



Patrick Glettler, BSc

Durchgängige mechatronische Auslegung am Beispiel eines  
Kupplungssystems in einem Verteilergetriebe

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau

eingereicht an der

**Technische Universität Graz**

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Fahrzeugtechnik

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz

Dipl.-Ing. Daniel Jäger

Dipl.-Ing. Markus Bichler

Graz, Mai 2019

Gesperrt bis Mai 2024

In Kooperation mit:



## Danksagung

Ich möchte mich auf diesem Wege bei meinen Betreuern Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz für die gute und konstruktive Zusammenarbeit bedanken.

Auch bei meinen Betreuern bei Magna Powertrain, Herrn Dipl. Ing. Daniel Jäger und Herrn Dipl. Ing. Markus Bichler, welche mir immer unterstützend zur Seite gestanden sind, möchte ich mich herzlich bedanken. Ich hatte die Möglichkeit, schon im Vorfeld bei Magna Powertrain tätig zu sein und bereits in dieser Zeit wurde mir immer ein hohes Maß an Vertrauen und Respekt entgegengebracht, wofür ich mich auch bei allen anderen Kollegen bedanken möchte.

Weiters ist es mir ein Bedürfnis meinen Eltern Martha & Markus Glettler meinen Dank auszusprechen. Ohne sie hätte ich nicht die Möglichkeit gehabt, mit meiner Ausbildung da zu sein, wo ich mich nun befinde.

Einen besonderen Dank möchte ich meiner Freundin Mag.<sup>a</sup> Verena Nikolai aussprechen, die mir nicht nur im privaten Leben zur Seite steht, sondern mich auch in der gesamten Studienzzeit unterstützte.

## EIDESSTÄTLICHE 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 .....

.....

(Patrick Glettler)

## 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.

Date .....

.....

(Patrick Glettler)

## **Abstract**

This master thesis deals with the design and calculation of an electromechanical actuation for wet multi-disc clutches as they are represented in the product portfolio of Magna Powertrain. A design tool is developed for the concept phase, which will already support system analyses based on specific key values.

The first part of the work focuses on the design and function of wet multi-disc clutches and their different actuating mechanisms. The most important mechanisms of clutch actuation are presented and their functionalities are explained.

The following part deals with the reference transfer case, which is the basis for the later simulation. In this section, the essential requirements for a transfer case are explained and then the requirements for the associated coupling system are analyzed and defined, which are relevant for the creation of the simulation model. Furthermore, the essential influencing factors on the coupling system and the transfer case are defined.

Subsequently, the current dimensioning methods in the concept phase are described and their approaches are compared. In addition, the design methods are visualized in a flow chart.

Afterwards, the structure of the new design calculation and design tool is presented. In this section, the main optimization parameters are determined as well as the system-specific key values.

The essential part of the work involves the creation of the simulation model, in which the basics and the structure, used in the design tool, are described. Before creation of the model, an interface analysis of the actuator chain was developed in which the kinematic and energetic relationships are visualized. Building on this, the development of the individual components of the actuation chain is explained and their validation against measurement results from actual applications is presented.

In the final part of the work, the findings and their visualization of the results from the design-tool are presented, for which the design tool was run through, based on the parameters of the reference transfer case. In this section, the different simulations for the calculation of the specific key figures are also described.

## Kurzfassung

Diese Masterarbeit befasst sich mit der Auslegung und Berechnung einer elektromechanischen Aktuierung für nasslaufende Mehrscheiben-Lamellenkupplungen, wie sie im Produktportfolio der Magna Powertrain vertreten sind. Dabei wird für die Konzeptphase ein Auslegungstool erarbeitet, welches bereits Systemanalysen anhand von spezifischen Kennzahlen zur Verfügung stellen soll.

Der erste Teil der Arbeit befasst sich mit dem Aufbau und der Funktion einer nasslaufenden Mehrscheiben-Lamellenkupplung und deren möglichen Betätigungseinrichtungen. Es werden die wichtigsten Methoden der Kupplungsaktuierung vorgestellt und die Funktionsweisen erklärt.

Der anschließende Teil beschäftigt sich mit dem Referenz-Verteilergetriebe, welches für die spätere Simulation als Grundlage dient. In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Anforderungen an ein Verteilergetriebe allgemein erläutert und anschließend die Anforderungen an das zugehörige Kupplungssystem analysiert und definiert. Diese Anforderungen sind wiederum maßgeblich für die Erstellung des Simulationsmodells. Weiters werden die wesentlichen Einflussfaktoren auf das Kupplungssystem und das Verteilergetriebe beschrieben.

Darauffolgend werden die derzeitigen Auslegungsmethoden in der Konzeptphase beschrieben und deren Herangehensweisen gegenübergestellt. Zusätzlich werden die Auslegungsmethoden in einem Ablaufdiagramm visualisiert.

Anschließend wird der Aufbau der neuen Auslegungsberechnung bzw. des Auslegungstools dargelegt. In diesem Abschnitt werden weiters die wesentlichen Optimierungsparameter bestimmt, sowie die systemspezifischen Kennzahlen festgelegt.

Der wesentliche Teil der Arbeit befasst sich mit der Erstellung des Simulationsmodells. Darin werden die Grundlagen und der Aufbau des, im Auslegungstool verwendeten, Simulationsmodells beschrieben. Es wurde vor der Erstellung des Modells eine Schnittstellenanalyse der Aktuatorikkette erarbeitet, in welcher die kinematischen und energetischen Zusammenhänge visualisiert sind. Darauf aufbauend werden die Erarbeitung der einzelnen Bauteile der Aktuatorikkette erläutert sowie deren Validierung gegen reale Messungen dargestellt.

Im abschließenden Teil der Arbeit werden die Ergebnisse und die Visualisierung der Ergebnisse aus der Auslegung vorgestellt. Dafür wird die Auslegung anhand der Parameter des Referenz-Verteilergetriebes durchlaufen. Es werden in diesem Kapitel weiters die unterschiedlichen Simulationen zur Berechnung der spezifischen Kennzahlen beschrieben.

## Abkürzungsverzeichnis

2WD .....	2-Wheel Drive	MS.....	Microsoft
4WD .....	4-Wheel Drive	MSLK.....	Mehrscheiben Lamellenkupplung
ANL.....	Axial-Nadellager	NLPQL	non-linear sequential quadratic programming
BLDC.....	brushless direct current motor	NVH.....	Noise-Vibration-Harshness
c .....	Federkonstante	PID .....	proportional-integral-derivative
CAD .....	computer-aided-design	PKW .....	Personenkraftwagen
CAX.....	computer-aided x	P <sub>r</sub> .....	Reibleistung
ECU .....	Electronic Control Unit	Q <sub>max</sub> .....	maximal zulässige Wärmemenge
EOL.....	End-of-Line	RAD .....	Rear axle drive
F <sub>a</sub> .....	Normalkraft / Axialkraft	R <sub>ECU</sub> .....	Innenwiderstand der ECU
FAD .....	Front axle drive	RWDR.....	Radialwellendichtring
FEM.....	Finite-Elemente-Methode	T .....	Temperatur
F <sub>r</sub> .....	Reibkraft	vgl .....	vergleiche
GUI.....	graphical user interface	x .....	axialer Weg der Kugelrampe
i .....	Übersetzung einer Verzahnung	α .....	Steigungswinkel der Kugelrampe
MKS.....	Mehrkörpersimulation	η .....	Wirkungsgrad
MPT.....	MAGNA Powertrain GmbH & Co KG	φ .....	Verdrehwinkel

