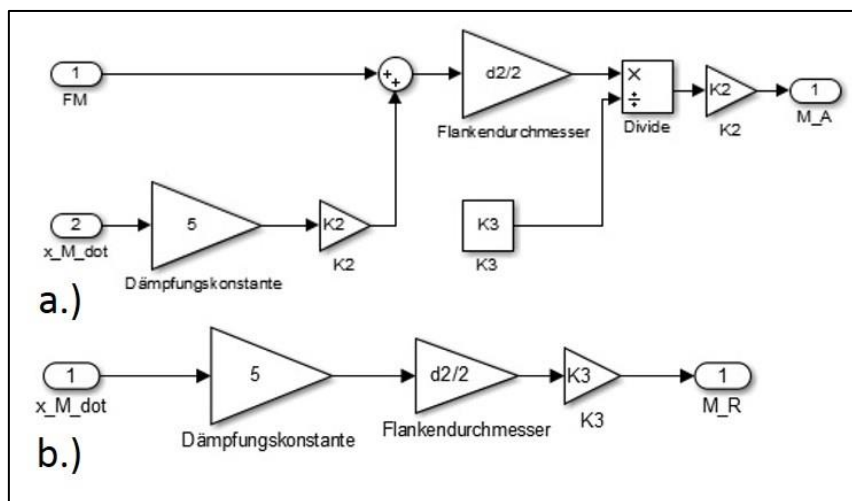


Abbildung 5.28 Koppelplan neu Schraubenmodell Ebene 3 a.)  $M_A$  b.)  $M_R$

Das Ergebnis in Abbildung 5.29 zeigt, dass die Mutter durch die veränderte Reibung langsamer nach unten fährt. Die Schwingungen konnten weitestgehend eliminiert werden und das System funktioniert physikalisch korrekt.

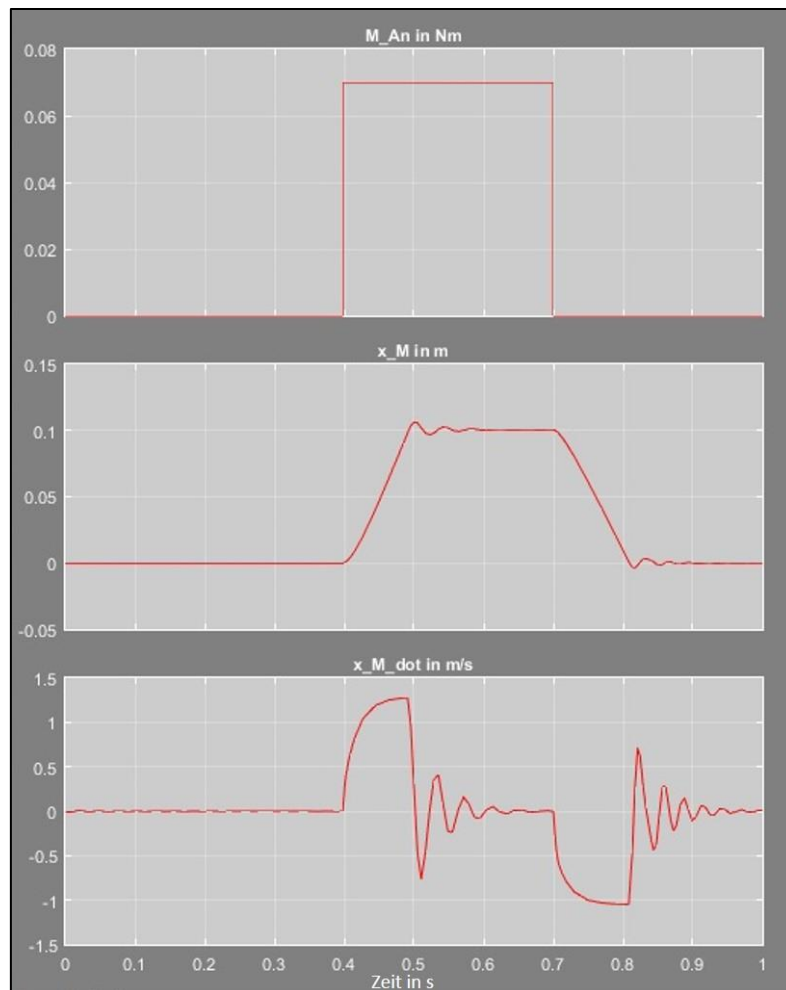


Abbildung 5.29 Schraubenmodell Momentensprung 3

Soll dieselbe Beschleunigung der Mutter wie in Abbildung 5.27 erreicht werden, muss nun das Antriebsmoment an der Schraube erhöht werden. Durch die höhere Geschwindigkeit in den Endpunkten ergeben sich wieder etwas erhöhte Schwingungen. Das Moment  $M_{An}$  wird nun, wie in Abbildung 5.30 zu sehen ist, auf 0,08 Nm angehoben. Damit erreicht die Mutter wieder innerhalb von etwa 0,08s den unteren Endpunkt. Die Schwingung klingt rasch ab und die Position bei  $x_M = 0,1\text{m}$  kann exakt gehalten werden. Auch beim Abfall des Moments entstehen wieder minimale Schwingungen.

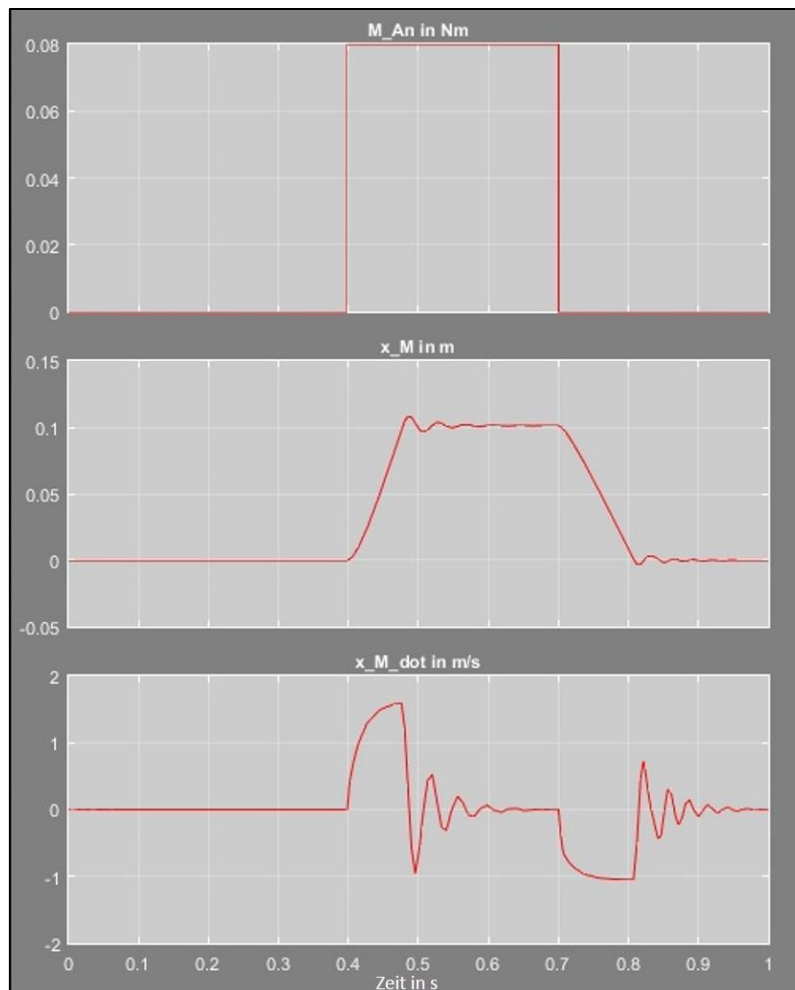


Abbildung 5.30 Schraubenmodell Momentensprung 4

Für optimale Simulationsergebnisse ist es notwendig, die geschwindigkeitsabhängige Reibung aus Versuchen zu ermitteln und den Zusammenhang in das Simulationsmodell einzupflegen. In den folgenden Kapiteln fließen die Erkenntnisse aus den eben gemachten Betrachtungen in die Rechenschritte ein. In den unterschiedlichen Phasen werden Vereinfachungen schrittweise reduziert und so eine mögliche Annäherung an reale Verhältnisse beschrieben.

### 5.3.2 LuK Hebelaktuator Phase 0

Die Erkenntnisse aus dem Schraubenbeispiel werden nun auf den Hebelaktuator umgelegt. In Phase 0 werden folgenden Vereinfachungen gemacht:

- System wird ohne Reibung betrachtet.
- vereinfachte Kräftesituation am Hebel ( $F_{BI}$  im Vgl. zu Abbildung 5.12 vernachlässigt, Erklärung folgt)
- erste Betrachtung ohne E- Motor
- Die Massenträgheit des Hebels wird vernachlässigt.
- Masse der Traverse wird vernachlässigt.
- Linearisierung der Winkelfunktionen



$$\sin(\varphi) = \varphi \quad (5.38)$$

$$\cos(\varphi) = 1 \quad (5.39)$$

$$\tan(\varphi) = \varphi \quad (5.40)$$

Das mathematische Modell besteht auch hier aus zwei Differentialgleichungen und einer Zwangsbedingung.

- Drallsatz an der Spindel

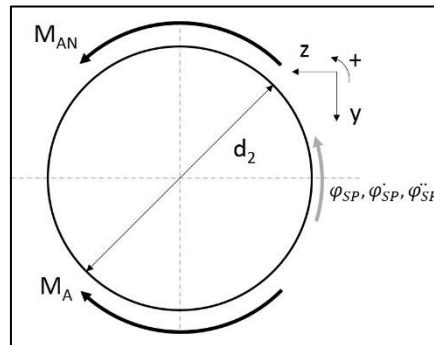


Abbildung 5.31 Kräfte Spindel Phase 0 LuK Hebelaktuator

Betrachtet man die Spindel von oben, lautet der Drallsatz mit Antriebsmoment  $M_{AN}$  und Moment  $M_A$  durch die Kraft  $F$  auf die Spindel

$$J_{SP} * \ddot{\varphi}_{SP} = M_{AN} - M_A \quad (5.41)$$

Die Definition von  $M_A$  erfolgt analog zum vorigen Kapitel, nur dass hier  $M_A$  von der Kraft  $F$ , welche durch die Kräftesituation auf den Hebel an der Traverse entsteht, abhängig ist. Entsprechend (5.6) ergibt sich für  $M_A$  durch die vernachlässigte Reibung ( $\mu_G=0$ )

$$M_A = F * \tan(\alpha_{SP}) * \frac{d_2}{2} \quad (5.42)$$

$\alpha_{SP}$  ist dabei diesmal der Steigungswinkel des Gewindes an der Spindel. Beim Beispiel der Schraube wurde mit  $\alpha$  der Steigungswinkel des Gewindes der Schraube bezeichnet.

Daraus ergibt sich der Drallsatz der Spindel wie folgt

$$J_{SP} * \ddot{\varphi}_{SP} = M_{AN} - F * \tan(\alpha_{SP}) * \frac{d_2}{2} \quad (5.43)$$

- Kräfte- und Momentengleichgewicht am Hebel

Für die Betrachtung der Kräfte am Hebel wird, wie zu Beginn dieses Kapitels definiert wurde, die Massenträgheit sowie die Masse des Hebels, die Reibkräfte und die vertikal wirkende Kraft  $F_{BI}$  vernachlässigt. Betrachtet man den realen Aktor, so stellt man fest, dass das Blechblättchen mit welchem der Hebel gehalten wird im Vergleich zum Hebel selbst mit einer Wandstärke von 1mm sehr dünn ausgeführt ist. Dieses Blech ist auf der Rückseite, mittig mit dem Hebel durch zwei Nieten verbunden. Abbildung 5.32 a.) zeigt das Blechstück und b.) zeigt die Anordnung am zusammengebauten Aktor.

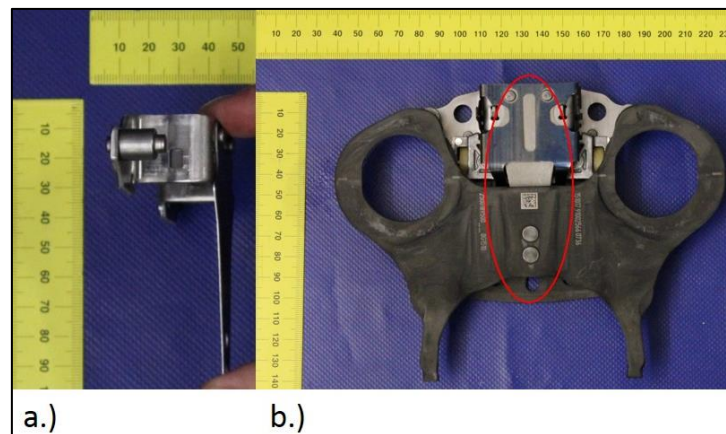


Abbildung 5.32 Einbausituation Verbindungsblech am Hebel

Aufgrund der geringen Wandstärke dieses Blechteils, welches in Abbildung 5.33 als  $F_{BI}$  dargestellt wird, ist davon auszugehen, dass die Kraft im Vergleich zu Feder- und Kupplungskraft sehr gering ist. Zusätzlich gilt in dieser Näherung, dass  $\varphi_H$  klein ist, wodurch auch die Sinuskomponente von  $F_{Rolle}$  und somit auch  $F_{BI}$  sehr klein ist. Weiter verfügt  $F_{BI}$  nur über einen sehr geringen Normalabstand  $z_S$  zum Drehpunkt I. Durch die Multiplikation der kleinen Kraft mit dem sehr kleinen Abstand würde sich ein sehr kleines Moment ergeben, welches nur äußerst geringen Einfluss auf die Bewegung nehmen würde.

Daher wird die Kraft  $F_{BI}$  in dieser ersten Näherungsuntersuchung vernachlässigt.

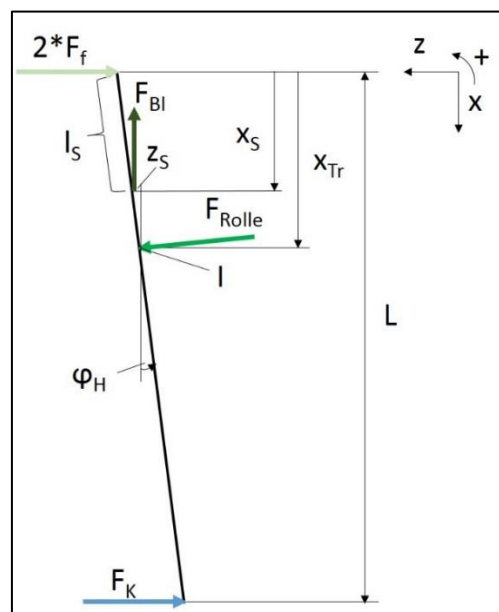


Abbildung 5.33 Kräfte am Hebel Phase 0 LuK Hebelaktuator

Abbildung 5.33 zeigt den Hebel des Aktuators mit den wirkenden Kräften. Der Koordinatenursprung für die Bewegung der Traverse ist genau im Kraftangriffspunkt der Feder gewählt. Dadurch muss bei der Simulation ein Startwert verschieden von Null angegeben werden, da die Traverse und damit die Rollen den oberen Endpunkt etwas unterhalb der wirkenden Federkraft aufweisen (siehe auch Kapitel 5.3 Definition der Anfangsbedingungen). Am unteren Ende wirkt die Kupplungskraft,  $F_{\text{Rolle}}$  bezeichnet die Auflagerkraft an der Traverse durch die Rolle. Der Drehwinkel des Hebels wird mit  $\varphi_H$  bezeichnet und ist der Winkel zwischen Hebel und einer Senkrechten durch den Drehpunkt I.

Die Kräfte  $F_f$  und  $F_K$  werden mit wegabhängigen Steifigkeiten formuliert.  $F_f$  ist die Kraft der Schraubenfeder des Aktuators und auch an der Kupplung erfolgt die Kraftübertragung über federnde Elemente.

Es gilt:

$$F_f = F_{f0} + c_f * (\varphi_H * x_{Tr} - \varphi_{H0} * x_{Tr0}) \quad (5.44)$$

$F_{f0}$  ist die Vorspannkraft der Feder, die im Ausgangszustand (oberster Punkt der Traverse) auftritt. Über das Gleichgewicht in diesem Punkt kann folglich auch die Kraft an der Kupplung ermittelt werden. Im Startpunkt  $x_{Tr} = x_{Tr0}$  gilt für die Kupplungskraft:

$$F_{K0} = \frac{2 * F_{f0} * x_{Tr0}}{L - x_{Tr0}} \quad (5.45)$$

Dabei werden die beiden Federn, die am oberen Ende des Hebels angreifen, einzeln berücksichtigt. Die Federkennlinie wird über die Federsteifigkeit  $c_f$  eingebracht.  $\varphi_{H0}$  ist der Winkel des Hebels in der Ausgangsposition und  $x_{Tr0}$  die entsprechende Position der Traverse.

Für die Kupplungskraft gilt allgemein:

$$F_K = F_{K0} + c_K * L * (\varphi_{H0} - \varphi_H) \quad (5.46)$$

Auch hier wird eine Vorspannkraft der Kupplung berücksichtigt, die genau aus dem in (5.45) gezeigten Zusammenhang resultiert. Die Steifigkeit der Federelemente bei der Betätigung der Kupplung fließt mit  $c_K$  ein. Allgemein gilt für den Hebel aufgrund der vernachlässigten Massenträgheit:

$$J_H * \ddot{\varphi}_H = 0 = F_K * (l - x_{Tr}) - 2 * F_f * x_{Tr} \quad (5.47)$$

Aus Gleichung (5.47) kann nun unter Berücksichtigung von (5.44) bis (5.46) der Hebelwinkel  $\varphi_H$  in Abhängigkeit der Traversenposition  $x_{Tr}$  und der Steifigkeiten von Feder und Kupplung sowie der Vorspannkraft der Feder und den geometrischen Abmessungen bestimmt werden.

$$\varphi_H = \frac{(L - x_{Tr}) * \left( L * c_K * \varphi_{H0} + \frac{2 * F_{f0} * x_{Tr0}}{L - x_{Tr0}} \right) - x_{Tr} * (2 * F_{f0} - 2 * c_f * x_{Tr0} * \varphi_{H0})}{2 * c_f * x_{Tr}^2 + L * c_K * (L - x_{Tr})} \quad (5.48)$$

Der Impulssatz in z-Richtung lautet:

$$0 = F_{Rolle} - 2 * F_f + F_K \quad (5.49)$$

Daraus lässt sich die Kraft an der Rolle  $F_{Rolle}$  als Summe der beiden Federkräfte und der Kupplungskraft ausdrücken. Diese wurden in (5.44) und (5.46) als Funktionen von  $\varphi_H$  und  $x_{Tr}$  beschrieben. Unter Verwendung von (5.48) ist auch  $F_{Rolle}$  eine Funktion der Traversenposition  $x_{Tr}$  und den Parametern der Ausgangsposition.

$$F_{Rolle} = 2 * F_{f0} - c_K * \left( L * \varphi_{H0} + \frac{L * (x_{Tr} * (2 * F_{f0} - 2 * c_f * x_{Tr0} * \varphi_{H0}) - (L - x_{Tr}) * (L * c_K * \varphi_{H0} + \frac{2 * F_{f0} * x_{Tr0}}{L - x_{Tr0}}))}{2 * c_f * x_{Tr}^2 + L * c_K * (L - x_{Tr})} \right) \quad (5.50)$$

Damit ist die Belastung, welche auf die Traverse und damit auf die Spindel wirkt, bestimmt.

- Kräfte- und Momentengleichgewicht an der Traverse

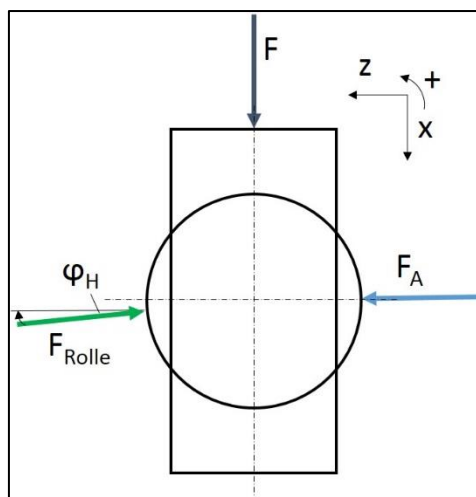


Abbildung 5.34 Kräfte an der Traverse Phase 0 LuK Hebelaktuator

An der freigemachten Traverse ist nun erkennbar, dass die Sinuskomponente von  $F_{Rolle}$  an der Traverse das Pendant zu der in 5.3.1 angenommenen, konstanten Kraft  $F_M$  an der Mutter ist.

An der Traverse gilt in x- Richtung

$$F = F_{Rolle} * \varphi_H \tag{5.51}$$

Es fehlt noch die Zwangsbedingung für die Koppelung. Diese lässt sich über den Zusammenhang zwischen Spindeldrehung und translatorischer Bewegung der Traverse bestimmen. Wie in Kapitel 5.3.2 sind auch hier beide Bewegungen über die Steigung der Spindel gekoppelt.

$$x_{Tr} = \tan \alpha_{SP} * \frac{d_2}{2} * \varphi_{SP} \tag{5.52}$$

Die dazugehörige zweite Ableitung lautet:

$$\ddot{x}_{Tr} = \tan \alpha_{SP} * \frac{d_2}{2} * \ddot{\varphi}_{SP} \tag{5.53}$$

Substituieren der Konstanten liefert:

$$\ddot{x}_{Tr} = K_1 * \frac{d_2}{2} * \ddot{\varphi}_{SP} \tag{5.54}$$

Durch Einsetzen von (5.48) und (5.50) in (5.51) ergibt sich eine Kraft F als Funktion von  $x_{Tr}$  und den Anfangsgrößen sowie Steifigkeiten. Die Kraft F wiederum in (5.43) eingesetzt und dabei  $\varphi_{SP}$  mit (5.54) durch  $x_{Tr}$  ausgedrückt, liefert die notwendige Bewegungsgleichung mit der Variablen  $x_{Tr}$ . Die einzelnen Terme werden innerhalb des Koppelplans entsprechend der Bewegungsgleichung in (5.55) verknüpft.

$$\ddot{x}_{Tr} = \frac{(M_{An} - (2 * F_f + F_K) * \varphi_H * K_1 * \frac{d_2}{2}) * \frac{d_2}{2} * K_1}{J_{SP}} \tag{5.55}$$

Abbildung 5.35 zeigt die oberste Ebene des Koppelplans für die Bewegungsgleichung.

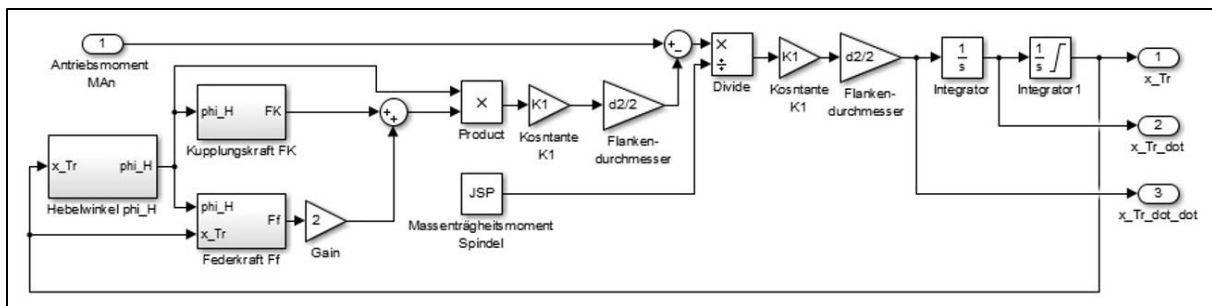


Abbildung 5.35 Koppelplan Ebene 1 LuK Hebelaktuator Phase 0

Die Untergruppe des Koppelplans für den Hebelwinkel  $\varphi_H$  enthält wieder zwei Untergruppen für den Zähler und den Nenner der Gleichung (5.48). Die Koppelpläne dieser beiden sind in Abbildung 5.37 a.) und b.) zu sehen.

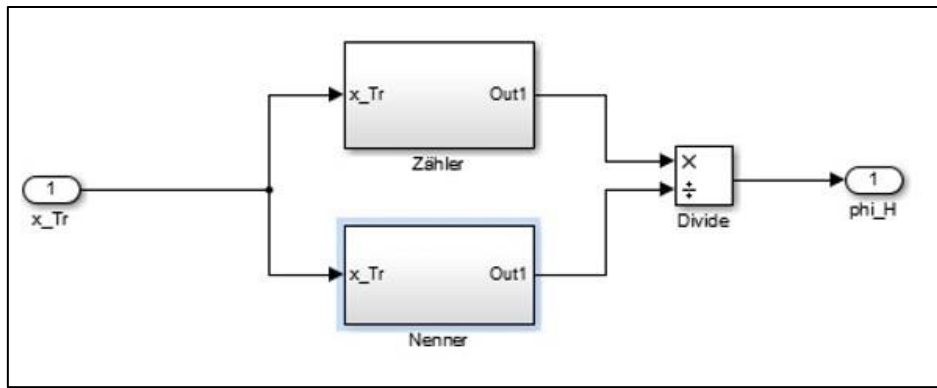


Abbildung 5.36 Koppelplan  $\phi_H$  LuK Hebelaktuator Phase 0

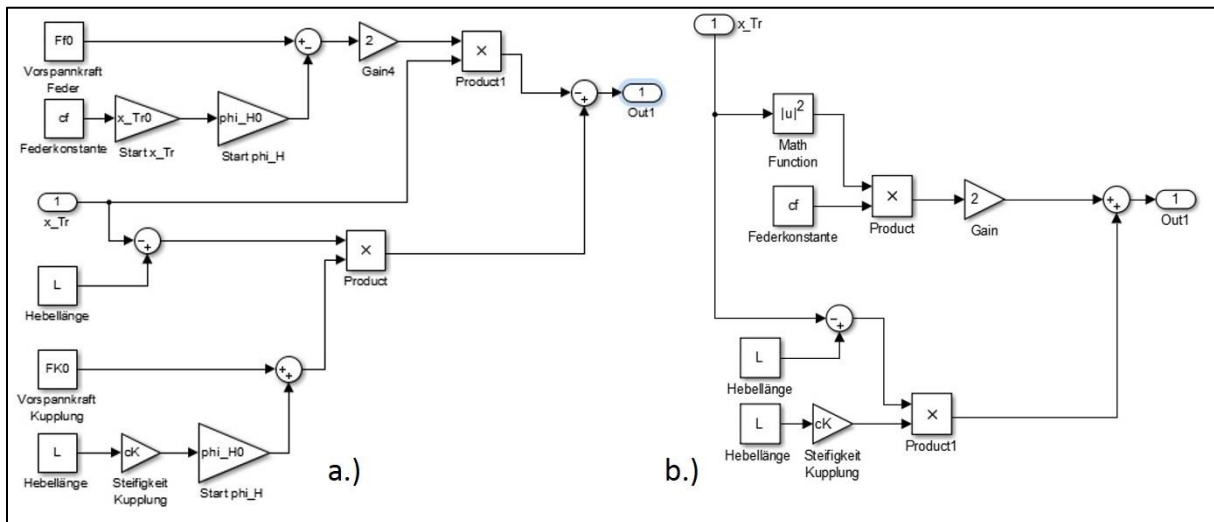


Abbildung 5.37 a.) Zähler Koppelplan  $\phi_H$  LuK Hebelaktuator Phase 0 b.) Nenner Koppelplan  $\phi_H$  LuK Hebelaktuator Phase 0

Die Gleichungen (5.44) und (5.46), welche die Kupplungs- und Federkraft darstellen, fließen durch die in Abbildung 5.38 a.) und b.) dargestellten Koppelpläne in das Modell ein.

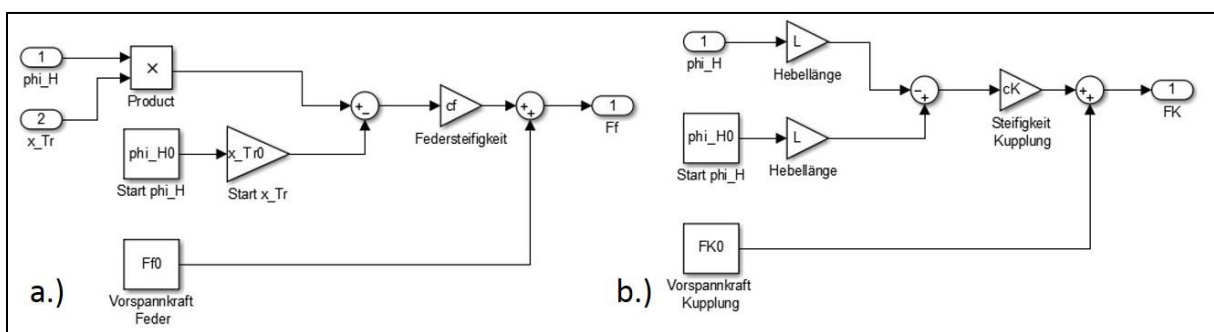


Abbildung 5.38 a.) Koppelplan Federkraft- b.) Koppelplan Kupplungskraft LuK Hebelaktuator Phase 0

Wie in den zuvor gemachten Ausführungen erkennbar ist, fehlen einige Werte des Hebelaktuator um die Simulation durchführen zu können. Zusätzlich zu den in Kapitel 5.3 gezeigten Parametern müssen, um die Simulation erfolgreich durchführen zu können, folgende Werte an dem im Getriebe verbauten Aktuator ermittelt und definiert werden:

1.  $F_{K0}$ ...Vorspannkraft der Kupplung
2.  $F_{f0}$ ...Vorspannkraft der Aktuatorfeder
3.  $c_f$ ...Federsteifigkeit Aktuatorfeder
4.  $c_K$ ...Federsteifigkeit Kupplungselemente
5.  $x_{Tr0}$ ...Startpunkt der Bewegung für die Traverse (im verbauten Zustand messen, konnte in 5.3 nur geschätzt werden)
6.  $\varphi_{H0}$ ...Startwert für den Hebelwinkel bei  $x_{Tr0}$  (im verbauten Zustand messen, konnte in 5.3 nur geschätzt werden)

Die Federsteifigkeit der Aktuatorfeder  $c_f$  ist näherungsweise als linear annehmbar, da es sich um eine einfache Schraubenfeder ohne Querschnittsänderungen handelt. Wie die Feder-elemente an der Kupplung beschaffen sind, kann nicht geklärt werden, da das Getriebe, in welchem der LuK Hebelaktuator verbaut ist, nicht verfügbar ist. Wie in Kapitel 2.4.4 beschrieben wird mit großer Wahrscheinlichkeit keine Schraubenfeder, sondern eine Tellerfeder mit nicht linearer Kennlinie verbaut sein. Der Startpunkt der Bewegung,  $x_{Tr0}$ , kann näherungsweise mit ca. 0.01 m anhand des realen Modells geschätzt werden. Der Startwert für den Hebelwinkel kann nach Betrachtung des Aktuators mit ca. 30°-35° geschätzt werden. Damit bleiben als unbekannte Größen  $F_{f0}$  bzw.  $F_{K0}$  sowie  $c_f$  und  $c_K$ .

Laut Wagner et al.(2006, S. 143) kann der Aktuator eine maximale Kupplungskraft von über 3kN bewältigen, wodurch sich Kräfte an den Rollen ergeben, die in etwa das Doppelte ausmachen. Mit dieser Information ließen sich zwar lineare Federsteifigkeiten bestimmen, jedoch nicht die nicht-linearen.

Die Vermessung dieser Größe war im Zuge der Arbeit nicht möglich. Annahmen zur Federkennlinie können aufgrund der starken Abhängigkeit zwischen Federkraft des Aktuators und Kraft an der Kupplung nicht getroffen werden. Die genaue Betrachtung des verbauten Aktuators, um somit alle Anfangsgrößen bestimmen zu können, ist ebenso unerlässlich für eine aussagekräftige Simulation wie die Vermessung der Federkennlinien.

Das in 5.3.1 beschriebene Problem bzgl. der Grenzen der Bewegung besteht auch hier. Sie betreffen weiters auch noch die beiden weiteren Phasen, die in den kommenden Kapiteln beschrieben werden. Abhilfe schafft auch hier die Berücksichtigung einer fiktiven Kraft, die die Bewegung der Traverse an den Endpunkten in Form einer Federkraft abbremst.

Im speziellen Fall des Hebelaktuators ist auch eine andere Lösung für diese Probleme möglich. Betrachtet man die Bahn, an der die Rollen am Hebel abrollen, genauer, so erkennt man, dass im oberen Punkt die vertikale Komponente von  $F_{\text{Rolle}}$  (siehe Formel (5.51)) Null wird. Dies geschieht durch die Form des Hebels in diesem Punkt. Man erkennt in Abbildung 5.39, dass die Kraft auf den Auflagerpunkt nur horizontal wirkt und somit keine vertikale Komponente mehr ausgebildet wird, die die Traverse weiter nach oben schieben würde.

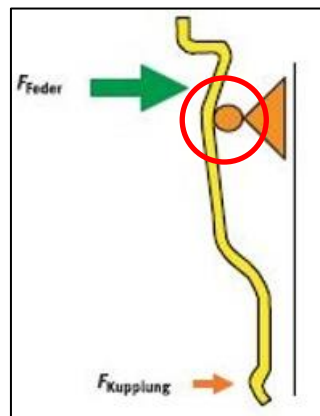


Abbildung 5.39 LuK Hebelaktuator Phase 0 Detail

Dieser Umstand lässt sich durch den Verlauf des Winkels  $\varphi_H$ , der laut Gleichung (5.48) von  $x_{Tr}$  abhängig ist, einbinden. Betrachtet man den Verlauf von  $\varphi_H$  über  $x_{Tr}$ , so erkennt man, dass dieser einen bestimmten Wert im oberen Endpunkt aufweist. Passt man nun aber eine Funktion in diesen Verlauf ein, welche den Wert von  $\varphi_H$  beim oberen Endpunkt von  $x_{Tr}$  gegen Null laufen lässt, so könnte zumindest im oberen Endpunkt der Endstopp der Bewegung abgebildet werden. Abbildung 5.40 zeigt eine beispielhafte Darstellung zum möglichen Vorgehen.