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Motivation .....</b>	<b>- 1 -</b>
1.1	Aufgabenbeschreibung .....	- 1 -
1.2	Ausgangssituation .....	- 2 -
1.3	Entwicklungsprozess und Bereichsabgrenzung .....	- 2 -
<b>2</b>	<b>Kupplungs-System in einem Verteilergetriebe .....</b>	<b>- 4 -</b>
2.1	Funktion .....	- 5 -
2.2	Aufbau .....	- 6 -
2.3	Kupplungsaktuierung .....	- 7 -
2.3.1	<i>Mechanische Aktuierung</i> .....	- 8 -
2.3.2	<i>Hydraulische Aktuierung</i> .....	- 8 -
2.3.3	<i>Elektromechanische Aktuierung</i> .....	- 9 -
2.3.4	<i>Elektromagnetische Aktuierung</i> .....	- 10 -
<b>3</b>	<b>Systembeschreibung Referenzgetriebe MPT .....</b>	<b>- 11 -</b>
3.1	Anforderungen an das Referenzgetriebe .....	- 13 -
3.2	Aktuatorikkette .....	- 15 -
3.2.1	<i>Kraftfluss des Kupplungssystems</i> .....	- 15 -
3.2.2	<i>Aktuatormotor</i> .....	- 16 -
3.2.3	<i>Stellmechanik</i> .....	- 16 -
3.2.4	<i>Kupplungspaket</i> .....	- 17 -
3.3	Einflussfaktoren auf das Kupplungssystem .....	- 18 -
3.3.1	<i>Reibung</i> .....	- 18 -
3.3.2	<i>Steifigkeiten</i> .....	- 18 -
3.3.3	<i>Verschleiß</i> .....	- 19 -
3.3.4	<i>Zielkonflikt Dynamik zu Bauteilschutz</i> .....	- 19 -



<b>4</b>	<b>Auslegung eines Kupplungssystems nach MPT</b> .....	<b>- 20 -</b>
4.1	Auslegung nach EC Lannach (EU).....	- 21 -
4.2	Auslegung nach EC Troy (USA).....	- 23 -
<b>5</b>	<b>Auslegung durch das Simulationsmodell</b> .....	<b>- 25 -</b>
5.1	Aufbau der Auslegungssimulation .....	- 27 -
<b>6</b>	<b>Simulationsmodell</b> .....	<b>- 28 -</b>
6.1	Simulationstool – AmeSim .....	- 28 -
6.2	Grundlagen zum Modellaufbau .....	- 29 -
6.2.1	<i>Energiequelle</i> .....	- 29 -
6.2.2	<i>Regelung</i> .....	- 30 -
6.2.3	<i>Aktuarmotor</i> .....	- 34 -
6.2.4	<i>Schneckenwelle und Zwei-Flach-Schnittstelle</i> .....	- 34 -
6.2.5	<i>Kugelrampe</i> .....	- 36 -
6.2.6	<i>Kupplungspaket und Axialkraftkette</i> .....	- 38 -
6.3	Modellaufbau in AmeSim und Bauteilverifikation.....	- 41 -
6.3.1	<i>Aktuarmotor</i> .....	- 42 -
6.3.2	<i>Lager und Dichtringe</i> .....	- 44 -
6.3.3	<i>Schneckenverzahnung</i> .....	- 46 -
6.3.4	<i>Kupplungspaket</i> .....	- 49 -
6.4	Randbedingungen zum Simulationsmodell .....	- 51 -
<b>7</b>	<b>Auswertung der Simulationsergebnisse</b> .....	<b>- 53 -</b>
7.1	Maximalmoment (mechanische Robustheit).....	- 54 -
7.2	Delta-Zeit (Dynamik) .....	- 55 -
7.3	Passives-Öffnungsverhalten.....	- 56 -
7.4	Last-Kollektive .....	- 57 -
7.4.1	<i>Interne Aktuator-Kollektive</i> .....	- 57 -
7.4.2	<i>Kunden – Kollektive</i> .....	- 58 -

<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>- 59 -</b>
8.1	Ausblick .....	- 59 -
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>- 61 -</b>
<b>10</b>	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>- 63 -</b>
<b>11</b>	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>- 65 -</b>
<b>12</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>- 66 -</b>

# 1 Einleitung und Motivation

"Der steigende Wettbewerbsdruck in der Fahrzeugentwicklung erfordert sinkende Innovationszykluszeiten und steigende Qualität", [Mey07]. Durch diesen steigenden Wettbewerbsdruck ergeben sich auch neue Herausforderungen an die gesamte Zulieferindustrie, was sich in den jeweiligen Entwicklungsprozessen widerspiegelt. In der Entwicklung werden Nullfehler-Ziele vorgegeben, womit versucht wird, die Entwicklungszeit zu verkürzen und gleichzeitig die Entwicklungskosten zu senken, [Spr15]. Zur Erreichung dieser Ziele wird versucht, Iterationsschleifen in der Entwicklung zu vermeiden. Bereits in der Konzeptphase soll ein Tool zu Verfügung stehen, welches Aussagen über spezifische Kennzahlen des zukünftigen Produkts liefern kann. Besonders im Bereich der Kupplungsauslegung kann das Zusammenspiel zwischen der mechanischen Aktuatorik und den mechatronischen Bauteilen oft erst nach den Prototypentests analysiert werden. Dies führt gerade in Bezug auf Parallelentwicklungen häufig zu Problemen, da eine Prüfung das Vorhandensein von Prototypen erfordert. Abhilfe soll dabei ein 1D-Simulationsmodell schaffen, welches das komplexe Zusammenspiel der einzelnen Bauteile bereits in der Konzeptphase abbildet. Der Fokus liegt dabei besonders auf der Konzeptstudie von unterschiedlichen Varianten, sowie einer Parameteranalyse der gesamten Aktuatorikkette unter Einhaltung von Randbedingungen. Es besteht nicht der Anspruch auf eine Verifikation der gesamten Bauteile, dies soll weiterhin in den spezifischen Prozessen geschehen. Vielmehr soll die Auslegung unterstützt werden, um mögliche Probleme bereits in der frühen Phase der Konzeptentwicklung zu erkennen und dadurch den Entwicklungsaufwand zu verringern.

## 1.1 Aufgabenbeschreibung

Ziel dieser Masterarbeit ist es, ein Entwicklungstool für die Auslegung eines Kupplungssystems in einem Kraftfahrzeug-Antriebsstrang zu erstellen. Dabei beschränkt sich die Arbeit auf nasslaufende Mehrscheiben-Lamellenkupplungen mit elektromechanischer Aktuierung, welche im Produktportfolio der MAGNA Powertrain (MPT) in unterschiedlichen Systemen verbaut wird. Ein besonderer Focus soll dabei auf die Produkte der aktiven Allradssysteme gelegt werden.

Das Entwicklungstool soll in Form einer Systemsimulation abgebildet werden, wobei der Einsatz der Simulationssoftware Simcenter Amesim (Amesim) der Firma „Siemens Product Lifecycle Management Software Inc.“ erwünscht ist. Weiters soll eine Methodik entwickelt werden, um mechatronische Systeme zu definieren, auszulegen und zu analysieren. Dafür ist eine Analyse der momentanen Auslegungsberechnung zu erstellen und in einem Ablaufdiagramm abzubilden. Als Basis für die neue Auslegungsberechnung soll ein variables Simulationsmodell erstellt werden,

welches alle relevanten Bauteile der Aktuatorikkette beinhaltet. Hierbei soll die Option bestehen, einzelne Bauteile oder Module auszutauschen bzw. neu zu parametrieren.

Zusammenfassend soll nach Beendigung der Auslegung ein automatisierter Bericht erstellt werden, welcher die systemspezifischen Kennzahlen beinhaltet und die Ergebnisse aus der Simulation visualisiert.