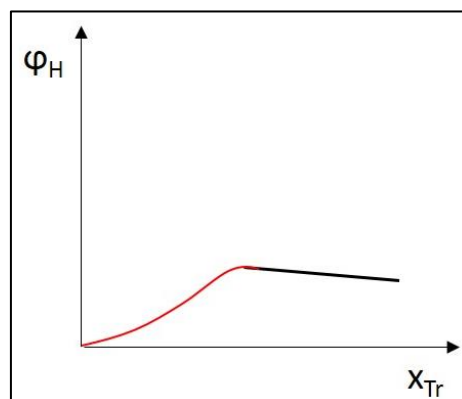


Abbildung 5.40  $\varphi_H$  über  $x_{Tr}$

Der tatsächliche Verlauf von  $\varphi_H$  lässt sich aufgrund der fehlenden Größen nicht bestimmen, aber die Idee kann mittels des vereinfachten Beispiels in Abbildung 5.40 erläutert werden.



Nähert sich  $\varphi_H$  dem oberen Endpunkt (schwarze Gerade), so wird kurz vor dem Endpunkt die Funktion von  $\varphi_H$  durch einen Verlauf ersetzt, der im Ursprung die Steigung Null, und im Übergang zur Funktion von  $\varphi_H$  dieselbe Steigung aufweist und zusätzlich über einen Wendepunkt verfügt. Dadurch wird  $\varphi_H$  gegen Null geführt und somit auch die Kraftkomponenten, welche die Traverse nach oben bewegt. Damit fließt die Form des Hebels zumindest im oberen Endpunkt mit ein. Betrachtet man den realen Hebel, so ist auch hier an der Bahn, an der die Rollen laufen, genau im oberen Endpunkt eine Ausbuchtung vorgesehen, wodurch die beschriebene Kraft Null wird und die Traverse bei der Aufwärtsbewegung zum Stillstand kommt. Dies gilt zumindest für den Fall, dass das System stromlos wird und die Kupplung automatisch öffnet. Im Falle der Öffnung im normalen Betrieb ist davon auszugehen, dass der Elektromotor, der seine Drehrichtung und somit auch gleichzeitig die Drehrichtung der Spindel umkehrt, wodurch sich die Traverse nach oben bewegt, die Bewegung an den beiden Endpunkten abbremst. Genau diese Funktion kann durch die im vorigen Kapitel beschriebene fiktive Kraft berücksichtigt werden.

Trotz der fehlenden Daten werden im Folgenden noch die beiden Betrachtungen des Aktuators mit weniger Vereinfachungen dargestellt.

### 5.3.3 LuK Hebelaktuator Phase 1

In Phase 0 wurde das System mit einigen Vereinfachungen betrachtet. In Phase 1 werden nur noch wenige dieser Vereinfachung getroffen und es wird versucht, den Aktuator möglichst realitätsnah abzubilden. Die Vereinfachungen sind:

- System wird ohne Reibung betrachtet.
- Die Massenträgheit des Hebels wird vernachlässigt.
- Der Elektromotor wird als Gleichstrommotor angenommen.
- Linearisierung der Winkelfunktionen

Im Folgenden werden die für die Berechnung der Bewegungsgleichung und Simulation notwendigen Gleichungen exemplarisch aufgestellt und beschrieben. Die Berechnung der Bewegungsgleichung erfolgt nach dem in 5.3.2 erklärten Prinzip und wird an dieser Stelle nicht durchgeführt, da eine Simulation ohne die Anfangsparameter und Steifigkeiten wie bereits erwähnt nicht möglich ist.

- Gleichstrommotor

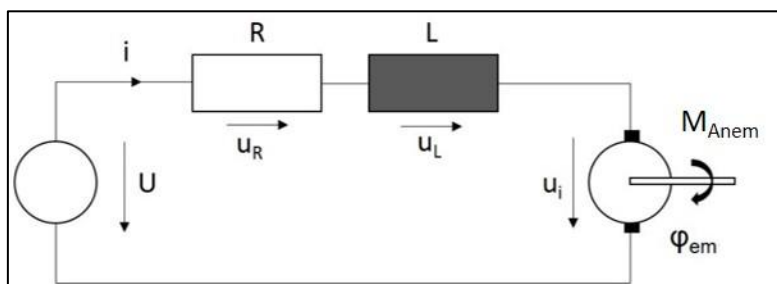


Abbildung 5.41 Ersatzschaltbild Gleichstrommotor (vgl. Hofer, 2011, S. 5)

Aus der Kirchoff'schen Maschenregel ergibt sich:

$$u_R + u_L + u_i - U = 0 \quad (5.56)$$

Die Gleichungen für die einzelnen Spannungen sind:

$$u_R = R * i \quad (5.57)$$

$$u_L = L * \dot{i} \quad (5.58)$$

Die für die Beschreibung des E-Motors notwendigen Gleichungen lauten:

$$U = i * R + L * \dot{i} + u_i \quad (5.59)$$

Das Antriebsmoment des Motors  $M_L$  ist definiert als:

$$M_{An_{em}} = K_{em2} * i \quad (5.60)$$

Dabei ergibt sich die Konstante  $K_{em2}$  aus dem Produkt aus Maschinenkonstante und magnetischem Fluss. Die Gleichung hierfür lautet:

$$K_{em2} = k_M * \phi_0 \quad (5.61)$$

Mit der Gleichung für

$$u_i = K_{em1} * \dot{\varphi}_{em} \quad (5.62)$$

In der die Konstante  $K_{em1}$  die Maschinenkonstante und den magnetischen Fluss enthält.

$$K_{em1} = k_M * \phi_0 \quad (5.63)$$

Aus den Gleichungen (5.56) bis (5.63) lässt sich die erste Ableitung nach der Zeit für den Strom formulieren:

$$i = \frac{U - i * R - K_{em1} * \dot{\varphi}_{em}}{L} \quad (5.64)$$

Der Drallsatz für den Elektromotor lautet:

$$J_{em} * \ddot{\varphi}_{em} = M_{An_{em}} - M_{An} \quad (5.65)$$

$M_{An_{em}}$  bezeichnet dabei das Motormoment und  $M_{An}$  das für die Bewegung notwendige Moment an der Spindel.

(Vgl. Hofer, 2011, S. 5ff)

- Drallsatz der Spindel

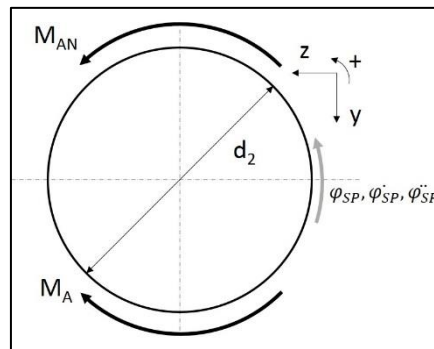


Abbildung 5.42 Kräfte Spindel Phase 1 LuK-Hebelaktuator

Der Drallsatz der Spindel entspricht dem aus Kapitel 5.3.2, da auch hier die Reibung vernachlässigt wird. Auch die Formulierung bleibt dieselbe.

$$J_{SP} * \ddot{\varphi}_{SP} = M_{An} - M_A \tag{5.66}$$

Ebenso gilt auch hier dieselbe Herleitung für das bereits bekannte Moment  $M_A$  (siehe (5.42))

$$M_A = F * \tan(\alpha_{SP}) * \frac{d_2}{2} \tag{5.67}$$

- Kräfte- und Momentengleichgewicht am Hebel

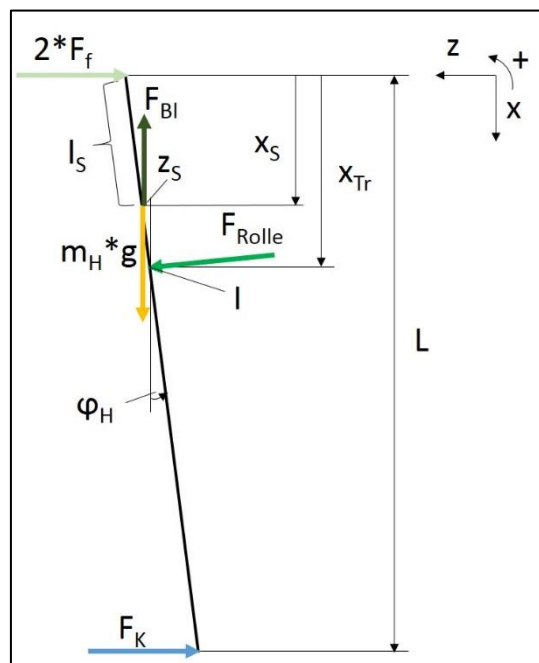


Abbildung 5.43 Kräfte am Hebel Phase 1 LuK Hebelaktuator

Ergänzend zur Kräftesituation am Hebel in Kapitel 5.3.2 wirkt hier  $F_{BI}$ , die die Lagerkraft des Hebels darstellt und in der Realität als dünnes Blech ausgeführt ist. Die Hebelmasse wird mit  $m_H$  bezeichnet und berücksichtigt.

Der Hebelarm der Gewichtskraft des Hebels zum Drehpunkt I lautet:

$$z_S = \sin(\varphi_H) * l_S - \tan(\varphi_H) * x_{Tr} \quad (5.68)$$

Kupplungs- und Federkraft sind ident zu (5.44) und (5.46) aus dem vorigen Kapitel und lauten:

$$F_f = F_{f0} + c_f * L * (\varphi_H * x_{Tr} - \varphi_{H0} * x_{Tr0}) \quad (5.69)$$

$$F_K = F_{K0} + c_K * L * (\varphi_{H0} - \varphi_H) \quad (5.70)$$

Für das Momentengleichgewicht um I gilt

$$0 = -2 * F_f * x_{Tr} + F_K * (L - x_{Tr}) - m_H * g * z_S + F_{Bl} * z_S \quad (5.71)$$

Das Kräftegleichgewicht in x-Richtung lautet:

$$0 = m_H * g + F_{Rolle} * \sin(\varphi_H) - F_{Bl} \quad (5.72)$$

Das Kräftegleichgewicht in z-Richtung wird beschrieben mit:

$$0 = -2 * F_f - F_K + F_{Rolle} * \cos(\varphi_H) \quad (5.73)$$

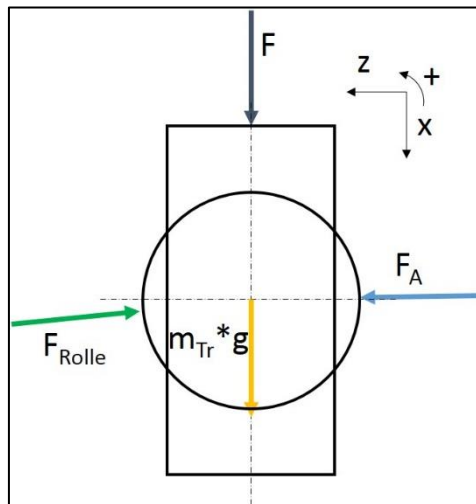


Abbildung 5.44 Kräfte an der Traverse Phase 1 LuK Hebelaktuator

Die Impulssätze für die Traverse in x- und z-Richtung lauten:

$$m_{Tr} * x_{Tr}'' = F - F_{Rolle} * \sin(\varphi_H) + m_{Tr} * g \quad (5.74)$$

$$m_{Tr} * z_{Tr}'' = F_A - \cos(\varphi_H) * F_{Rolle} \quad (5.75)$$

Um das Gleichungssystem zu lösen, fehlt die Zwangsbedingung, die wie bereits beschrieben die Kopplung zwischen Spindel und Traverse herstellt.

$$x_{Tr}'' = \tan \alpha_{SP} * \frac{d_2}{2} * \varphi_{SP}'' \quad (5.76)$$

Mit den Gleichungen von (5.59) bis (5.76) kann die Bewegungsgleichung auf die gleiche Weise wie in 5.3.2 beschrieben bestimmt werden.

### 5.3.4 LuK Hebelaktuator Phase 2

In der letzten Phase wird nochmals auf Vereinfachungen verzichtet. Folgende zwei Annahmen verbleiben im Vergleich zu Phase 1:

- Elektromotor als Gleichstrommotor angenommen
- Die Massenträgheit des Hebels wird vernachlässigt
- Linearisierung der Winkelfunktionen

Der Vollständigkeit halber werden auch hier alle für die weitere Berechnung der Bewegungsgleichung sowie für den Aufbau des Koppelplans nötigen Gleichungen beschrieben.

Die notwendigen Gleichungen für den Elektromotor sind völlig ident zu den bereits in Kapitel 5.3.3 beschriebenen und werden somit nicht nochmals angeführt.

- Drallsatz der Spindel

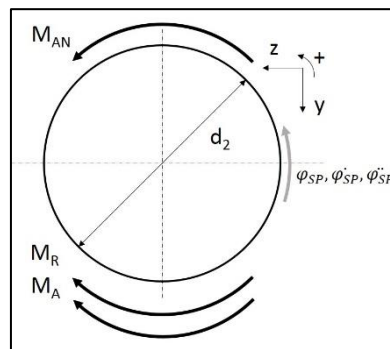


Abbildung 5.45 Kräfte Spindel Phase 2 LuK Hebelaktuator

Der Drallsatz der Spindel unterscheidet sich von denen aus den vorigen Kapiteln, da nun die Reibung in der Spindel berücksichtigt wird.

Die Herleitung der drehrichtungsabhängigen Reibkraft und des daraus resultierenden Reibmoments  $M_R$  erfolgte bereits in Kapitel 5.3.1 und wird hier übernommen, ebenso das Moment  $M_A$ , welches aus der Kraft auf die Rollen durch den Hebel resultiert. Der Drallsatz für die Spindel lautet in diesem Fall:

$$J_{SP} * \ddot{\varphi}_{SP} = M_{An} - M_R - M_A \quad (5.77)$$

Für das Moment  $M_A$  wird auf die in (5.22) beschriebene Gleichung zurückgegriffen. Im Fall des Hebelaktuators wird, wie in den vorigen Kapiteln, die Kraft  $F_M$  durch die auf die Traverse wirkende Kraft  $F$  ersetzt.

$$M_A = \frac{F}{\cos(\alpha_{SP}) - \mu_S * \sin(\alpha_{SP}) * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP})} * \sin(\alpha) * \frac{d_2}{2} \quad (5.78)$$

Auch das nun wirkende, drehrichtungsabhängige Reibmoment wird entsprechend den Ausführungen aus dem Schraubenmodell in 5.3.1 nach Gleichung (5.21) übernommen.

$$M_R = \frac{F}{\cos(\alpha_{SP}) - \mu_S * \sin(\alpha_{SP}) * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP})} * \mu_S * \cos(\alpha_{SP}) * \frac{d_2}{2} * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP}) \quad (5.79)$$

Dabei ist auch hier das Reibmoment wieder konstant und bildet die physikalischen Gegebenheiten nicht optimal ab. Besser ist es (wie schon in Kapitel 5.3.1 Gleichung (5.34) gezeigt), ein geschwindigkeitsabhängiges Reibmoment zu berücksichtigen. Dieses muss aus Versuchen ermittelt werden.

$$M_R = d * \dot{x}_M * \frac{d_2}{2} * \cos(\alpha_{SP}) \quad (5.80)$$

In diesem Fall muss dann auch die Gleichung für  $M_A$  auf die geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft nach den Ausführungen in 5.3.1 Gleichung (5.37) angepasst werden und lautet

$$M_A = \frac{F + d * \dot{x}_M * \sin(\alpha_{SP})}{\cos(\alpha_{SP})} * \sin(\alpha_{SP}) * \frac{d_2}{2} \quad (5.81)$$

- Kräfte- und Momentengleichgewicht am Hebel

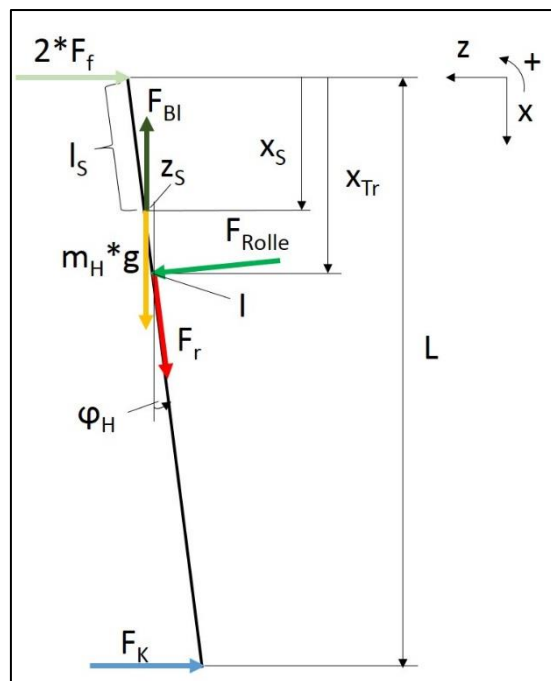


Abbildung 5.46 Kräfte am Hebel Phase 2 LuK Hebelaktuator

Ergänzend zur Kräftesituation am Hebel in Kapitel 5.3.3 wirkt hier die Rollreibung der Rollen, welche sich entlang der Rückseite des Hebels bewegen. Die Gleichungen aus dem vorigen Kapitel werden entsprechend erweitert und lauten somit:

Hebelarm der Gewichtskraft des Hebels zum Drehpunkt I

$$z_S = \sin(\varphi_H) * l_S - \tan(\varphi_H) * x_{Tr} \quad (5.82)$$

Kupplungs- und Federkraft sind ident zu (5.44) und (5.46) und lauten:

$$F_f = F_{f0} + c_f * L * (\varphi_H * x_{Tr} - \varphi_{H0} * x_{Tr0}) \quad (5.83)$$

$$F_K = F_{K0} + c_K * L * (\varphi_{H0} - \varphi_H) \quad (5.84)$$

Für das Momentengleichgewicht um I gilt

$$0 = -2 * F_f * x_{Tr} + F_K * (L - x_{Tr}) - m_H * g * z_S + F_{Bl} * z_S \quad (5.85)$$

Das Kräftegleichgewicht in x- Richtung lautet unter Berücksichtigung der Reibung

$$0 = m_H * g + F_{Rolle} * \sin(\varphi_H) - F_{Bl} + F_r * \cos(\varphi_H) * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP}) \quad (5.86)$$

Das Kräftegleichgewicht in z-Richtung wird inkl. Reibungskraft beschrieben mit:

$$0 = -2 * F_f - F_K + F_{Rolle} * \cos(\varphi_H) - F_r * \sin(\varphi_H) * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP}) \quad (5.87)$$

- Kräfte an der Traverse

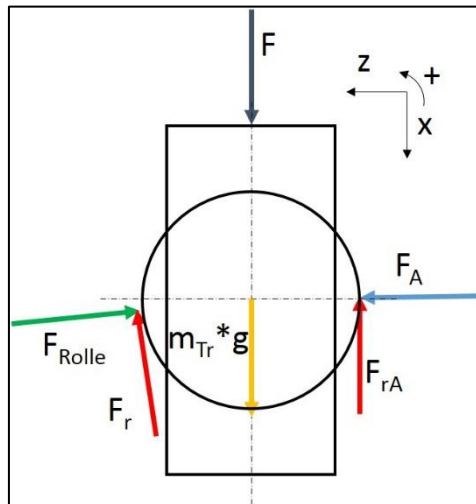


Abbildung 5.47 Kräfte an der Traverse Phase 2 LuK Hebelaktuator

Die Impulssätze für die Traverse in x- und z-Richtung lauten:

$$m_{Tr} * \ddot{x}_{Tr} = F - F_{Rolle} * \sin(\varphi_H) + m_{Tr} * g - F_r * \cos(\varphi_H) * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP}) - F_{rA} * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP}) \quad (5.88)$$

$$m_{Tr} * \ddot{z}_{Tr} = F_A - \cos(\varphi_H) * F_{Rolle} + F_r * \sin(\varphi_H) * \text{sign}(\dot{\varphi}_{SP}) \quad (5.89)$$

Die bereits bekannte Zwangsbedingung gilt auch hier mit

$$\ddot{x}_{Tr} = \tan \alpha_{SP} * \frac{d_2}{2} * \ddot{\varphi}_{SP} \quad (5.90)$$

Mit diesem Gleichungssystem ist die Bewegungsgleichung unter Berücksichtigung der Reibung berechenbar und enthält nur noch die nötigsten Vereinfachungen. Auch hier müssen, wie in 5.3.2 erwähnt, die notwendigen Größen für die Federsteifigkeiten, Anfangsbedingungen etc. zuerst ermittelt werden, bevor eine Simulation möglich ist.

### 5.3.5 Fazit

Bei der Ermittlung des mathematischen Modells komplexer Systeme und der darauf folgenden Erstellung von Simulationsmodellen ist es wichtig, zu Beginn durch starke Vereinfachung das Verständnis für die Funktion zu verifizieren. Reibkonstanten, Trägheiten, Massen etc. können anfangs teilweise vernachlässigt werden und werden erst nach und nach in die weiteren Betrachtungen miteinbezogen, um sich dem realen Modell annähern zu können.

Im Zuge dessen ist zu bewerten, welche Vereinfachungen für eine aussagekräftige Betrachtung erhalten bleiben müssen und welche eliminiert werden können. Im Fall des LuK-Hebelaktors sind die Kräfte, die aus Reibungen oder Massenträgheiten entstehen, im Vergleich zu den Federkräften und der Kupplungskraft derart gering, dass diese nur sehr wenig Einfluss auf den Bewegungsablauf haben und somit vernachlässigbar sind. Die Betrachtungen in Phase 0 aus Kapitel 5.3.2 treffen damit zu.

Weiters ist zu erwähnen, dass es bei der Betrachtung wichtig ist, einen geschwindigkeitsabhängigen Reibungsansatz zu verwenden, da ansonsten, wie in 5.3.1 gezeigt, die physikalisch richtige Abbildung nicht gegeben ist.

Für die Ermittlung des Energiebedarfs des Aktuators sind, neben den bereits erwähnten Parametern des Aktuators selbst, auch das Wirkungsgradkennfeld und die Parameter des Elektromotors nötig.

Mit den in den vorigen Kapiteln gemachten Überlegungen wird eine Drehzahl und ein notwendiges Drehmoment des E-Motors ermittelt. Mit diesen beiden Größen kann im Kennfeld für den entsprechenden Betriebspunkt ein Wirkungsgrad ermittelt werden und somit auf den Energiebedarf des Motors, der nötig ist, um die Aktuierung vorzunehmen, geschlossen werden.

## 5.4 Aufbau und Funktionsweise GETRAG Schaltwalzen

Anders als beim LuK-Hebelaktuator sind die Funktion und der Aufbau der Schaltwalzen weniger komplex. Beides wurde bereits im Zuge der Recherche sehr detailliert/umfassend erarbeitet und im dazugehörigen Kapitel 3.3.13 beschrieben.

Im Folgenden werden die notwendigen Gleichungen für die Schaltwalzenaktuatorik näher behandelt. Auch hier wurde während der Erarbeitung der Simulationsmodelle festgestellt, dass dafür wichtige Parameter nicht zur Verfügung stehen, wodurch eine Simulation nicht möglich ist.



## 5.5 Simulationsmodell GETRAG-Schaltwalzen

Für die Strecke des Simulationsmodells lassen sich aufgrund der Funktion folgende Größen definieren:

- Eingangsgröße: Spannung Elektromotor
- Ausgangsgröße: Rotation der Schaltwalze

Auch bei diesem System erhält man die Bewegungsgleichung der Walzen durch Kopplung zweier Differentialgleichungen mittels Zwangsbedingung. Die erste Differentialgleichung ergibt sich aus der Betrachtung der Schaltwalze selbst, die zweite aus der Betrachtung des Gleitstücks, welches starr mit der Schaltstange der inneren Schaltung verbunden ist.

Da die Zusammenhänge etwas einfacher sind als beim LuK-Hebelaktuator, wird von der in Kapitel 5.3.5 empfohlenen Vorgehensweise, das System zuerst stark vereinfacht zu betrachten, abgewichen und gleich von Beginn an ein realitätsnahes Modell entwickelt. Es wird zunächst nur der Fall/Vorgang des Gang-Einlegens betrachtet, da dieser durch die Synchronisierung der energetisch aufwändigere ist.

In Kapitel 2.4.5 wurden bereits die Zusammenhänge zwischen Schaltzeit und Schaltkraft gezeigt. Dies dient auch bei der Überlegung zum Simulationsmodell als Basis für das GETRAG-System. Ziel ist es, einen Schaltkraft-Schaltweg-Verlauf als Belastung für die Schaltwalze zu berücksichtigen und daraus dann die für diesen Schaltvorgang notwendige Energie zu ermitteln. Über den Betrag der Schaltkraft kann dann auch auf die Schaltgeschwindigkeit Bezug genommen werden, denn wie in 2.4.5 gezeigt, bedeutet schnelleres Schalten auch höhere Schaltkraft.

Abbildung 5.48 zeigt, wie die Abstraktion von der realen Schaltwalze mit Zahnring erfolgt. In der Nut der Schaltwalze gleitet ein Gleitstück (Abbildung 5.48 b.)), welches starr mit der Schaltstange des betreffenden Ganges verbunden ist. Durch die Verdrehung der Schaltwalze wird das Gleitstück beim Einlegen des Ganges nach oben geführt und die Bewegung über die Schaltstange und Schaltgabel auf die Synchroneinheit übertragen. Der Gang ist dann eingelegt. Die Normalkraft  $F_N$  ergibt sich aus der wegabhängigen Schaltkraft  $F_L$ , die für die Betätigung der Schalteinrichtung benötigt wird. In der Nut wirkt entgegen der Bewegungsrichtung die Reibkraft  $F_r$ . Die Komponenten in Umfangsrichtung dieser beiden Kräfte stellen zusammen mit dem Wirkradius das Widerstandsmoment an der Walze dar. Das Antriebsmoment wird vom E-Motor über Übersetzungen zur Verfügung gestellt.

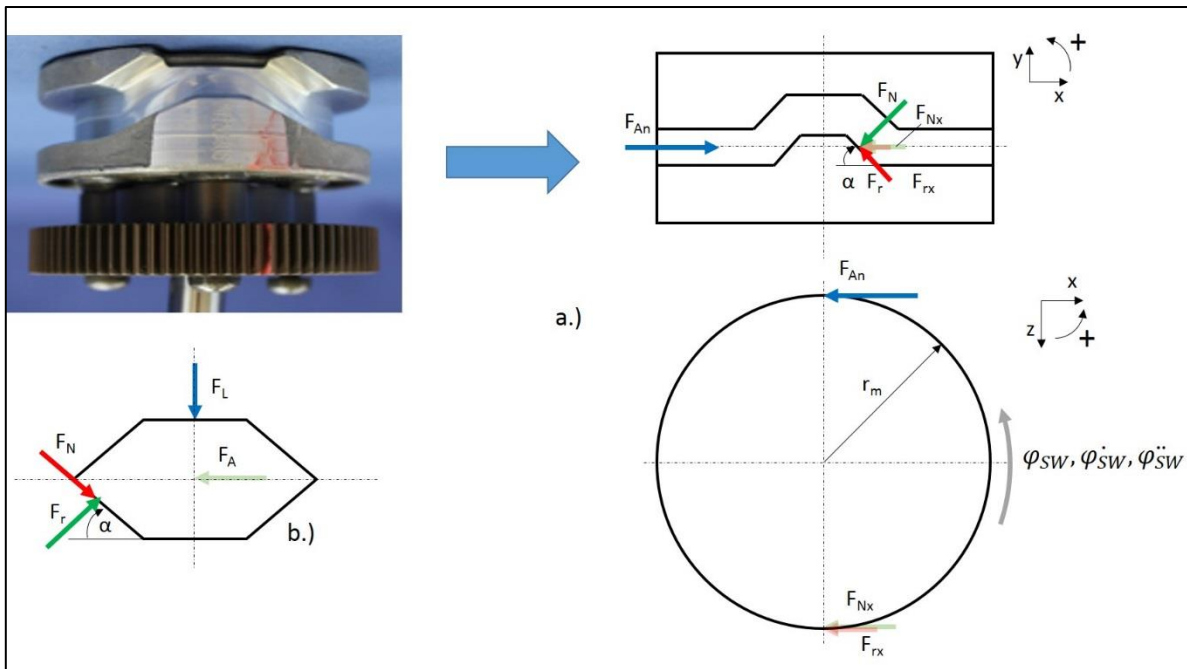


Abbildung 5.48 Kräfte an der Schaltwalze GETRAG Schaltwalzen (vgl. Krausche, 2015, S. 52)

Die Kraft  $F_A$  in Abbildung 5.48 stellt die Lagerkraft der Schaltstange (mit welcher das Gleitstück starr verbinden ist) in x-Richtung dar.

- Drallsatz an der Walze

Der Drallsatz an der Schaltwalze stellt die erste der beiden Differentialgleichungen dar.

$$J_{SW} * \varphi_{SW}'' = M_{An} - (F_r * \cos(\alpha) + F_N * \sin(\alpha)) * r_m \tag{5.91}$$

Mit  $r_m$  wird der für das Lastmoment notwendige mittlere Wirkradius der Komponenten von Reibkraft und Normalkraft bezeichnet.

- Kräftegleichgewicht am Gleitstück

Der Impulssatz in y- Richtung am Gleitstück ist die zweite Differentialgleichung, die für die Bewegungsgleichung benötigt wird. Durch die liegende Einbaulage im Getriebe kann die Masse der Schaltstange, die direkt mit dem Gleitstück verbunden ist, vernachlässigt werden.

$$m_{GS} * y_{GS}'' = -F_L + F_N * \cos(\alpha) - F_r * \sin(\alpha) \tag{5.92}$$

Die Zwangsbedingung, welche die beiden Differentialgleichungen koppelt, kann ähnlich zum Hebelaktor von LuK über die Steigung beschrieben werden. Dreht die Schaltwalze um einen bestimmten Winkel, wird das Gleitstück auf ein höheres oder niedrigeres Niveau angehoben oder abgesenkt. Der Zusammenhang lautet:

$$y_{GS} = \tan(\alpha) * r_m * \varphi_{SW} \tag{5.93}$$

Durch Substitution der Konstanten wird der Ausdruck zu:

$$y_{GS} = K_1 * \varphi_{SW} \quad (5.94)$$

Für die zweite Ableitung gilt:

$$y_{GS}'' = K_1 * \varphi_{SW}'' \quad (5.95)$$

Aus Gleichung (5.91) bis (5.95) lässt sich nun die Bewegungsgleichung für die Schaltwalze formulieren. Diese lautet:

$$\varphi_{SW}'' = \frac{M_{An} * K_2 - F_L * K_3 * r_m}{J_{SW} * K_2 + m_{GS} * K_1 * K_3 * r_m} \quad (5.96)$$

Die Konstanten kommen in dieser Gleichung aus der Ermittlung der Komponenten für Reib- und Normalkraft und lassen sich wie folgt errechnen:

$$K_2 = \cos(\alpha) - \mu * \sin(\alpha) \quad (5.97)$$

$$K_3 = \mu * \cos(\alpha) + \sin(\alpha) \quad (5.98)$$

Der Antrieb durch den Elektromotor wird durch den Drallsatz desselben beachtet.

$$J_{em} * \varphi_{em}'' = M_{Anem} - M_{An} \quad (5.99)$$

Zwischen E-Motor und Schaltwalze kommen Übersetzungen zum Einsatz, die gesamt mit  $i_{SW}$  in die Berechnung eingehen.

Der Zusammenhang zwischen der Rotation des Motors und der Walze lautet dadurch:

$$\varphi_{em}'' = i_{SW} * \varphi_{SW}'' \quad (5.100)$$

Daraus ergibt sich für die Bewegungsgleichung inkl. Elektromotor folgende Gleichung:

$$\varphi_{SW}'' = \frac{M_{Anem} * K_2 - F_L * K_3 * r_m}{J_{SW} * K_2 + J_{SW} * K_2 * i_{SW} + m_{GS} * K_1 * K_3 * r_m} \quad (5.101)$$

Diese wurde in einen Koppelplan in MatLab Simulink integriert, der in Abbildung 5.49 dargestellt wird. Der Koppelplan für den Elektromotor folgt dabei den Gleichungen aus 5.3.3 und wird innerhalb des Koppelplans der Schaltwalzen als Untergruppe verwendet (siehe Abbildung 5.50)

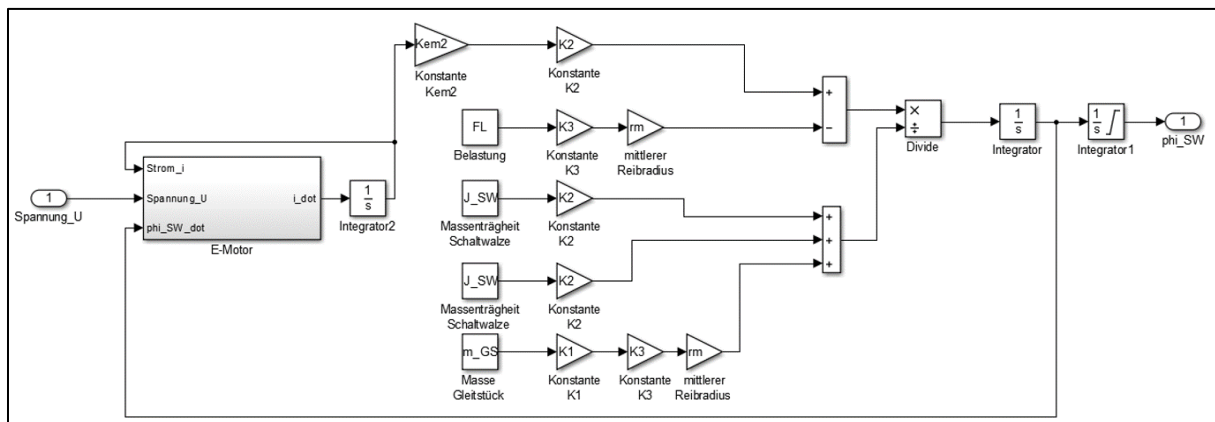


Abbildung 5.49 Koppelplan Ebene 1 GETRAG-Schaltwalzen

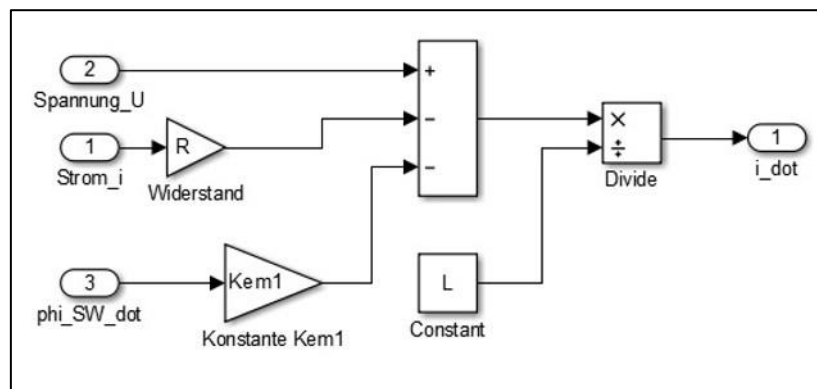


Abbildung 5.50 Koppelplan E-Motor GETRAG-Schaltwalzen

Wie bereits eingangs erwähnt, wurde auch hier festgestellt, dass einige wichtige Informationen zu den Schaltwalzen für die Simulation derselben fehlen und auch nicht im Zuge dieser Arbeit bestimmbar waren.

Für die Simulation der Schaltwalzen müssen folgende Größen bestimmt werden:

- Schaltkraft über Schaltweg-Verlauf ( $F_L$ )
- Übersetzungen zwischen E-Motor und Schaltwalze
- Konstanten des Elektromotors
- Masse und Maße der Schaltwalze
- Übersetzungen  $i_{SW}$  zwischen Elektromotor und Schaltwalze
- Reibungsbeiwerte

Wie bereits in Kapitel 4 erwähnt wurde, war für die Arbeit kein reales Modell der Schaltwalzen verfügbar. Innerhalb eines vorangegangenen Benchmarks wurde zwar ein Getriebe untersucht, welches diese Art der Schaltbetätigung aufweist, die notwendigen Informationen zur Schaltbetätigung wurden, aber während diese Benchmarks nicht ermittelt.

Viele der oben genannten Parameter könnten durch Schätzung einfach ermittelt werden, die Masse zum Beispiel durch Schätzung der Maße und durch die Annahme, dass es sich um das Material Aluminium handelt.

Die wesentliche Größe bei der Simulation dieses Systems, der Schaltkraft-Schaltweg-Verlauf, muss aber vorab ermittelt werden, um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten. Diese Informationen standen nicht zur Verfügung.

Auch bei diesem Modell wurden die Gleichungen so aufgebaut, dass eine Drehzahl und ein nötiges Drehmoment des E-Motors ermittelt werden kann. Mit diesen Daten ist es möglich, den Wirkungsgrad des E-Motors aus dem entsprechenden Kennfeld zu ermitteln und somit auf den Energiebedarf der Aktuierung zu schließen. Dazu muss allerdings das Wirkungsgradkennfeld des Elektromotors bekannt sein.

## 5.6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Zu Beginn dieses Kapitels wurde anhand eines abstrahierten Simulationsbeispiels des LuK Hebelaktuators gezeigt, welche Herausforderungen bei der Simulation eines elektro-mechanischen Aktuators auftreten und wie diese gelöst werden können.

Danach wurde ein initiales Simulationsmodell des Aktors aufgebaut, welches einige Vereinfachungen beinhaltet. Um dieses Modell für weitere Untersuchungen verwenden zu können, müssen diverse Parameter vorab am realen Modell ermittelt werden. Die Parameter wurden im Simulationsmodell bereits als Platzhalter vorgesehen, konnten aber im Zuge der Arbeit nicht näher analysiert werden, wodurch auch keine genaue Abbildung von Wirkungsgrad und Dynamik möglich ist.

In weiterer Folge wurden die Vereinfachungen stückweise reduziert und damit eine sukzessive Annäherung an die realen Bedingungen erreicht. Dazu wurden die für die Berechnung nötigen Gleichungen formuliert.

Bei der elektro-mechanischen Schaltbetätigung von GETRAG wurde ebenfalls ein Simulationsmodell aufgebaut. Auch hier wurde festgestellt, dass einige, für die Simulation wichtige, Parameter nicht zur Verfügung stehen. Diese müssen vorab an den Modellen bzw. am Getriebe selbst ermittelt werden um die Werte in die Simulationsmodelle übertragen zu können und in weiterer Folge Aussagen zu Wirkungsgrad und Dynamik treffen zu können.

## 6 Betrachtung Zuverlässigkeit (FMEA)

Als Abschluss werden an dieser Stelle noch alle drei Systeme innerhalb einer FMEA (failure mode and effects analysis) hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit bewertet. Zuverlässigkeit wird dabei im Qualitätswesen lt. Wohinz (2012/ 2013, S. 4-15) als „die Fähigkeit eines Erzeugnisses, den Verwendungszweck während einer gegebenen Einsatzdauer unter festgelegten Bedingungen zu erfüllen“ definiert.

Dabei liefert die Ausfallskurve (Badewannenkurve, siehe Abbildung 6.1) Aufschlüsse über die Ausfallsrate über der Einsatzzeit. Die Gliederung der Ausfälle erfolgt je nach Zeitpunkt in drei Gruppen:

- Frühausfälle

Diese entstehen in der Phase der Anlaufperiode und können bei technischen Systemen auch als „Kinderkrankheiten“, die nach der Inbetriebnahme auftreten, betrachtet werden. Innerhalb dieser Phase nimmt die Wahrscheinlichkeit von Ausfällen mit zunehmender Zeit ab. Bei elektronischen Bauteilen wird versucht, diese Phase durch sogenannte „Burn-in“-Tests vor der Inbetriebnahme beschleunigt zu überbrücken.

- Zufallsausfälle

Während der zweiten Phase (Normallaufzeit) ergibt sich eine annähernde konstante Ausfallsrate. Diese sollte den Großteil der Lebensdauer eines technischen Bauteils abdecken und gestaltet sich von Bauteil zu Bauteil sehr unterschiedlich. Einflussfaktoren sind dabei unter anderem Bedienungsfehler und Überlastung.

- Verschleißausfälle

Diese Verschleißarten treten innerhalb der letzten Phase, der Abnutzungsperiode, auf. Die steigende Ausfallsrate ist bedingt durch den nach einer gewissen Betriebszeit auftretenden Verschleiß.

(Vgl. Wohinz, 2012/ 2013, S. 4-16)

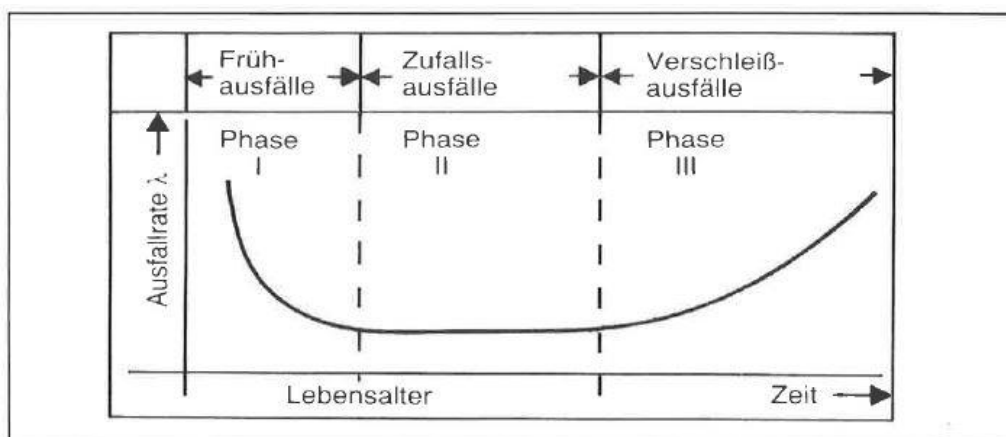


Abbildung 6.1 Ausfallskurve (Wohinz, 2012/ 2013, S. 4-16)

Die FMEA erlaubt als eine von vielen Qualitätsmanagement-Methoden die Betrachtung von möglichen Fehlern, die während der Herstellung eines Produktes auftreten können, und minimiert das Risiko einer Rückholaktion bzw. eines Mehraufwands für Hersteller und Kunden.

Als Ergebnis liefert die FMEA alle denkbaren Risiken gereiht nach ihrem Gefährdungspotential. Die Qualität eines Produkts wird sowohl durch die Entwicklung als auch durch die Ausführung bestimmt. Dem wird durch verschiedene Arten von FMEA's Rechnung getragen:

- System-FMEA  
Hier liegt der Schwerpunkt der Betrachtungen auf der Entwicklung eines Produkts
- Konstruktions-FMEA  
Bei dieser Art wird die konstruktive Ausführung beurteilt.
- Prozess-FMEA  
Hier steht die prozesstechnische Realisierung im Vordergrund.

(Vgl. Wohinz, 2012/ 2013, S. 8-18f)

Jedes Risiko wird einzeln bewertet. Dabei wird eine Risikoprioritätszahl ermittelt, die sich aus der Multiplikation von Fehlerrisiko, Risiko für den Kunden und Risiko der Weitergabe errechnet. Abbildung 6.2 zeigt das zugehörige Vorgehen zur Berechnung. (Vgl. Wohinz, 2012/ 2013, S. 8-18f)



Abbildung 6.2 Ermittlung Risikoprioritätszahl (Wohinz, 2012/ 2013, S. 8-19)

Die Werte für die einzelnen Risiken können dabei aus Bewertungstabellen entnommen werden. Tabelle 6.1 zeigt jene, die für diese Arbeit in Anlehnung an das Übungsskript des Instituts für Industriebetriebslehre und Innovationsforschung (Übung 10, 2012, S. 10ff) zur Anwendung gekommen ist.

Tabelle 6.1 FMEA Bewertungstabelle (vgl. Industriebetriebslehre und Innovationsforschung 2012, S. 10ff)

Bewertungsziffer	Wahrscheinlichkeit für das Auftreten eines Fehlers (A)	Bedeutung eines Fehlers für den Kunden (B)	Wahrscheinlichkeit für die Weitergabe eines Fehlers an den Kunden €
1	Fehler tritt so gut wie nie auf	Bedeutung äußerst gering	Fehler wird mit Sicherheit entdeckt
2	Fehler tritt sehr selten auf	Bedeutung sehr gering, Kunde wird Fehler kaum bemerken	Fehler wird mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit entdeckt

Bewertungsziffer	Wahrscheinlichkeit für das Auftreten eines Fehlers (A)	Bedeutung eines Fehlers für den Kunden (B)	Wahrscheinlichkeit für die Weitergabe eines Fehlers an den Kunden €
3	Fehler tritt selten auf	Bedeutung gering, keine funktionelle Beeinträchtigung, Kunde wird durch Fehler nicht gestört	Fehler wird mit hoher Wahrscheinlichkeit entdeckt
4	Fehler tritt gelegentlich auf	Bedeutung mittel, geringe funktionelle Beeinträchtigung, Kunde fühlt sich gestört	Fehler wird überwiegend entdeckt
5	Fehler tritt regelmäßig auf, aber nicht allzu häufig	Bedeutung mittel, geringe bis mittlere funktionelle Beeinträchtigung, Kunde fühlt sich gestört	Fehler wird teilweise entdeckt
6	Fehler tritt regelmäßig und häufiger auf	Bedeutung größer, mittlere funktionelle Beeinträchtigung, Kunde ist verärgert	Fehler wird geringer Wahrscheinlichkeit entdeckt
7	Fehler tritt regelmäßig auf	Bedeutung groß, große funktionelle Beeinträchtigung, Kunde ist sehr verärgert	Fehler wird kaum entdeckt
8	Fehler tritt regelmäßig und oft auf	Bedeutung groß, schwerwiegende funktionelle Beeinträchtigung, eventuell Sicherheitsmängel	Fehler erreicht mit hoher Wahrscheinlichkeit den Kunden
9	Fehler tritt sehr oft auf	Bedeutung sehr groß, äußerst schwerwiegende funktionelle Beeinträchtigung und Sicherheitsmängel	Fehler erreicht mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit den Kunden
10	Fehler tritt fast ständig auf	Bedeutung außerordentlich groß, erhebliche Sicherheitsmängel, Gefahr für Leib und Leben	Fehler erreicht mit Sicherheit den Kunden



Folgende Rahmenbedingungen seien bei der Betrachtung der Analysen noch allgemein erwähnt:

Innerhalb dieser Arbeit wird zur Betrachtung der verschiedenen Aktuierungssysteme die Konstruktions-FMEA angewandt. Es werden die konstruktiven Ausführungen betrachtet und deren Risiken bewertet. Risiken der Fertigung oder Montage werden nicht mitbetrachtet.

Als Kunde wird der Endverbraucher, der das Fahrzeug bewegt, betrachtet und folglich betrifft auch diesen das Risiko. Das Risiko für den Kunden wird bei Systemausfall automatisch mit 9 bewertet. Kommt es zusätzlich zu einer gefährdenden Situation, die zu einem Unfall führen kann, wird das Risiko für den Kunden mit 10 bewertet.

Die Bewertung der Wahrscheinlichkeit, dass der Fehler entdeckt wird, hat sich als sehr schwierig herausgestellt, da die Mechanismen der Prüfung bei den beiden Herstellern nicht bekannt sind. Es wird daher davon ausgegangen, dass beide stichprobenartig die zugefertigten Materialien überprüfen und zusätzlich vom Lieferanten Materialzeugnisse fordern. Die Unternehmen verfügen mit an Sicherheit grenzender Wahrscheinlichkeit über eine Lieferantenbewertung, anhand derer sie die zuverlässige Versorgung mit dem benötigten Material bewerten können. Damit wird das Risiko deutlich vermindert. Weiter wird angenommen, dass beide eine End-of-line-Prüfung der Aktuatoren durchführen.

Betrachtet werden beide elektro-mechanischen Systeme, da diese für die AVL List GmbH. von großem Interesse sind. Das FMEA-Formular in Abbildung 6.3 zeigt die wichtigsten Kategorien. Zuerst wird das betrachtete System bezeichnet, danach das verbaute Bauteil. Die Funktion beschreibt den übergeordneten Auftrag des Bauteils im System, während die Anforderung die detaillierte Aufgabe beschreibt. Potentielle Fehler werden aufgrund der Anforderung formuliert und daraus Fehlerfolgen abgeleitet. Die Fehlerursachen beschreiben den möglichen Grund des Fehlers. Danach erfolgt die Ermittlung der Risikoprioritätszahl RPZ. „A“ bezeichnet die Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines Fehlers und entspricht damit dem Fehlerrisiko aus Abbildung 6.2. „B“ bezeichnet die Bedeutung oder das Risiko für den Kunden und „E“ die Wahrscheinlichkeit, den Fehler zu entdecken und damit auch das Risiko diesen Fehler Weiterzugeben (Abbildung 6.2 entsprechend Risiko der Weitergabe). Die RPZ gibt das Produkt dieser drei Werte wieder. Zum Schluss werden noch Maßnahmen zur Beseitigung des Fehlers empfohlen und eine Neubetrachtung durchgeführt.

Konstruktions FMEA												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme

Abbildung 6.3 FMEA Formblatt (vgl. (Institut für Industriebetriebslehre und Innovationsforschung, 2012, S. 10ff)

Die befüllten FMEA-Formblätter sind im Anhang zu finden.

In den folgenden Kapiteln werden exemplarisch einzelne Punkte aus den Analysen herausgegriffen und beschrieben.

## 6.1 FMEA LuK Hebelaktuator

Beim System von LuK wird als Beispiel aus der durchgeführten FMEA der Faltenbalg herausgegriffen, der zur Aufgabe hat, die Spindel vor Verunreinigungen zu schützen und das Austreten von Schmiermittel zu verhindern.

Dieser Faltenbalg besteht aus einem Gummimaterial und wird an der Spindel befestigt. Kommt es nun durch Alterung dazu, dass der Faltenbalg seinen oben beschriebenen Aufgaben nicht mehr gerecht werden kann, oder wird dieser durch einen anderen Materialfehler undicht, so kann es einerseits zum Austritt des Schmierfetts der Spindel, andererseits aber auch zur Verunreinigung der Spindel durch Partikel von außen kommen. Die Folge wäre, dass der Reibungswiderstand in der Spindel ansteigt, was bis zum Extremfall, dem Blockieren derselben, führen kann. Blockiert die Spindel, kann sich die Traverse nicht mehr bewegen und es ist nicht möglich, die Kupplung auszurücken.