### **1.2 Ausgangssituation**

Im bestehenden Entwicklungsprozess wird im Zuge einer Neuentwicklung im Bereich der Konzeptentwicklung eine Anforderungsanalyse generiert. Es werden die geforderten Randbedingungen untersucht und unterschiedliche Systemkonzepte daraus erarbeitet. Anschließend werden vom Ingenieur Systemberechnungen durchgeführt, in welchen die Anforderungen an die Aktuatorikkette definiert werden. In dieser Auslegungsberechnung sind die statischen Zusammenhänge zwischen den jeweiligen Komponenten abgebildet und die Sicherheit der einzelnen Bauteile gegen spezifische Kennwerte wird ermittelt. Der Einfluss des dynamischen Verhaltens der Aktuatorikkette wird dabei über Verhältniswerte zu Messungen berücksichtigt. Im Verlauf der Berechnung wird auf Erfahrungswerte aus Referenzprodukten zurückgegriffen, wobei das Know-how des jeweiligen Ingenieurs für die Qualität der Auslegung entscheidend ist.

Bei der Auslegungsberechnung handelt sich um eine strikte Berechnungsvorschrift, wodurch eine Analyse zwischen unterschiedlichen Konzepten und Sensibilitätsabschätzungen erheblich erschwert werden. Ausgehend von dieser Berechnung werden aus den jeweiligen Baukastenmodulen die passenden Elemente ausgewählt und für die erste Prototypengeneration spezifiziert. Fehler in der Auslegung und Evaluierungen über die Zielerreichung oder Übererfüllung können erst nach den jeweiligen Versuchen ausgewertet werden. Diese Herangehensweise steht im Widerspruch zur Verkürzung der Entwicklungszeit und soll somit verbessert werden.

### **1.3 Entwicklungsprozess und Bereichsabgrenzung**

Der Entwicklungsprozess bei MPT ist nach einem, für die Automobilindustrie typischen, V-Modell organisiert. Das V-Modell ist ein Vorgehensmodell, welches zur Organisation und Durchführung von Entwicklungsprojekten konzeptioniert wurde, [Höh08]. Es unterscheidet zwischen einer Systembetrachtung und einer Komponentenbetrachtung und beinhaltet Maßnahmen zur Qualitätsüberprüfung, wodurch es in der Automobilindustrie weit verbreitet ist, [Sch16].

Das Modell ist so aufgebaut, dass im linken Ast die Spezifikation des Produktes stattfindet und im rechten Ast die Integration und Verifikation vorgenommen wird, [Höh08]. Weiters unterscheidet das Modell, im Sinne des System-Engineering-Gedankens „vom Groben zum Detail“, eine System-

Ebene und eine Subsystem-Ebene bzw. Komponenten-Ebene, [Vor17]. Zu dem V-Modell als Kernprozess gibt es Management- und Support-Prozesse, welche unterstützend wirken.

In Abb. 1.1 ist die grobe Struktur des verwendeten V-Modells dargestellt. Die in grün hervorgehobene Komponente „System-Design“ beinhaltet unter anderem die Auslegungsberechnung für das Kupplungssystem. Darin ist zu erkennen, dass aufbauend auf der Auslegung noch weitere Detailbetrachtungen der einzelnen Komponenten im Entwicklungsprozess auf Subsystem-Ebene durchgeführt werden. Dies ermöglicht es, in einigen Bereichen der neuen Auslegung eine vereinfachte Betrachtung der zu untersuchenden Bestandteile des Kupplungssystems zu verwenden.

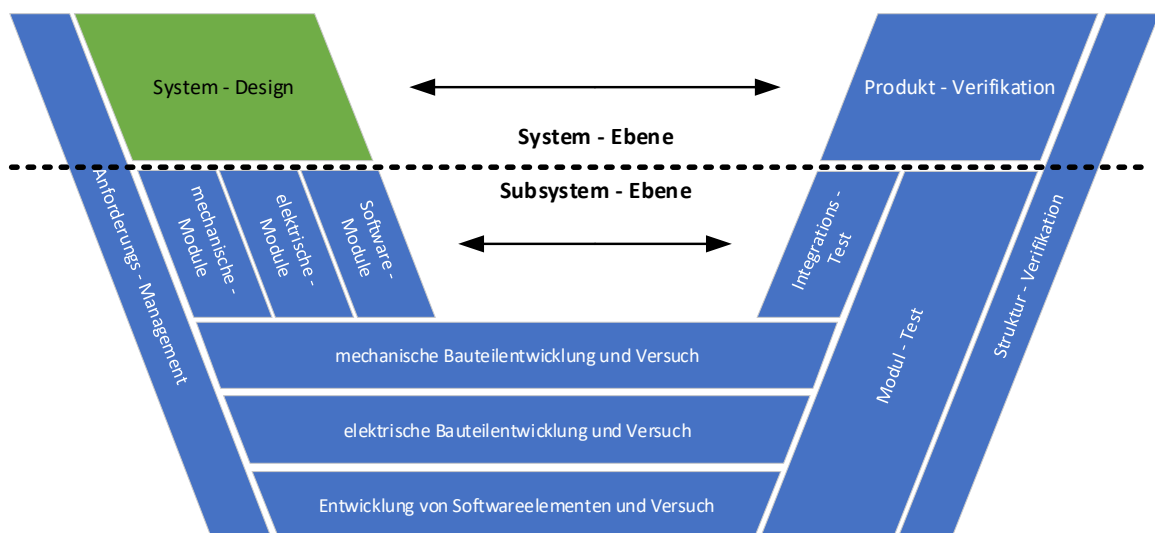


Abb. 1.1: V-Modell im Entwicklungsprozess

## 2 Kupplungs-System in einem Verteilergetriebe

Das Ziel eines Antriebsstrangs in einem Kraftfahrzeug ist es, die vom Motor bereitgestellte mechanische Leistung über die Räder auf die Straße zu übertragen und somit eine Bewegung des Fahrzeuges zu ermöglichen. Bei Personenkraftwagen (PKW) kann zwischen Fahrzeugen mit einer angetriebenen Achse (Front- oder Heckantrieb) und Fahrzeugen mit Allradantrieb unterschieden werden. Da bei konventionellen PKW im Allgemeinen nur ein Antriebsmotor verbaut ist, wird für die Aufteilung der Motorleistung ein Verteilergetriebe in Allradfahrzeugen eingesetzt. Es werden dabei unterschiedliche Strategien zur Kopplung der Primärachse und der Sekundärachse im Verteilergetriebe verwendet. Dies wird als Unterscheidungsmerkmal der verschiedenen Typen von Verteilergetrieben in Abb. 2.1 herangezogen.

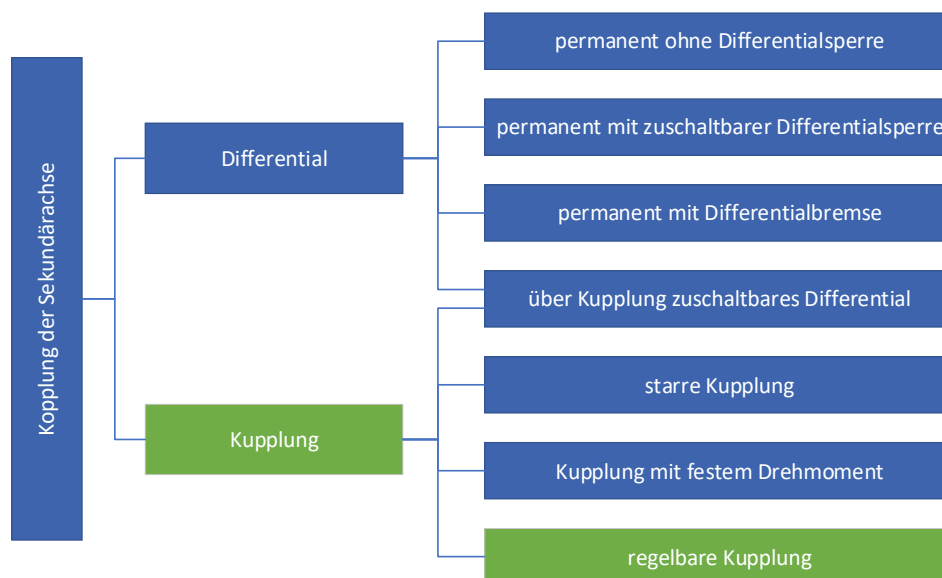


Abb. 2.1: Systematik der Allradantriebe von PKWs [Nau07]

Anhand der obigen Darstellung ist zu erkennen, dass durch den Einsatz von Kupplungen eine zuschaltbare Sekundärachse realisiert werden kann, während eine Kopplung rein über Differentiale zu einer permanenten Verbindung führt. Da in modernen Allradsystemen kontrolliert Antriebsleistung verteilt werden soll, ist eine regelbare Kupplung notwendig, [Ers17]. Aufgrund dessen konzentriert sich diese Arbeit im Weiteren auf die, in Abb. 2.1 grün hervorgehobene, regelbare Kupplung.