Noch schlimmer sind die Folgen, wenn sich die Traverse in der unteren Position befindet, da dann nämlich kein automatisches Öffnen der Kupplung mehr möglich ist, weil sich die Traverse nicht mehr entlang der Spindel nach oben in die Ausgangsposition bewegen kann. Aufgrund dessen wird dieser Fehler als überkritisch angesehen und führt zu einer Risikobewertung für den Kunden von 10. Die Auftretenswahrscheinlichkeit ist unter den im vorigen Kapitel erwähnten Rahmenbedingungen relativ gering und wird mit 2 angenommen. Das Risiko, einen fehlerhaften Faltenbalg zu verbauen und an den Kunden weiterzugeben, ist mit 4 relativ hoch. Da keine Hundert-Prozent-Prüfung dieses Bauteils gemacht wird, muss man sich auf Stichproben verlassen.

Dies ergibt eine Risikoprioritätszahl von 80, sollte allerdings aufgrund des hohen Risikos für den Kunden näher betrachtet werden. Als empfohlene Maßnahme sind Erfahrungen aus Langzeitversuchen einzubinden (siehe dazu auch S. 161 im Anhang).

Das Beispiel zeigt sehr gut, dass mit Hilfe der FMEA die Bedeutung eines vermeintlich unbedeutenden Bauteils für das Gesamtsystem sehr gut herausgearbeitet werden kann.

## 6.2 FMEA GETRAG-Schaltwalzen

Beim GETRAG-Schaltwalzensystem weist der Grundkörper die beiden höchsten RPZ auf und wird daher als exemplarische Darstellung herangezogen. Der Grundkörper hat die Aufgabe, das vom Elektromotor vorgegebene Drehmoment in eine translatorische Bewegung der Schaltstange zu wandeln, um den wirkenden Widerstand der Schaltbetätigung zu überwinden. Dies geschieht, indem innerhalb der Nut des Grundkörpers das starr mit der Schaltstange verbundene Gleitstück gleitet. Diese Aufgabe soll mit möglichst geringem Widerstand, also Reibung, geschehen um einerseits den Energieaufwand so gering als möglich zu halten und andererseits ein Verklemmen des Gleitstücks zu verhindern. Ein potentieller Fehler entsteht genau hier. Verklemmt das Gleitstück in der Nut des Grundkörpers, zum Beispiel durch Ablagerungen in der Nut, die aus zu hohem Verschleiß resultieren, kann der Elektromotor den Grundkörper nicht mehr verdrehen. Die Schaltstange bleibt folglich auch in der Position, die sie zum Zeitpunkt des Verklemmens hatte. Somit wird die Synchronisation je nach Stellung nicht zu Ende geführt. Je nachdem, wo das Gleitstück in der Nut klemmt, entstehen zum Teil hohe Belastungen für die Synchronisationseinheiten. Der Gang kann nicht eingelegt werden, das Risiko für Folgeschäden am restlichen Getriebe ist hoch. Die Wahrscheinlichkeit, dass dieser Fehler auftritt, wird gering bewertet, da dies durch entsprechende Materialwahl verhindert werden kann. Das Risiko für den Kunden ist mit 10 bewertet, da es nicht nur zur Funktionsstörung, sondern auch zu Schäden am restlichen Getriebe führen kann und durch diese Schäden eine Unfallgefahr gegeben ist. Fehler dieser Art können durch Langzeittests festgestellt werden, durch welche sichergestellt werden kann, dass das System die geforderte Lebensdauer übersteht. Die Bewertung für das Risiko der Weitergabe fällt daher mit 4 aus und ergibt mit den anderen Werten ein RPZ von 80 (siehe dazu S. 167 im Anhang).

## 7 Zusammenfassung, Ausblick und Verbesserung

In dieser Arbeit wurde gezeigt, wie eine Analyse von Aktuatorssystemen auf den drei verschiedenen Gebieten Kosten, Wirkungsgrad und Dynamik sowie Zuverlässigkeit erfolgen kann.

Im Zuge der Recherche nach vorhandenen Systemen ist auch eine eigene Idee für eine elektro-hydraulische Aktuierung entstanden. Seitens der AVL- List GmbH. wurde bereits während dieser Arbeit damit begonnen, diese Idee näher zu betrachten. Dazu muss zuallererst die Frage nach der parallelen Kopplung zwischen Elektromotor und Ölpumpe einerseits und VKM und Ölpumpe andererseits geklärt werden. Eine konstruktive Ausführung mittels Freilauf wäre durchaus denkbar. Das Potential für eine Verbesserung des Energiebedarfs muss danach geklärt werden, um Aussagen hinsichtlich des Gesamtpotentials treffen zu können.

Durch Betrachtung der Herstellkosten mittels Reverse Engineering und Ermittlung der einzelnen Fertigungsschritte konnte bereits früh ein tiefer Einblick in die Funktionsweise der Systeme gewonnen werden, was sowohl für die weitere Berechnung als auch für die FMEA sehr wertvoll war. Die erarbeiteten Informationen zu der elektro-hydraulischen Aktuierung wurden in Form der angefertigten Stückliste inklusive der Bearbeitungsschritte in das System der AVL List GmbH. übernommen.

Für die Betrachtung des Energiebedarfs und der Dynamik des Systems konnten die wesentlichen Zusammenhänge geklärt und damit Simulationsmodelle aufgebaut werden. Es wurde gezeigt, dass es wichtig ist, sich beim Aufbau der Modelle von einem stark vereinfachten System ausgehend sukzessive dem realen Modell anzunähern. Für den LuK-Hebelaktor und das GETRAG-Schaltwalzensystem wurden vereinfachte Modelle der Strecken entwickelt. Für die Simulation dieser müssen allerdings noch Werte aus dem realen Modell – teilweise im verbauten Zustand – erfasst werden, um eine Simulation zu ermöglichen. Danach können die Simulationsmodelle innerhalb eines Regelkreises Aussagen über die gewünschten Größen liefern. Dabei wäre es sehr wichtig, die Ergebnisse aus der Simulation mit Versuchen an den verschiedenen Aktuatorikeinheiten abzugleichen.

Bei der Betrachtung der Zuverlässigkeit konnten einige interessante Zusammenhänge und Abhängigkeiten innerhalb der Systeme herausgearbeitet werden, die zeigen, dass auch Bauteile, die eine untergeordnete Rolle spielen, großen Einfluss haben können.

## Literaturverzeichnis

- Allgeier, T., Aumayer, R., Baumann, F., Bildstein, M., Faßnacht, J., Faye, I., . . . Stroh, W. (2011). *Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*. (K. Reif, Hrsg.) Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Anderes, D., Friedli, T., Görmer, M., Hane, W., Kaldschmidt, S., Knothe, T., . . . Will, M. (2009). *Benchmarking*. (K. Mertins, & H. Kohl, Hrsg.) Düsseldorf: Symposium Publishing GmbH.
- Camp, R. C. (1994). *Benchmarking*. Wien: Carl Hanser Verlag München.
- Castan, R., & Strube, A. (2015). On-Demand Actuation for a New DCT Generation with Wet Clutches. *CTI MAG The Automotive TM, HEV and EV Drives magazine by CTI*(04).
- DeVincent, E., & Martin, F. (2015). Moving to wet DCT with World Class Comfort and fuel economy. *Internationaler VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen*. Friedrichshafen.
- Eichberger, A., & Hackl, A. (2016). *Skriptum MATLAB Tutorium Fahrzeugdynamik*. Graz: Institut für Fahrzeugtechnik.
- Eichlseder, H. (2012). *Skriptum Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung*. Graz.
- Faust, H., Bündler, C., & DeVincent, E. (04 2010). DOPPELKUPPLUNGSGETRIEBE MIT TROCKENER KUPPLUNG UND ELEKTROMECHANISCHER AKTUATORIK. *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)*(04-2010).
- Fischer, R. (2016). *Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 1*. Graz.
- Fischer, R. (2016). *Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2*. Graz.
- Fischer, R. (2016). *Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 3*. Graz.
- Fischer, R. (2016). *Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 5*. Graz.
- Fischer, R., Jürgens, G., Küçükay, F., Najork, R., & Pollak, B. (2012). *Das Getriebebuch*. Wien: Springer-Verlag/Wien.
- Fuest, K., & Döring, P. (2000). *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Braunschweig/Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH.
- Guo, C., Semenov, D., Spangler, C., & Moser, A. (2015). *Comparison of DCT Actuation Systems*. Friedrichshafen: VDI-Verlag.
- Hofer, A. (2011). *Skriptum Regelungstechnik I*. Graz: Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik.
- Hofmann, P. (2014). *Hybridfahrzeuge*. Wien: Springer-Verlag Wien.
- Isermann, R. (2008). *Mechatronische Systeme*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin.
- Jiang, C. (2014). Synthetical Analysis of Actuation System of Wet DCT. *3rd International CTI Symposium China*. Suzhou.
- Kirchner, E. (2007). *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin.
- Koch, G. (2014). *Deutschland Patentnr. DE 10 2014 210 777 A1 2015.07.09*.
- Koch, M. (2015). *Vorstellung BROSE*. Graz.
- Krausche, J. (2015). *Getrag V2 6-speed DCT Transmission Benchmark Report (SVBEMVOP-2015-1262)*. Benchmark Report, AVL Schrick GmbH, Remscheid.
- Künne, B. (2003). *Köhler/ Röhnitz Maschinenteile 1*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.

- Künne, B. (2008). *Köhler/ Rögnitz Maschinenteile 2*. (B. Künne, Hrsg.) Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Matek, W., Muhs, D., Wittel, H., Becker, M., & Jannasch, D. (2001). *Roloff/ Matek Maschinenelemente*. Vieweg Verlag.
- Mepham, S. (2007). *High Efficiency DCT and AT's: Architectures and Subsystems*.
- Nasdal, R. (2015). VDI Conference Drivetrain for Vehicles. *6DCT150/200 - Unequal Twins in GETRAG's DCT Family for Low Torque Applications*. Friedrichshafen.
- Naunheimer, H., Bertscher, B., & Lechner, G. (2007). *Fahrzeuggetriebe*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin.
- Pahl, G., & Beitz, W. (2013). *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. (J. Feldhusen, & K.-H. Grote, Hrsg.) Heidelberg: Springer-Verlag Berlin.
- Pietruszka, W. D. (2014). *MATLAB® und Simulink® in der Ingenieurpraxis*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Pollak, B., Kneissler, M., Esly, N., Norum, V., & Hirt, G. (2002). 7. LuK KOLLOQUIUM. In L. G. Co. (Hrsg.), *Elektromechanische Aktorik So kommen Getriebesysteme in die Gänge*.
- Reif, K. (Hrsg.). (2010). *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- Reik, W., Kimmig, K.-L., Elison, H.-D., Meinhard, R., & Raber, C. (2002). 7. LuK KOLLOQUIUM. In L. G. Co. (Hrsg.), *Neue Chancen für die Kupplung?* Bühl/Baden.
- Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG. (April 2014). *Schaeffler Automotive Aftermarket Deutschland*. (S. A. KG, Hrsg.) Abgerufen am 30. 10 2016 von Schaeffler Automotive Aftermarket Deutschland: [http://www.lukas.de/content.luk\\_as.de/de/mediathek/library/library-detail-language.jsp?id=68363392](http://www.lukas.de/content.luk_as.de/de/mediathek/library/library-detail-language.jsp?id=68363392)
- Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG. (April 2014). *Schaeffler Automotive Aftermarket Deutschland*. (S. A. Deutschland, Hrsg.) Abgerufen am 30. 10 2016 von Schaeffler Automotive Aftermarket Deutschland: [http://www.schaeffler-aftermarket.com/content.luk\\_as.de/de/mediathek/library/library-detail-language.jsp?id=67052801](http://www.schaeffler-aftermarket.com/content.luk_as.de/de/mediathek/library/library-detail-language.jsp?id=67052801)
- Übung 10: Methoden im Qualitätsmanagement. (2012). Institut für Industriebetriebslehre und Innovationsforschung.
- Wagner, U., Berger, R., Ehrlich, M., & Homm, M. (05 2006). 11. LuK KOLLOQUIUM. In L. G. KG (Hrsg.), *Elektromotorische Aktorik für Doppelkupplungsgetriebe*. Von Schaeffler Deutschland. abgerufen
- WeberAuto, & John, K. D. (21. 03 2015). <https://www.youtube.com>. (J. D. Kelly, Herausgeber, & J. D. Kelly, Produzent) Abgerufen am 05. 11 2016 von <https://www.youtube.com>: <https://www.youtube.com/watch?v=6iCRnAUftvI#t=2901>
- Welge, M. K., & Al- Laham, A. (1999). *Strategisches Management*. Wiesbaden: Dr. Th. Gabler GmbH.
- Will, D., & Gebhardt, N. (Hrsg.). (2011). *Hydraulik*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin.
- Wohinz, J. W. (2012/ 2013). *Skriptum Industriebetriebslehre*. Graz.
- Zunk, B. M., Grebnic, S., & Bauer, U. (2013). *Kostenrechnung*. Graz: LexisNexis Verlag ARD Orac GmbH & Co KG, Wien.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1 Kräfte am Fahrzeug (Fischer et al., 2012, S. 5).....	4
Abbildung 2.2 Verbrauchsbereiche im Motorkennfeld (Fischer et al., 2012, S. 8) .....	5
Abbildung 2.3 Betriebspunkte im Motorkennfeld (Fischer et al., 2012, S. 7) .....	6
Abbildung 2.4 Zugkraftdiagramm (Fischer et al., 2012, S. 10) .....	7
Abbildung 2.5 Prinzipskizze Getriebe (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 34).....	8
Abbildung 2.6 Spreizung (Naunheimer et al., 2007, S. 115) .....	10
Abbildung 2.7 Kriterien Auslegung höchster Gang (Fischer et al., 2012, S. 39) .....	11
Abbildung 2.8 Overdrive Auslegung (Naunheimer et al., 2007, S. 108) .....	12
Abbildung 2.9 Getriebestufen Zahnradgetriebe (Naunheimer et al., 2007, S. 156) .....	16
Abbildung 2.10: qualitativer Verlauf zugkraftunterbrochene Schaltung (Naunheimer et al., 2007, S. 157).....	17
Abbildung 2.11 qualitativer Verlauf ohne Zugkraftunterbrechung (Naunheimer et al., 2007, S. 158).....	17
Abbildung 2.12 Einteilung Schaltgetriebe in Fahrzeugen (Naunheimer et al., 2007, S. 2).....	18
Abbildung 2.13 a.) Vorgelegeausführung b.) Zwei-Stufengetriebe (Kirchner, 2007, S. 150) .....	22
Abbildung 2.14 Zahnradpaarungen (Künne, 2008, S. 366).....	23
Abbildung 2.15 vereinfachter Antriebsstrang (Fischer et al., 2012, S. 33).....	26
Abbildung 2.16 vereinfachtes Kupplungsbeispiel (vgl. Fischer et al., 2012, S. 33).....	26
Abbildung 2.17 Ersatzsystem Getriebe (Fischer et al., 2012, S. 48) .....	28
Abbildung 2.18 lastschaltende Zughochschaltung ohne Motormomenteingriff (Fischer et al., 2012, S. 50).....	29
Abbildung 2.19 lastschaltende Zughochschaltung mit Motormomenteingriff (Fischer et al., S. 52).....	31
Abbildung 2.20 Aufbau mechanische PKW Reibkupplung mit Momentenfluss (rot) bei geschlossener Kupplung (Naunheimer et al., 2007, S. 115) .....	33
Abbildung 2.21 Prinzipdarstellung Kupplung (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 108).....	34
Abbildung 2.22 a.) Kraft-Weg Diagramm Kupplung mit Tellerfeder b.) Reibkraft in Abhängigkeit von Betätigungskraft (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 108) .....	35
Abbildung 2.23 a.) Kraft-Weg Diagramm Kupplung mit Schraubenfeder b.) Reibkraft in Abhängigkeit von Betätigungskraft (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 2, 2016, S. 107).....	35

Abbildung 2.24 Prinzipskizze Synchronisierung (Fischer, Fahrzeuggetriebe Vorlesungsblock 1, 2016, S. 78).....	37
Abbildung 2.25 langsame Zughochschaltung mit Zugkraftunterbrechung (Fischer et al., 2012, S. 59) .....	38
Abbildung 2.26 schnelle Zughochschaltung mit Zugkraftunterbrechung (Fischer et al., 2012, S. 59) .....	40
Abbildung 2.27 Prinzipdarstellung Doppelkupplungsgetriebe (Naunheimer et al., 2007, S. 174) .....	41
Abbildung 2.28 Ablauf Hochschaltung DKG (Naunheimer et al., 2007, S. 174) .....	41
Abbildung 2.29 Doppelkupplung a.) radial angeordnet b.) axial angeordnet (Kirchner, 2007, S. 276).....	43
Abbildung 2.30 Betätigungsarten (vgl. Guo et al., 2015, S. 525ff).....	44
Abbildung 3.1 Wirkungsgradkette hydr. Aktuierung (Jiang, 2014, S. 14) .....	48
Abbildung 3.2 Leistungsfluss Hydraulik (vgl. Guo et al., 2015, S. 527) .....	49
Abbildung 3.3 a.) Außenzahnradpumpe b.) Mondsichelpumpe c.) Zahnringpumpe (Fischer et al., 2012, S. 165).....	51
Abbildung 3.4 a.) Flügelzellenpumpe b.) Axialkolbenpumpe (Fischer et al., 2012, S. 165 & 167) .....	52
Abbildung 3.5 a.) Schieberventil b.) Flachsitzventil (Reif, 2010, S. 192) .....	53
Abbildung 3.6 a.) Blasenspeichern, b.) Membranspeichern c.) Kolbenspeichern (Will & Gebhardt, 2011, S. 297) .....	55
Abbildung 3.7 Einteilung Elektromaschinen (Hofmann, 2014, S. 166) .....	56
Abbildung 3.8 hydr. Aktuatorik, Mechanisch betriebene Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 535) .....	59
Abbildung 3.9 hydr. Aktuatorik, Mechanisch betriebene, 2-stufige Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 538) .....	60
Abbildung 3.10 elektro- hydr. Aktuatorik, Mechanische + elektrische Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 540).....	61
Abbildung 3.11 elektro- hydr. Aktuatorik, Elektrisch betriebene Pumpen + Akkumulator (vgl. Guo et al., 2015, S. 542) .....	62
Abbildung 3.12 elektro- hydr. Aktuatorik, Elektrisch betriebene Pumpen + HD- Akkumulator (vgl. Guo et al., 2015, S. 544).....	63
Abbildung 3.13 LuK elektro-hydr. Powerpack (Wagner et al., 2006, S. 150).....	63
Abbildung 3.14 LuK elektro-hydr. Powerpack, Schaltvorgang (Wagner et al., 2006, S. 149) .....	64
Abbildung 3.15 Elektro-mechan. Kupplungs- und Schaltbetätigung + elektr. Pumpe (vgl. Guo et al., 2015, S. 546) .....	65



Abbildung 3.16 Elektro-mechan. Schaltbetätigung + elektr. Pumpen (vgl. Guo et al., 2015, S. 548).....	66
Abbildung 3.17 LuK externer Federbandausrücker (vgl. Pollak et al., 2002, S. 176; Reik et al., 2002, S. 167).....	67
Abbildung 3.18 LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator (Wagner et al., 2006, S. 139 & 143) .....	68
Abbildung 3.19 LuK elektro-mechanischer Hebelaktuator, Hebelwinkel (Wagner et al., 2006, S. 142) .....	68
Abbildung 3.20 Einbausituation LuK Hebelaktor (Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 23) .....	69
Abbildung 3.21 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator, Prinzipskizze (Deutschland Patentnr. DE 10 2014 210 777 A1 2015.07.09, 2014, S. 1) .....	69
Abbildung 3.22 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator (Koch M., 2015, S. 51) .....	70
Abbildung 3.23 BROSE elektro-mechanischer Hebelaktuator Funktion (Koch M., 2015, S. 52 & 53) .....	71
Abbildung 3.24 Schaltfingereinheit LuK Active Interlock (Wagner et al., 2006, S. 144).....	71
Abbildung 3.25 Funktion Schaltfingereinheit (Wagner et al., 2006, S. 144).....	72
Abbildung 3.26 GETRAG Schaltwalzen a.) für AMT (1: Elektromotor / 2: Schaltwalze / 3: Schaltgabel) b.) für DCT (1: Elektromotor / 2: Übersetzung / 3 Schaltwalze) (vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 501; DeVincent & Martin, 2015, S. 16).....	73
Abbildung 3.27 Einbausituation GETRAG Schaltwalzen im GETRAG 6DCT250 Getriebe (Krausche, 2015, S. 20).....	74
Abbildung 3.28 RICARDO Schalt- und Kupplungsbetätigung (vgl. Mephram, 2007, S. 19)....	75
Abbildung 3.29 Konzeptidee Hybridsystem .....	76
Abbildung 4.1 Arten des Benchmarking (Anderes, et al., 2009, S. 65).....	81
Abbildung 4.2 Unterscheidung nach Benchmarking Objekten (Anderes, et al., 2009, S. 66) 82	
Abbildung 4.3 VW DQ200 Oberkasten .....	84
Abbildung 4.4 Auszug Stückliste BG Oberkasten .....	86
Abbildung 4.5 Prozessschritte Halbfertigteil Oberkasten .....	87
Abbildung 4.6 Prozessschritte Bearbeitung Oberkasten .....	88
Abbildung 4.7 HSK Aktuatorik VW DQ 200.....	88
Abbildung 4.8 Produktbenchmark LuK Hebelaktuator.....	89
Abbildung 4.9 HSK Gegenüberstellung VW DQ 200 und LuK Hebelaktuator .....	90
Abbildung 4.10 GETRAG Schaltwalzen (vgl. Krausche, 2015, S. 52) .....	91

Abbildung 4.11 GETRAG Schaltwalzen Gehäuse E-Motor (vgl. Krausche, 2015, S. 52) .....	91
Abbildung 4.12 HSK Gegenüberstellung VW DQ 200 und GETRAG Schaltwalzen .....	92
Abbildung 4.13 Vergleich HSK Aktuatoren .....	92
Abbildung 4.14 Vergleich HSK Aktuatoren DKG komplett absolut .....	93
Abbildung 4.15 Vergleich HSK Aktuatoren DKG komplett prozentual .....	93
Abbildung 5.1 LuK Hebelaktuator (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 17).....	95
Abbildung 5.2 Spindel LuK Hebelaktuator .....	95
Abbildung 5.3 Rollen LuK Hebelaktuator .....	96
Abbildung 5.4 Traverse LuK Hebelaktuator .....	96
Abbildung 5.5 Bearbeitung Getriebeglocke LuK Hebelaktuator (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 22) .....	97
Abbildung 5.6 Federspeicher LuK Hebelaktuator.....	97
Abbildung 5.7 Aufbau Federspeicher LuK Hebelaktuator (vgl. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2014, S. 17) .....	97
Abbildung 5.8 Einrückhebel LuK Hebelaktuator.....	98
Abbildung 5.9 Prinzipskizze LuK Hebelaktuator (vgl. Wagner et al., 2006, S. 140).....	98
Abbildung 5.10 NO- Funktion LuK Hebelaktuator (vgl. Wagner et al, 2006, S. 141) .....	99
Abbildung 5.11 Reduktion Bauteile LuK Hebelaktuator (vgl. Wagner et al., 2006, S. 139 & 143) .....	100
Abbildung 5.12 Vereinfachung des LuK-Hebelaktuators zu Schraubenmodell.....	102
Abbildung 5.13 Kräfte im Gewinde Schraubenmodell (vgl. Künne, 2003, S.294) .....	103
Abbildung 5.14 a.) Kräftesituation- b.) Kräfteplan- Schraubenmodell Senken der Mutter....	105
Abbildung 5.15 a.) Kräftesituation- b.) Kräfteplan- Schraubenmodell Heben der Mutter .....	106
Abbildung 5.16 Momente Schraubenmodell .....	107
Abbildung 5.17 Koppelplan Schraubenmodell Ebene 1 .....	108
Abbildung 5.18 Koppelplan Schraubenmodell Ebene 2 .....	108
Abbildung 5.19 Koppelplan Schraubenmodell Ebene 3 a.) $M_A$ b.) $M_R$ .....	109
Abbildung 5.20 MatLab m- File Schraubenmodell .....	109
Abbildung 5.21 Ergebnis Schraubenmodell $M_{An}=0$ .....	110
Abbildung 5.22 Ergebnis Schraubenmodell $M_{An}=0$ ohne Grenzen .....	111
Abbildung 5.23 Schraubenmodell $M_{An} = \text{konst.}$ .....	112
Abbildung 5.24 Schraubenmodell Momentensprung .....	113

Abbildung 5.25 Koppelplan 2 Schraubenmodell Ebene 2 .....	114
Abbildung 5.26 Koppelplan Schraubenmodell $M_x$ .....	114
Abbildung 5.27 Schraubenmodell Momentensprung 2.....	115
Abbildung 5.28 Koppelplan neu Schraubenmodell Ebene 3 a.) $M_A$ b.) $M_R$ .....	116
Abbildung 5.29 Schraubenmodell Momentensprung 3.....	117
Abbildung 5.30 Schraubenmodell Momentensprung 4.....	118
Abbildung 5.31 Kräfte Spindel Phase 0 LuK Hebelaktuator .....	119
Abbildung 5.32 Einbausituation Verbindungsblech am Hebel .....	120
Abbildung 5.33 Kräfte am Hebel Phase 0 LuK Hebelaktuator.....	120
Abbildung 5.34 Kräfte an der Traverse Phase 0 LuK Hebelaktuator .....	122
Abbildung 5.35 Koppelplan Ebene 1 LuK Hebelaktuator Phase 0 .....	123
Abbildung 5.36 Koppelplan $\varphi_H$ LuK Hebelaktuator Phase 0.....	124
Abbildung 5.37 a.) Zähler Koppelplan $\varphi_H$ LuK Hebelaktuator Phase 0 b.) Nenner Koppelplan $\varphi_H$ LuK Hebelaktuator Phase 0.....	124
Abbildung 5.38 a.) Koppelplan Federkraft- b.) Koppelplan Kupplungskraft LuK Hebelaktuator Phase 0.....	124
Abbildung 5.39 LuK Hebelaktuator Phase 0 Detail .....	126
Abbildung 5.40 $\varphi_H$ über $x_{Tr}$ .....	126
Abbildung 5.41 Ersatzschaltbild Gleichstrommotor (vgl. Hofer, 2011, S. 5) .....	127
Abbildung 5.42 Kräfte Spindel Phase 1 LuK-Hebelaktuator.....	129
Abbildung 5.43 Kräfte am Hebel Phase 1 LuK Hebelaktuator.....	129
Abbildung 5.44 Kräfte an der Traverse Phase 1 LuK Hebelaktuator .....	130
Abbildung 5.45 Kräfte Spindel Phase 2 LuK Hebelaktuator .....	131
Abbildung 5.46 Kräfte am Hebel Phase 2 LuK Hebelaktuator.....	132
Abbildung 5.47 Kräfte an der Traverse Phase 2 LuK Hebelaktuator .....	133
Abbildung 5.48 Kräfte an der Schaltwalze GETRAG Schaltwalzen (vgl. Krausche, 2015, S. 52) .....	136
Abbildung 5.49 Koppelplan Ebene 1 GETRAG-Schaltwalzen.....	138
Abbildung 5.50 Koppelplan E-Motor GETRAG-Schaltwalzen .....	138
Abbildung 6.1 Ausfallskurve (Wohinz, 2012/ 2013, S. 4-16) .....	140
Abbildung 6.2 Ermittlung Risikoprioritätszahl (Wohinz, 2012/ 2013, S. 8-19).....	141
Abbildung 6.3 FMEA Formblatt (vgl. (Institut für Industriebetriebslehre und Innovationsforschung, 2012, S. 10ff) .....	143

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1 Übersetzungsverhältnisse (vgl. Fischer et al., 2012, S. 37) .....	9
Tabelle 2.2 Begriffe zu Übersetzung und Gang (vgl. Fischer et al., 2012, S. 37) .....	9
Tabelle 2.3 Getriebespreizungen (vgl. Naunheimer et al., 2007, S. 104) .....	12
Tabelle 2.4 Leistungsübertragende Element und Wirkprinzipien (vgl. Fischer et al., 2012, S. 97).....	15
Tabelle 2.5 übliche Antriebskonfigurationen (vgl. Fischer et al., 2012, S. 218; Naunheimer et al., 2007, S. 141) .....	19
Tabelle 2.6 Anordnung des Getriebes im Fahrzeug (vgl. Fischer et al., 2012, S. 218; Naunheimer et al., 2007, S. 142) .....	19
Tabelle 2.7 Schaltungstypen (Vgl. Fischer et al., 2012, S. 48).....	27
Tabelle 2.8 Hybridklassen (vgl. Hofmann, 2014, S. 25) .....	46
Tabelle 3.1 Vergleich recherchierter Systeme .....	77
Tabelle 4.1: Ermittlung Herstellkosten (vgl. Zunk et al., 2013, S. 118) .....	79
Tabelle 6.1 FMEA Bewertungstabelle (vgl. Industriebetriebslehre und Innovationsforschung 2012, S. 10ff).....	141

## Abkürzungsverzeichnis


ATF	automatic transmission fluid
bzw.	beziehungsweise
DKG	Doppelkupplungsgetriebe
e- mechan.	elektro- mechanisch
elektr.	elektrisch
etc.	et cetera
ext.	extern
FMEA	failure mode and effects analysis
Fzg.	Fahrzeug
Geschw.	Geschwindigkeit
ggf.	gegebenenfalls
Glg.	Gleichung
hydr.	hydraulisch
i.d.R.	in der Regel
komb.	kombiniert
lt.	laut
max.	maximal
N	Newton
NEDC	new european driving cycle
Nm	Newtonmeter
PKW	Personenkraftwagen
PWM	Pulsweitenmodulierung
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VW	Volkswagen

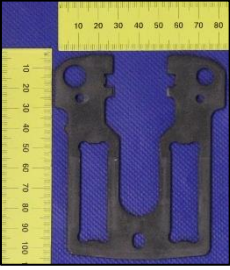
## **Anhang**

**Anhang 1: Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator .....157**

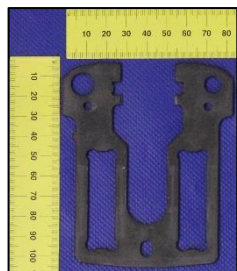
**Anhang 2: Konstruktions- FMEA GETRAG Schaltwalzen .....167**

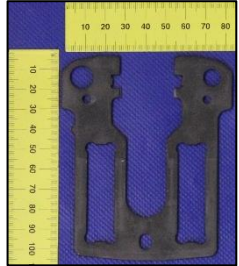

## Anhang 1: Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator



Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktions-element/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebel-aktuator	Hebel		Kraftübertragung auf Kupplung	maximales Biegemoment	Hebel bricht	Systemausfall (Kupplung öffnet automatisch), Kupplung kann nicht ausgerückt werden, kein Kuppelvorgang	Überlastung	1	9	2	18	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden
					Hebel verformt sich	Beeinträchtigung Momentenverlauf an Kupplung; gewünschter Verlauf kann nicht mehr eingestellt werden; Probleme bei Momentenübergabe in der Überschneidungsphase der Kupplungen	Materialfehler	2	9	2	36	Langzeittests an Belastungsgrenze
					Hebel verformt sich	Beeinträchtigung Momentenverlauf an Kupplung; gewünschter Verlauf kann nicht mehr eingestellt werden; Probleme bei Momentenübergabe in der Überschneidungsphase der Kupplungen	unzureichende Steifigkeit des Hebels	2	6	2	24	Funktionsprüfung an Belastungsgrenze;
					Hebel verformt sich	Beeinträchtigung Momentenverlauf an Kupplung; gewünschter Verlauf kann nicht mehr eingestellt werden; Probleme bei Momentenübergabe in der Überschneidungsphase der Kupplungen	falsches Material	2	6	4	48	Langzeittests
			Reibung	geringer Verschleiß	starker Verschleiß an Rollenbahn durch zu hohe Reibung	Rollenbahn an Hebel läuft ein, dadurch exakte Positionierung der Rollen nicht mehr möglich; Momentenverlauf an der Kupplung nicht mehr exakt regelbar	zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	6	2	24	Langzeittests
							unzureichende Härte	2	6	2	24	Materialermüdung testen
			geringer Widerstand	erhöhte Reibung an Abrollstellen der Rollen	Energieaufwand steigt, Belastung für Spindel und Elektromotor steigt	falsches Material	2	3	2	12	Funktionsstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests	
						zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	3	2	12	Funktionsstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests	


Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Grundplatte		Führung Rollen	parallele Führung beider Rollen	Rollen laufen in der Bahn der Grundplatte schief ab und verklemmen	Systemausfall (Kupplung öffnet nicht automatisch), die Traverse kann sich nicht mehr bewegen. Somit verbleibt Kupplung im momentanen Zustand.	falsche Toleranzen	2	10	2	40	Funktionsprüfung (einfacher Funktionstest ausreichend, da Spiel zwischen Rollen und Grundplatte groß sein kann)
							Partikel verlegen Abstand zwischen Grundplatte und Rollen	2	10	2	40	Langzeittests
							Grundplatte verformt sich	2	10	2	40	Langzeittests; Tests bei erhöhter thermischer Belastung
LuK-Hebelaktuator	Grundplatte		Verschraubung mit Getriebeglocke	max. Belastbarkeit	Grundplatte bricht	Grundplatte löst sich, Führung der Rollen nicht möglich, Systemausfall (Kupplung öffnet automatisch)	Materialfehler	1	9	2	18	Funktionsprüfung bei mit Belastungsgrenze
							Ebenheit Montagestelle in Getriebeglocke unzureichend	2	9	2	36	Montagestelle prüfen
							unzureichende Elastizität der Grundplatte	2	9	2	36	Funktionsprüfung bei mit Belastungsgrenze
							Materialfehler	2	6	2	24	Funktionsprüfung bei mit Belastungsgrenze
							Ebenheit Montagestelle in Getriebeglocke unzureichend	2	6	2	24	Montagestelle prüfen