### 2.1 Funktion

Eine Kupplung bietet in einem Verteilergetriebe die Möglichkeit, Antriebsleistung von der Primärachse, welche als Hauptantriebsachse verwendet wird, auf die Sekundärachse, die als zuschaltbare Achse fungiert, zu übertragen. Dabei kann zwischen drei Arten der Zuschaltung unterschieden werden, [Nau07]:

- Starre Zuschaltung
- Differenzdrehzahl geregelte Zuschaltung
- Extern geregelte Zuschaltung

Während starr zuschaltbare Kupplungen zumeist nur in Geländefahrzeugen Anwendung finden, um eine bessere Traktion zu erhalten, bieten geregelte Kupplungen neben der Geländegängigkeit auch fahrdynamische Vorteile. Aufgrund dessen entsteht die Möglichkeit, Leistung abhängig von der Fahrsituation zu verteilen und dadurch das Fahrverhalten auch in Kurvenfahrt und bei der Beschleunigung zu verbessern, [Mit14]. Besonders extern geregelte Systeme ermöglichen eine gezielte Antriebsstrategie, während im Gegensatz dazu differenzdrehzahl geregelte Systeme nur auf die Drehzahlunterschiede zwischen Ein- und Ausgangswelle reagieren können, [Pis16].

Um den Anforderungen an das System gerecht zu werden, werden bei MPT nasslaufende Mehrscheiben-Lamellenkupplungen (MSLK) verwendet. Diese bieten aufgrund ihrer kompakten Bauweise und der hohen Leistungsdichte bedingt durch die Ölkühlung Vorteile gegenüber anderen Kupplungssystemen, [Nau07]. Weiters ermöglichen MSLK ein gutes Regelverhalten, was entscheidend für die Verwendung in modernen Kraftfahrzeugen ist. Allerdings ergeben sich durch die Arbeitsweise von MSLK auch Nachteile, welche bei einer Differenzdrehzahl zu erhöhten Schleppmomenten führt. Das Schleppmomentverhalten ist dabei stark von der Art des Öls sowie der Temperatur und den konstruktiven Maßnahmen abhängig, [Nau07].

## 2.2 Aufbau

Bei einer MSLK handelt es sich um eine reibschlüssige Kupplung. Ihr Aufbau besteht aus sich abwechselnden Belag- und Stahllamellen, welche durch ein zugeführtes Getriebeöl gekühlt werden, siehe Abb. 2.2. Die Summe aller Lamellenpaarungen ergibt ein Kupplungspaket.

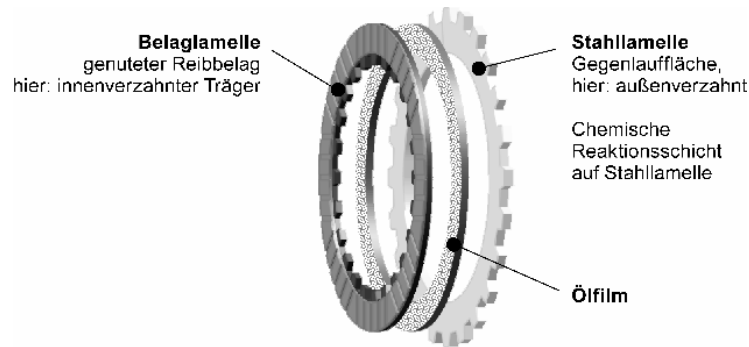


Abb. 2.2: Tribologisches System einer Lamellenkupplung [Nau07]

Dieses Paket wird über die Verzahnungen an den Lamellen mit der Ein- und Ausgangswelle verbunden, wobei die außenverzahnten Lamellen in einem Kupplungskorb, welcher die Funktion eines Gehäuses übernimmt, eingelegt werden und die Kraftübertragung über diesen erfolgt, siehe Abb. 2.3.

Für die Betätigung der Kupplung wird zusätzlich eine Druckplatte oder ein Kolben verbaut. Dieser übt abhängig von der Betätigungseinrichtung eine axiale Kraft auf das Kupplungssystem aus, wodurch eine reibschlüssige Übertragung des Drehmoments erfolgt. Zusätzlich ist ein Rückstellelement verbaut, welches zum Lösen der Kupplung bzw. zur Separierung der Lamellen verwendet wird. Dabei handelt es sich zumeist um Federelemente in unterschiedlichen Ausführungen. Als Besonderheit seien diesbezüglich sinusförmig gewellte Reiblamellen erwähnt, welche durch ihre Form selbst als Federelement wirken. Zur besseren Versorgung der Kupplung mit Öl können weiters Ölleitvorrichtungen in den Kupplungen verbaut sein.

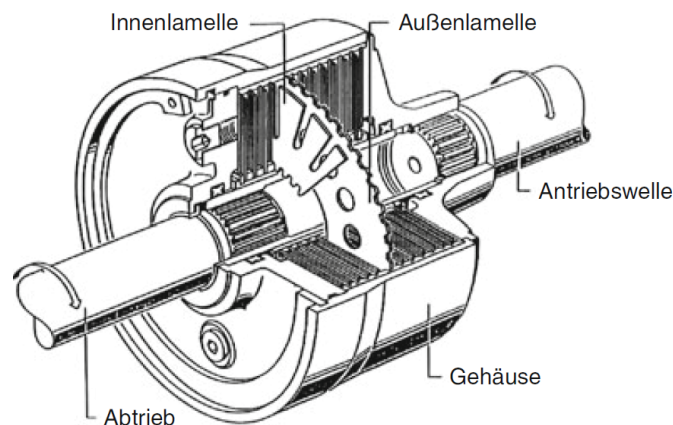


Abb. 2.3: Aufbau einer Lamellenkupplung [Pis16]



### 2.3 Kupplungsaktuierung

Bei der Aktuierung der Kupplung wird, wie bereits im Kap. 2.2 erwähnt, eine axiale Kraft über die Druckplatte eingeleitet. Dadurch entsteht eine axiale Belastung auf das Lamellenpaket, welche wiederum eine Reibungskraft zwischen Belagslamelle und Stahllamelle erzeugt. Daraus ergibt sich, bei einem theoretisch gleichbleibendem Reibwert (vgl. Kap. 6.2.6), ein direkt proportionaler Zusammenhang zwischen der ausgeübten Axialkraft und dem übertragbaren Kupplungsmoment. Zur Steuerung des einzustellenden Kupplungsmoments werden unterschiedliche Methoden verwendet, welche das Ziel haben, die ausgeübten Axialkraft zu bestimmen. Meist werden dafür druckgeregelter oder weggeregelter Systeme verwendet.