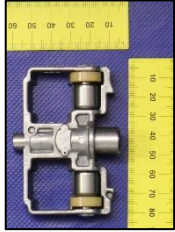


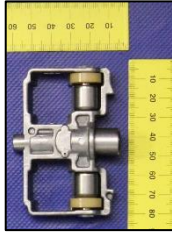
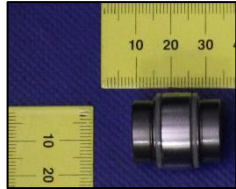
Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktions-element/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Grundplatte		Verschraubung mit Getriebeglocke	exakte Positionierung zu Getriebewelle	Grundplatte brich	Position Aktuator zu Getriebewelle falsch, ungleichmäßige Belastung Ausrücklager, dadurch erhöhter Verschleiß an Lager; ungleichmäßige Belastung an Kupplungsscheibe, dadurch unregelmäßiger Verschleiß	unzureichende Elastizität der Grundplatte	2	6	2	24	Funktionsprüfung bei mit Belastungsgrenze
					Grundplatte verformt sich	Position Aktuator zu Getriebewelle falsch, ungleichmäßige Belastung Ausrücklager, dadurch erhöhter Verschleiß an Lager; ungleichmäßige Belastung an Kupplungsscheibe, dadurch unregelmäßiger Verschleiß	Materialfehler	2	6	2	24	Funktionsprüfung bei mit Belastungsgrenze
					Ebenheit Montagestelle in Getriebeglocke unzureichend		2	6	2	24	Montagestelle prüfen	


Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Grundplatte		Reibung	geringer Widerstand	erhöhte Reibung an Abrollstellen der Rollen	Energieaufwand steigt, Belastung für Spindel und Elektromotor steigen	falsches Material	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
							zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
				geringer Verschleiß	Verschleiß an Rollenbahn durch zu hohe Reibung	Rollenbahn an Grundplatte läuft ein, dadurch exakte Positionierung der Rollen nicht mehr möglich; Momentenverlauf an der Kupplung nicht mehr exakt regelbar	falsches Material	2	9	4	72	Langzeittests
							unzureichende Härte	2	9	2	36	Materialermüdung testen
LuK Hebelaktuator	Klammer		Fixierung	Fixierung Spindelkopf zusammen mit Kunststoffklammer	Klammer bricht	Spindelachse verdreht sich unzulässig zu Grundplatte und Hebel, erhöhte Belastung auf Spindel kann zum Bruch führen; erhöhter Verschleiß an Spindel; Systemausfall, wenn Spindel klemmt	Materialfehler	1	10	2	20	Funktionstest an Belastungsgrenze Langzeittests
					Klammer verformt sich							



Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Faltenbalg		Dichtheit	Abdichtung Spindel	Undichtigkeit	Austritt von Schmierfett für Spindel und Verunreinigungen an der Spindel können zum Blockieren der Spindel führen (Kupplung öffnet nicht automatisch).	Alterung; Verschleiß; Materialfehler	2	10	4	80	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden
LuK-Hebelaktuator	Kunststoffklammer		Fixierung	Fixierung Spindelkopf zusammen mit Klammer	Kunststoffklammer bricht	Spindelachse verdreht sich unzulässig zu Grundplatte und Hebel, erhöhte Belastung auf Spindel kann zum Bruch führen; erhöhter Verschleiß an Spindel; Systemausfall, wenn Spindel klemmt	Materialfehler; Alterung; Verschleiß	1	10	4	40	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden;

Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Traverse		Übertragung rotatorische Bewegung der Spindel in translatorische Bewegung	exakte Positionierung der Rollen am Hebel	Traverse bricht	Systemausfall, da Rollen nicht mehr in Position gehalten werden (Kupplung öffnet nicht automatisch)	Materialfehler (Lunker);Überlastung	1	10	4	40	Röntgenprüfung jedes Bauteils
					Abstand zwischen Rollen und Traverse durch Ablagerungen verlegt	erhöhter Widerstand führt zu erhöhtem Energieaufwand und Belastung an der Spindel	falsches Material	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes Langzeittest
				exakte Positionierung der Rollen am Hebel	Spindelmutter in Traverse verschleißt	Spindel dreht leer durch, es kommt zu Systemausfall (Kupplung öffnet trotzdem automatisch); Ungenaue Positionierung durch zu großes Längsspiel der Spindelmutter führen zu ungenauen Kupplungsmomenten.	Überlastung;	1	9	2	18	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden; Dauerlauf an Belastungsgrenze
							falsches Material	2	9	4	72	Dauerlauf an Belastungsgrenze; Langzeittests

Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Traverse		Übertragung rotatorische Bewegung der Spindel in translatorische Bewegung	exakte Positionierung der Rollen am Hebel	Spindelmutter in Traverse verschleißt	Spindel dreht leer durch, Systemausfall (Kupplung öffnet trotzdem automatisch); Ungenaue Positionierung durch zu großes Längsspiel der Spindelmutter führt zu ungenauen Kupplungsmomenten	unzureichende Schmierung	2	9	2	36	Lebensdauerschmierung vorsehen Langzeittest
			Übertragung rotatorische Bewegung der Spindel in translatorische Bewegung	Übertragung der Bewegung und damit Verlagerung des Auflagerpunktes	Spindelmutter in Traverse verschleißt	Spindel verklemmt, es kommt zu Systemausfall (Kupplung öffnet nicht automatisch).	Überlastung;	2	10	2	40	Funktionsprüfung an Belastungsgrenze
			falsches Material	2	10	4	80	Funktionsprüfung an Belastungsgrenze				

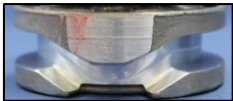
Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Traverse		Übertragung rotatorische Bewegung der Spindel in translatorische Bewegung	Übertragung der Bewegung und damit Verlagerung des Auflagerpunktes	Spindelmutter in Traverse verschleißt	Spindel verklemmt, Systemausfall (Kupplung öffnet nicht automatisch)	unzureichende Schmierung	2	10	2	40	Langzeittests
	Rollen		Kraftübertragung	Übertragung der Federkraft auf Kupplung	Rolle bricht	Systemausfall (Kupplung öffnet nicht automatisch)	Überlastung; Verschleiß	1	10	2	20	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden
			Reibung	geringer Widerstand	erhöhte Reibung zwischen Rollen und Grundplatte sowie am Hebel	erhöhter Energieaufwand durch hohe Reibung der Rollen; erhöhte Belastung der Spindel und des Elektromotors	falsches Material	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
							zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
							zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	9	2	36	Langzeittests
							falsches Material	2	9	4	72	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden;
	geringer Verschleiß	Einlaufen der Rollen durch zu hohe Reibung	Rollen laufen nicht mehr gleichmäßig an Hebel und Grundplatte, Momentenverlauf an der Kupplung nicht mehr exakt regelbar	unzureichende Härte	2	9	2	36	Materialermüdung testen			


Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
LuK-Hebelaktuator	Spindel		Positionierung	exakte Positionierung der Traverse	Spindel bricht	Systemausfall (Kupplung öffnet automatisch)	Materialfehler; Verschleiß durch zu wenig Schmiermittel; Montagefehler (Kugeln in Kugelumlaufgewinde)	1	9	2	18	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden; Funktionsprüfung mit Belastungsgrenze; Definierte Menge an Schmiermittel (Portioniert) bei Montage
					Spindel verschleißt	Spindel hat zu großes Längsspiel, exaktes Kupplungsmoment nicht einstellbar; Spindel dreht leer durch, es kommt zu Systemausfall (Kupplung öffnet trotzdem automatisch);	falsche Materialpaarung; zu wenig Schmiermittel	2	9	4	72	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden
			Momentenübertragung	Übertragung Drehmoment des E-Motor	Aufnahme E-Motor an Spindelkopf verschleißt	Motor dreht leer durch, Kupplung kann nicht ausgerückt werden, es kommt zu Systemausfall (Kupplung öffnet automatisch);	falsches Material	1	9	2	18	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden; Dauerlauf an Belastungsgrenze;
							unzureichende Härte des Spindelkopfes	1	9	2	18	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden; Dauerlauf an Belastungsgrenze;

Konstruktions-FMEA LuK-Hebelaktuator													
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme	
LuK-Hebelaktuator	Spindel		Reibung	geringer Widerstand	erhöhte Reibung in der Spindel	erhöhter Energieaufwand durch hohe Reibung; erhöhte Belastung der Spindel und des Elektromotors	falsche Materialpaarung	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests	
							zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	3	2	12		Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
							Verschleiß						
LuK-Hebelaktuator	Gegenfeder		Energiespeicher	Freigabe von Energie zur Betätigung der Kupplung	Federbruch	Betätigungskraft der Federn zu gering, Kupplung kann nicht ausgerückt werden, Systemausfall (Kupplung öffnet automatisch)	Materialfehler; Überlastung	1	9	4	36	Erfahrungen aus Langzeittests verwenden;	
LuK-Hebelaktuator	Elektromotor		Antrieb der Spindel	hohe Stelldynamik, hohe Lebensdauer, geringer Energieverbrauch	therm. Überlastung Lagerschaden	Kupplung kann nicht ausgerückt werden, Systemausfall (Kupplung öffnet automatisch)	Überlastung E-Motor; defekter E-Motor	2	9	2	36	Funktionsprüfung mit Belastungsgrenze; Überlastschutz für E-Motor vorsehen	




**Anhang 2: Konstruktions- FMEA GETRAG Schaltwalzen**

Konstruktions-FMEA GETRAG-Schaltwalzen												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
GETRAG-Schaltwalzen	Grundkörper		Rotation in Translation wandeln	Wandeln des Drehmoments vom Elektromotor in Schaltkraft für Schaltstange	Bruch des Grundkörpers	Elektromotor dreht leer durch, Gang wird nicht eingelegt	falsches Material; Überlastung	1	9	2	18	Funktionsprüfung an Belastungsgrenze Lanezeittests
				Führung des Gleitstücks und damit der Schaltstange		Gleitstück der Schaltstange wird translatorisch nicht bewegt, somit wird gewünschter Gang nicht eingelegt		1	9	2	18	Funktionsprüfung an Belastungsgrenze
			Reibung	geringer Widerstand	zu hoher Widerstand bei der Verdrehung des Grundkörpers	Energieaufwand für Betätigung steigt, erhöhte Belastung an Zahnrädern und für Elektromotor steigt	zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
							falsches Material	2	3	2	12	
				geringer Verschleiß	hoher Verschleiß an Nut des Grundkörpers durch zu hohe Reibung	Notwendige Schaltkraft wird nicht aufgebracht, Gang kann nicht eingelegt werden; Bei ungleichmäßigem Verschleiß wird notwendige Kraft für die Vorsynchronisierung über den Reibkonus nicht aufgebracht und führt somit zu stark erhöhtem Schaltgeräusch.	falsches Material	2	9	4	72	Langzeittests
							zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	9	4	72	Langzeittests
			geringer Verschleiß	Ablagerungen in der Nut des Grundkörpers, Verklemmen des Grundkörpers mit dem Gleitstück der Schaltstange	Durch Verklemmung kann Grundkörper durch Elektromotor nicht mehr verdreht werden, Schaltstange bleibt in Position hängen, diese kann in unterschiedlichen Bereichen der Synchronisation zu starken Schäden führen.	unzureichende Härte	2	9	4	72	Materialermüdung testen; Langzeittests	
						falsches Material; durch Verschleiß wird der Steigungswinkel in der Nut negativ beeinflusst;	2	10	4	80	Langzeittests	

Konstruktions-FMEA GETRAG-Schaltwalzen												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
GETRAG-Schaltwalzen	Antriebsrad		Momentenübertragung	Übertragung des Drehmoments vom Elektromotor auf den Grundkörper	Zahnbruch	Zeit für die Schaltbetätigung verlängert sich, da es dauert, bis nächster Zahn eingreift.	Materialpaarung; Überlastung	2	6	2	24	Langzeittests; Funktionsprüfung an Belastungsgrenze
						Elektromotor dreht über den fehlenden Zahn, Belastung auf nächste Zähne durch schlagartige Kraft erhöht und führt zu weiteren Zahnbrüchen.		2	6	2	24	
					Verschleiß an den Zähnen	starke Belastung bei Drehrichtungswechsel von einer Zahnflanke zur nächsten; kann zu Zahnbruch führen;	falsche Materialpaarung; Überlastung;	2	6	2	24	Langzeittests; Funktionsprüfung an Belastungsgrenze
						erhöhtes Flankenspiel führt zu erhöhter Geräuschkulisse	falsche Materialpaarung; Überlastung;	2	4	2	16	Langzeittests; Funktionsprüfung an Belastungsgrenze

Konstruktions-FMEA GETRAG-Schaltwalzen												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
GETRAG-Schaltwalzen	Achse		Positionierung	korrekte Positionierung des Grundkörpers (und damit auch des Antriebsrades) im Getriebe	Position des Grundkörpers zum Gleitstück falsch	Durch Verklemmung zwischen Nut des Grundkörpers und Gleitstück kann Grundkörper durch Elektromotor nicht mehr verdreht werden, Schaltstange bleibt in Position hängen, diese kann in unterschiedlichen Bereichen der Synchronisation zu starken Schäden führen.	Lagerstelle der Achse im Getriebe ungenau ausgeführt	2	10	2	40	Vermessung der Lagerstellen
					Position des Antriebsrades zu den Zwischenrädern falsch	Zähne von Antriebs- und Zwischenrad laufen schief ab, hoher Verschleiß, hohe Belastung und Verschlechterung des Wirkungsgrades		2	3	2	12	
			Reibung	geringer Verschleiß	hoher Verschleiß der Welle führt zu ungenauer Positionierung von Grundkörper und Antriebsrad	Verklemmen des Gleitstücks in der Nut des Grundkörpers, Grundkörper kann durch Elektromotor nicht mehr verdreht werden, Schaltstange bleibt in Position hängen, diese kann in unterschiedlichen Bereichen der Synchronisation zu starken Schäden führen	unzureichende Härte; falsche Materialpaarung	2	10	4	18	Materialermüdung testen; Langzeittests
						Zähne von Antriebs- und Zwischenrad laufen schief ab, hoher Verschleiß, hohe Belastung und Verschlechterung des Wirkungsgrades		2	3	2	12	

Konstruktions-FMEA GETRAG-Schaltwalzen												
Systembezeichnung	Konstruktionselement/ Bauteil	Abbildung	Funktion	Anforderung	potentielle Fehler	potentielle Fehlerfolgen	potentielle Fehlerursachen	A	B	E	RPZ	empfohlene Maßnahme
GETRAG-Schaltwalzen	Achse		Reibung	geringer Widerstand	zu hoher Widerstand zwischen Welle und Grundkörper bei der Verdrehung des Grundkörpers	erhöhter Energieaufwand nötig; Belastung für die Zähne und den Elektromotor steigt	falsche Materialpaarung	2	3	2	12	Funktionstest mit gleichzeitiger Messung des nötigen Energieaufwandes; Langzeittests
						zu hohe Oberflächenrauigkeit	2	3	2	12		
	Zwischenrad 1 / Zwischenrad 2		Momentenübertragung	Übertragung des Drehmoments vom Elektromotor auf den Grundkörper	Zahnbruch	Zeit für die Schaltbetätigung verlängert sich, da es dauert bis nächster Zahn eingreift	Materialpaarung; Überlastung	2	7	2	28	Langzeittests; Funktionsprüfung an Belastungsgrenze
						Elektromotor dreht über den fehlenden Zahn, Belastung auf nächste Zähne durch schlagartige Kraft erhöht und führt zu weiteren Zahnbrüchen.		2	9	2	36	
						Verschleiß an den Zähnen	Starke Belastung bei Drehrichtungswechsel von einer Zahnflanke zur nächsten führt zu Zahnbrüchen.	falsche Materialpaarung; Überlastung;	2	9	2	
					Erhöhtes Flankenspiel führt zu erhöhter Geräuschkulisse.		falsche Materialpaarung; Überlastung;	2	4	2	16	Langzeittests; Funktionsprüfung an Belastungsgrenze
	Elektromotor			Momentenbereitstellung	stellt Drehmoment für Aktuierung bereits und erzeugt Drehbewegung	Ausfall	Verdrehung der Schaltwalze nicht möglich, Schaltvorgang kann nicht erfolgen.	Überlastung E-Motor; defekter E-Motor	2	9	2	36