In Tabelle 2-1 ist eine Gegenüberstellung der wichtigsten Aktuierungskonzepte angeführt, es handelt sich dabei um Angaben der Firma Porsche AG, welche in [Dis10] angeführt sind.

Tabelle 2-1: Vergleich der Aktuatorik-Konzepte [Dis10]

	hydraulisch	elektromechanisch	elektromagnetisch
Kosten	0	+	+
Gewicht/Bauraum	++	-	0
mögliche Stellkraft	++	+	+
Stellgenauigkeit	+	++	+
Verlustleistung	0	0	+
Hysterese	0	+	+
Package	++	--	+
Bordnetzbelastung	+	0	+

++: sehr gut    +: gut    0: mittel    -: schlecht    --: sehr schlecht

Die von MPT verwendete Art der Betätigung ist eine elektromechanische Aktuierung, weshalb sich die Arbeit auf diesen Typ konzentriert. Folgend sind die wichtigsten Arten der Aktuierung beschrieben.

### 2.3.1 Mechanische Aktuierung

Außerhalb der PKW-Industrie werden Lamellenkupplungen auch als Antrieb von Baumaschinen, Landwirtschaftsmaschinen sowie in Getrieben von Werkzeugmaschinen verbaut, [Ort19]. In Abb. 2.4 ist eine mechanische Aktuierung einer MSLK dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine Kraft über einen Winkelhebel (3) auf das Lamellenpaket erzeugt wird. Die Betätigung der Kupplung erfolgt über die Schiebemuffe (1), welche durch die axiale Verschiebung eine Drehung des Winkelhebels hervorruft und dadurch, über die reibschlüssige Verbindung des Kupplungspakets (4), eine Momentenübertragung zwischen dem Kupplungskorb und der Welle aufbaut.

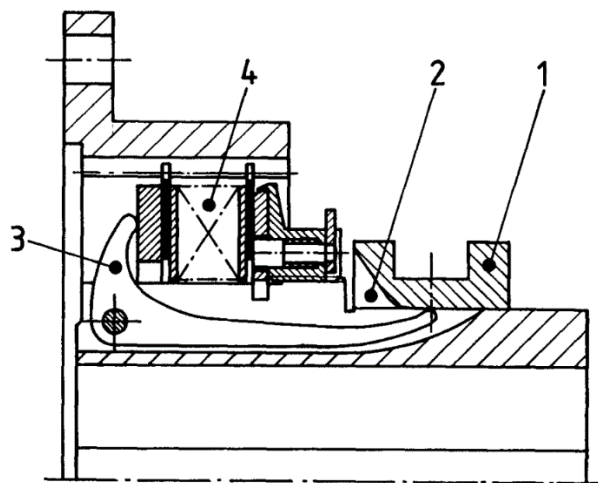


Abb. 2.4: Lamellenkupplung mit mechanischer Aktuierung [Ort04]

### 2.3.2 Hydraulische Aktuierung

Die hydraulische Aktuierung von Kupplungen ist die im PKW-Bereich meist verwendete Art der Aktuierung. Es handelt sich dabei allerdings im Allgemeinen um trockenlaufende Reibkupplungen, welche als Anfahr- bzw. Schaltkupplungen verwendet werden. Die Kupplung wird in diesem Fall durch die Betätigung des Kupplungspedals gelöst und das Schließen der Kupplung erfolgt über gespannte Federelemente, [Fis16]

Bei Verteilergetrieben kommt diese Art der Aktuierung vor allem bei differenzdrehzahlgeregelten Zuschaltungen zum Einsatz. Die Vorteile der hydraulischen Aktuierung sind geprägt durch eine hohe Leistungsdichte und eine kompakte Bauform, [Fis16].

Die Axialkraft zur Betätigung der Kupplung wird bei einer hydraulischen Aktuierung (siehe Abb. 2.5) durch Druck in der Ölkammer (2) erzeugt, welcher über die Ölzuführung (1) eingebracht wird. Dieser Druck wirkt auf den Kolben (3) und betätigt somit die Kupplung. In Abb. 2.5 ist weiters das Rückstellelement (4) dargestellt. Dieses wird zum Lösen der Kupplung und zum Verdrängen des Öls aus der Ölkammer verwendet.

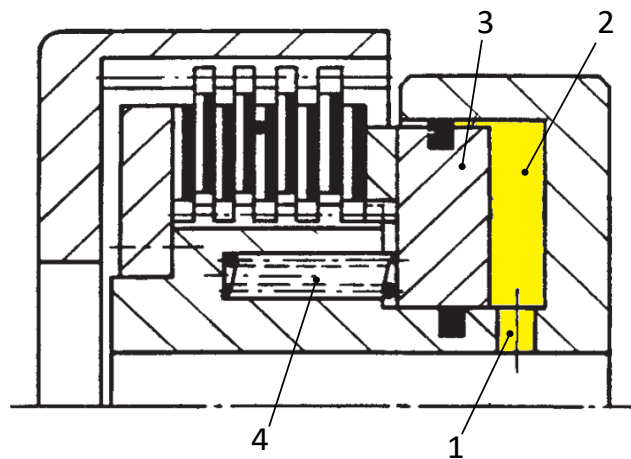


Abb. 2.5: Lamellenkupplung mit hydraulischer Aktuierung [Ort07]

Zur Erzeugung des Öldrucks werden in Verteilergetrieben generell Pumpen verwendet. Diese können einerseits direkt von der Eingangswelle angetrieben und über ein Ventil gesteuert werden oder andererseits über einen zusätzlichen Elektromotor betrieben werden. In letzterem Fall spricht man generell von einer elektrohydraulischen Aktuierung, [Fis16].

### 2.3.3 Elektromechanische Aktuierung

Die elektromechanische Aktuierung stellt die bedeutendste Konkurrenz zur hydraulischen Aktuierung dar, [Fis16]. Sie bietet durch die bedarfsgerechte Bereitstellung der Aktuierungsleistung wesentliche Vorteile gegenüber anderen Systemen. Weiters ist ein elektromechanisches System deutlich robuster im Zusammenhang mit Temperaturabhängigkeiten und Kontaminationen in Fertigung und Betrieb. Nachteile ergeben sich durch den vergleichsweise größeren Bauraum und die beschränkte maximale Einsatztemperatur, bedingt durch die elektronischen Bauteile, [Fis16]. Zur Erzeugung der benötigten Axialkraft werden bei der elektromechanischen Aktuierung (siehe Abb. 2.6) Kugelrampen verwendet. Der bewegliche Teil der Kugelrampe wird hierbei verdreht und dieser erzeugt aufgrund eines schraubenartigen Führungsprofils eine axiale Verschiebung und somit eine Kompression des Kupplungspaketes (vgl. dazu Kap. 6.2.5). Um eine Verdrehung der Rampen zu erzeugen, können unterschiedliche Systeme verwendet werden, wobei neben Stirnrad- und Planetenverzahnungen häufig auch Schneckenverzahnungen verwendet werden, [Fis16].

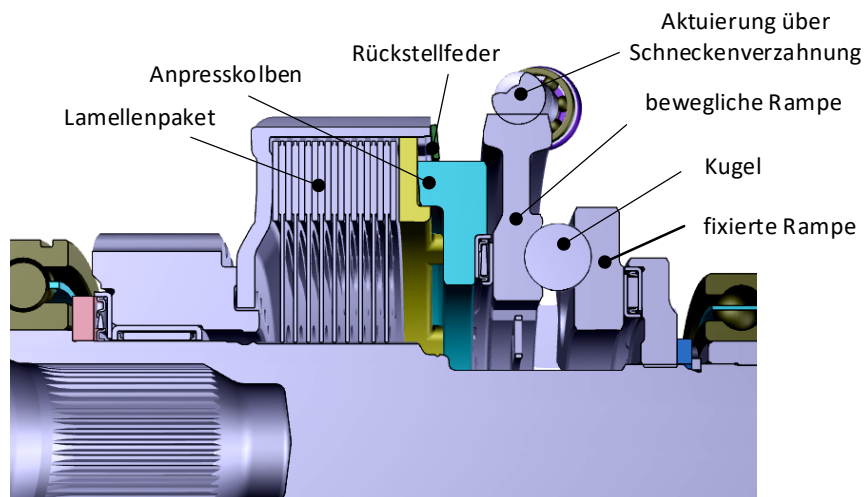


Abb. 2.6: Lamellenpaket mit Kugelrampe

### 2.3.4 Elektromagnetische Aktuierung

Grundsätzlich werden zwei Arten elektromagnetischer Aktuierungen unterschieden. Einerseits gibt es Systeme mit rotierenden Spulen und andererseits Systeme mit stillstehenden Spulen, was vor allem für die Zuführung des elektrischen Stroms entscheidend ist. Während bei rotierenden Spulen Schleifringe verwendet werden, können bei stehenden Spulen wartungsfreie Verbindungen eingesetzt werden.

In Abb. 2.7 ist eine elektromagnetisch aktuierte Lamellenkupplung mit Schleifring (3) dargestellt. Es handelt sich dabei um ein System, bei dem eine stromdurchflossene Spule (4) ein Magnetfeld erzeugt, welches wiederum eine Ankerscheibe (1) anzieht. Die dadurch entstehende Axialkraft wird zur Aktuierung des Kupplungspaketes (2) verwendet. Zwischen der Ankerscheibe und den Magnetkörpern befindet sich ein Luftspalt, weshalb dieses System der Kupplung auch häufig als Luftspaltkupplung bezeichnet wird, [Rol09].

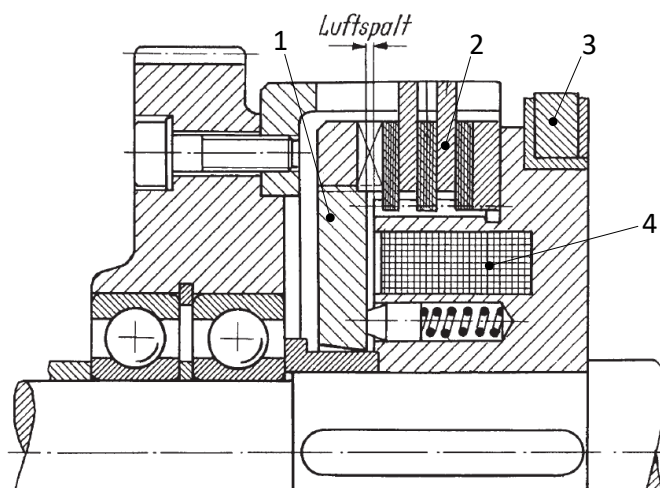


Abb. 2.7: Lamellenkupplung mit elektromagnetischer Aktuierung [Hab14]

### 3 Systembeschreibung Referenzgetriebe MPT

Für die Erstellung der Arbeit wurde ein Verteilergetriebe ausgewählt, anhand dessen die Berechnung und die Basis-Modellerstellung erfolgte. Es handelt sich dabei um ein aktives Verteilergetriebe, welches sich bei MPT bereits in Produktion befindet. Dieses Getriebe wurde von Seiten MPT ausgewählt, da es als technisch besonders ausgereift gilt. Es bildet aufgrund dessen meist die Grundlage für die Entwicklung von neuen Getrieben, womit es für diese Arbeit als besonders geeignet erachtet wird.

Das Referenz-Verteilergetriebe wird in einer Längsarchitektur des Antriebsstrangs eingesetzt und direkt am Ausgang des Hauptgetriebes verbaut, siehe Abb. 3.1.

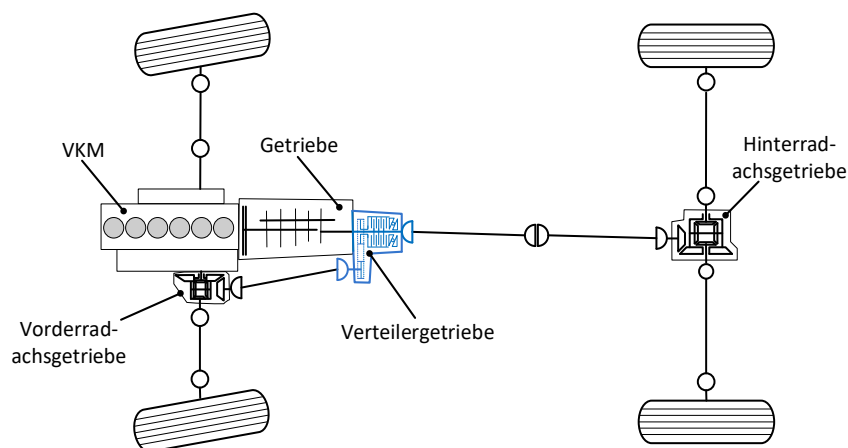


Abb. 3.1: Strukturbild Antriebsstrang mit Verteilergetriebe [MPT]

Das Verteilergetriebe verfügt über zwei Ausgangswellen bzw. Schnittstellen zur Verbindung mit der jeweiligen Kardanwelle. Eine Ausgangswelle wird zur Einbindung des Hinterradachsgetriebes (engl. Rear axle drive – RAD) verwendet und die Zweite wird mit dem Vorderradachsgetriebe (engl. Front axle drive – FAD) verbunden. Damit die Kardanwelle zum FAD neben dem Hauptgetriebe verbaut werden kann, wird im Verteilergetriebe ein axialer Versatz des Vorderradabtriebes realisiert. Zu diesem Zweck wird im Verteilergetriebe eine Zahnradkette verbaut; dies kann in anderen Systemen auch über andere Optionen erfolgen, wie z.B. durch ein Zwischenzahnrad.

Der Momentenfluss im Verteilergetriebe teilt sich in zwei Pfade auf. Einerseits wird ein Antriebsmoment direkt auf die Hinterachse übertragen und andererseits kann durch die Kupplung ein gewünschtes Drehmoment auf den Vorderradabtrieb abgegeben werden, siehe Abb. 3.2.

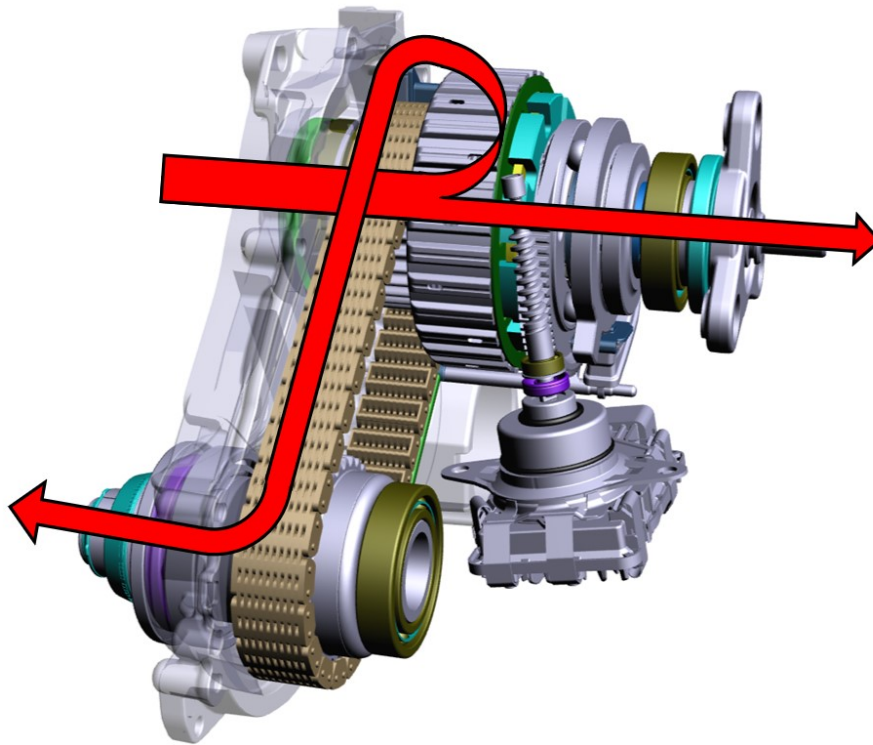


Abb. 3.2: Momentenverlauf Verteilergetriebe [MPT]

### 3.1 Anforderungen an das Referenzgetriebe

Neben der allgemeinen Funktion, Antriebsmoment aufzuteilen und zu übertragen, werden zahlreiche weitere Anforderungen an das Verteilergetriebe gestellt.

Die wesentlichen Anforderungen betreffen

- die mechanische Robustheit aller Komponenten in unterschiedlichen Fahrsituationen
- die Funktionssicherheit über alle Temperaturbereiche
- den Wirkungsgrad im 2WD und 4WD-Modus
- den Bauraum
- die Umweltverträglichkeit, Wartungen, Akustik, etc.
- sowie die Software und Hardware im Steuergerät.

Im Weiteren werden die wichtigsten Anforderungen an die Kupplung und die Aktuatorik näher betrachtet, da diese die Erarbeitung des Simulationsmodells, vgl. Kap. 6, beeinflussen.

#### **Maximalmoment**

Aus dem nominal geforderten Kupplungsmoment des Kunden wird ein maximales Drehmoment der Kupplung abgeleitet. Das Maximalmoment setzt sich aus dem Nominalmoment, der zulässigen Stellgenauigkeit und einem zusätzlichen Anteil für den Verschleiß zusammen. Die Elemente der Aktuatorikkette sind zusätzlich gegen das maximale Drehmoment des Aktuatormotors im Fehlerfall abzusichern, um einen Bruch der Aktuatorikkette zu verhindern. In der Absicherung wird das maximale Drehmoment des Aktuatormotors auf ein gleichwertiges Kupplungsmoment umgerechnet, um die Messung im System zu vereinfachen.

#### **Stellgenauigkeit**

Die Drehmomenten-Übertragung auf das Vorderachsgetriebe muss innerhalb von geforderten Kennlinientoleranzen gewährleistet werden. Anhand von Informationen von MPT müssen im Allgemeinen Stellgenauigkeiten in der Größenordnung von  $\pm 10\%$  des geforderten Drehmomentes erreicht werden. Diese Anforderungen gelten für die gesamte Lebensdauer des Verteilergetriebes, weshalb Kompensationsmodelle aufgrund von Verschleiß und Temperaturunterschieden in der Regelung berücksichtigt werden müssen. Die Stellgenauigkeit gilt auch für die Erstellung des Simulationsmodells als wesentliche Anforderung, welche aufgrund der unterschiedlichen Regelstruktur zwischen Realität und Simulation als zulässige Reglerabweichung implementiert ist, vgl. Kap. 6.2.2.

#### **Dynamische Stellzeiten**

Besonders für die Verwendung in Sportwagen oder Limousinen, in welchen das Verteilergetriebe zur aktiven Verbesserung der Fahrdynamik eingesetzt wird, ist die Stellzeit des Kupplungssystem von Bedeutung, [Pis16]. Durch die permanente Überwachung der Fahrsituation ermöglicht ein aktives Allradsystem eine Zuschaltung innerhalb von 300ms, [Ers17]. In dieser Zeit müssen sämtliche Informationen im Fahrzeugregler verarbeitet werden, welcher die Informationen an das Verteilergetriebe übermittelt und dieses die geforderte Momentenübertragung auf das FAD realisiert. Aufgrund dessen müssen im Kupplungssystem Stellzeiten, abhängig von der Drehmomentenänderung, im Bereich von 80 bis 150ms erreicht werden.

#### **Fehlerfall – passives Öffnen**

Zusätzlich werden Anforderungen an den sicheren Betrieb der Kupplung im Fehlerfall gestellt. Diese Fehlerfälle können bei Verlust der Kommunikation zwischen Fahrzeug und Verteilergetriebe oder im stromlosen Zustand auftreten. Im Fall des Referenzgetriebes gilt die geöffnete Kupplung als sicherer Betriebszustand. Dabei darf ein bleibendes Restsperrmoment in einem definierten Betriebszustand nicht überschritten werden. Wesentlich bedeutender ist das Verhalten im Fehlerfall für Achsgetriebe, welche mithilfe zweier MSLK über eine sogenannte Torque-Vectoring Funktion verfügen. Bei diesen Achsgetrieben kann das Restsperrmoment der Kupplung zu schwierig beherrschbaren Fahrsituationen führen, welche aufgrund der Funktionssicherheit ausgeschlossen werden müssen.



### 3.2 Aktuatorikette

Die Aktuatorikette beinhaltet alle Bauteile zur Betätigung der Kupplung. Dies ist von der verwendeten Art der Kupplungsaktuierung abhängig, siehe Kap. 2.3. Im Referenzgetriebe von MPT wurde eine elektromechanische Aktuierung einer nasslaufenden MSLK realisiert.

Darin sind die wichtigsten Bauteile:

- der Aktuormotor mit Zweiflach-Schnittstelle
- die Schneckenwelle mit der Schneckenverzahnung und Zweiflach-Schnittstelle
- die zweiteilige Kugelrampe mit dazwischen liegenden Kugeln
- Kolbenplatte
- Lüftfeder
- und das Kupplungspaket mit den Reib- und Stahllamellen

Die Aufgabe der Aktuatorikette ist es, eine definierte Axialkraft auf das Kupplungspaket auszuüben und somit eine reibschlüssige Übertragung vom Drehmoment zu ermöglichen.

#### 3.2.1 Kraftfluss des Kupplungssystems

Zur Betätigung der Kupplung muss eine definierte axiale Verpressung des Kupplungspaketes eingebracht werden. Dies wird durch die Verdrehung der Kugelrampe realisiert, wodurch eine axiale Verschiebung des beweglichen Teils der Kugelrampe erfolgt. Mit der bekannten Steifigkeit des Systems kann durch den definierten Zusammenhang zwischen axialer Verschiebung und Axialkraft die resultierende Axialkraft eingestellt werden. Dafür müssen die Steifigkeiten des gesamten Axialkraftpfades sowie der Aktuatorikette anhand von Versuchen bestimmt werden.

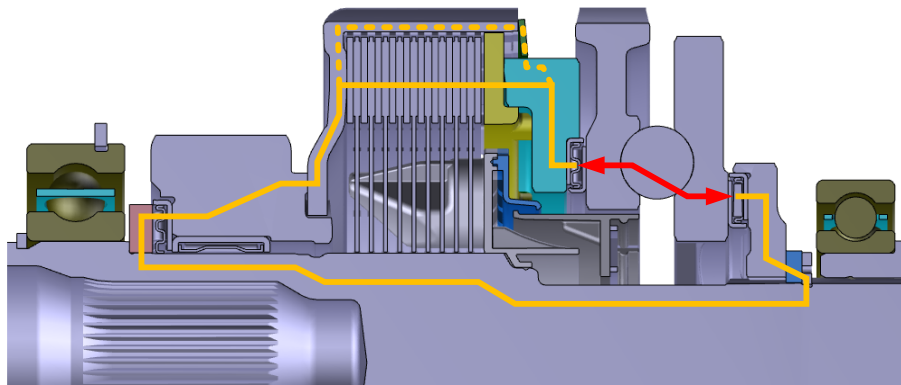


Abb. 3.3: Axialkraftpfad des Kupplungspaketes

In Abb. 3.3 ist der Axialkraftpfad der Kupplungseinheit dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass der Pfad über die Eingangswelle geschlossen ist und durch die Verdrehung der Kugelrampe eine Axialkraft bzw. eine axiale Verpressung eingeleitet wird. Das System ist so ausgelegt, dass bei geöffneter Kupplung mindestens die Rückstellkraft der Lüftfeder im Kraftpfad wirkt (strichlierte Linie in Abb. 3.3). Dies ist einerseits für das Öffnen der Kupplung erforderlich und andererseits wird dadurch die Mindest-Axialbelastung der Lager sowie der Kugelrampe sichergestellt.

#### 3.2.2 Aktuatormotor

Das Modul „Aktuatormotor“ beinhaltet sowohl die elektrische Steuerplatine (ECU) mit der gesamten Regelsoftware als auch die elektrische Maschine in Form eines bürstenlosen Gleichstrommotors (BLDC). Dieser bildet einerseits die elektronische Schnittstelle zum Fahrzeug und andererseits die mechanische Schnittstelle zur Stellmechanik im Inneren des Verteilergetriebes.

Im Allgemeinen werden unterschiedliche Baugrößen von Aktuatormotoren bei MPT verwendet, welche als Baukastenmodule in den verschiedenen Systemen angewendet werden können.

#### 3.2.3 Stellmechanik

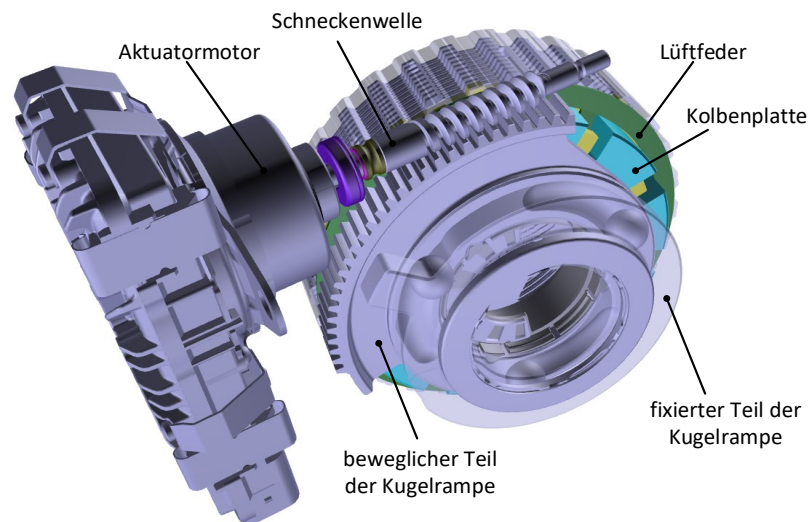


Abb. 3.4: Stellmechanik der Aktuatorik

Die Stellmechanik im Inneren des Verteilergetriebes bildet die Verbindung zwischen Drehmoment des Aktuatormotors und axiale Betätigung des Kupplungspaketes. Zur Übersetzung des Drehmoments in eine Axialkraft wird, wie in Abb. 3.4 dargestellt, ein Rampenmechanismus in Form einer Kugelrampe in Kombination mit einer Schneckenverzahnung verwendet. Dadurch kann eine Übersetzung von einer Umdrehung auf der Schneckenwelle in eine axiale Verschiebung von ca. 0,12mm zum Schließen der Kupplung realisiert werden. Entscheidend dafür ist die Übersetzung der

Schneckenverzahnung, wobei in diesem Fall eine Übersetzung  $i$  von 90 eingesetzt wird, sowie die Geometrie der Kugelrampe mit dem Steigungswinkel  $\alpha$  der Kugelbahn. Weiters hat auch die Elastizität der einzelnen Bauteile einen geringen Einfluss auf die dargelegte Übersetzung. Dieser bewegt sich nach Auswertung einer FEM-Simulationen allerdings im einstelligen Grad-Bereich.

#### 3.2.4 Kupplungspaket

Mit dem Kupplungspaket wird die Grundfunktion des Verteilergetriebes, Drehmoment von der Eingangswelle zum Vorderradabtrieb zu übertragen, bewerkstelligt. Das Referenzgetriebe ist so ausgelegt, dass kein zusätzliches Differential bei der Verbindung von Vorder- und Hinterachse verbaut werden muss. Aufgrund dessen muss das Kupplungspaket auf einen Betrieb im Dauerschlupf ausgelegt werden. Wesentlich für das Kupplungspaket ist der, durch die Betriebsart bedingte, Wärmeeintrag sowie der Verschleiß und die zulässige Flächenpressung.

Um die Anforderungen an das Getriebe umzusetzen, werden bei MPT Papier/Stahl-Reibpaarungen verwendet, da diese einen höheren Reibwert aufweisen, vgl. Tabelle 3-1, und dadurch die Axialkraft zur Betätigung der Kupplung kleiner gehalten werden kann. Weiters weist die Papier/Stahl-Reibpaarung ein gutes Regelverhalte aufgrund eines stetig positiven Reibwertgradienten in Bezug auf die Gleitgeschwindigkeit auf, [Fis16].

Tabelle 3-1: Reibpaarungen nach [Sau18]

Reibpaarung	Nasslaufend		
	Sinterbronze/ Stahl	Sintereisen/ Stahl	Papier/ Stahl
<b>Gleitreibungsfaktor <math>\mu</math></b>	0,05 bis 0,1	0,07 bis 0,1	0,1 bis 0,12
<b>Haftreibungsfaktor <math>\mu_0</math></b>	0,12 bis 0,14	0,1 bis 0,14	0,08 bis 0,1

### 3.3 Einflussfaktoren auf das Kupplungssystem

Dieses Kapitel befasst sich mit den wesentlichen Einflussfaktoren auf das Gesamtsystem „Verteilergetriebe“, mit dem verstärkten Fokus auf das Kupplungssystem und die Aktuatorikkette.

#### 3.3.1 Reibung

Die Reibung spielt in einem Kupplungssystem eine entscheidende Rolle, da es sich dabei um ein kraftschlüssiges System handelt. Das Verhalten der Kupplung ist, neben der Geometrie, wesentlich vom Reibfaktor abhängig. Es wird im Allgemeinen zwischen einem Haftreibungs- und einem Gleitreibungsfaktor unterschieden. In Bezug auf das Referenzgetriebe ist, bedingt durch die Betriebsstrategie, die Gleitreibung für das Verhalten entscheidend, vgl. Kap. 3.1. Die wichtigsten Faktoren für das Reibverhalten im Kupplungspaket sind:

- die Belagsart (Papier, Sinter, Carbon, usw.)
- der Aufbau und die Verpressung des Belags
- die Nutung und das Nutbild
- das verwendete Öl und dessen Zustand
- die Gleitgeschwindigkeit
- sowie die Temperatur der Reibflächen, [Nau07]

Neben dem Kupplungspaket ist die Reibung auch in der Aktuatorikkette ein wesentlicher Einflussfaktor, welcher einerseits unterstützend und andererseits erschwerend wirkt. Besonders hervorzuheben ist dabei die Reibung in der Schneckenverzahnung. Diese wird im System ausgenutzt, um bei konstantem Kupplungsmoment das erzeugte Drehmoment des Aktuators abzusenken ohne das Kupplungsmoment zu ändern, vgl. dazu Kap. 6.2.2. Negative Auswirkungen hat diese Eigenschaft auf die Anforderungen des Passiv-Öffnens im Fehlerfall. Bereits kleine Reibmomente auf der Schneckenwelle (z.B. Rastmoment des Aktuormotors oder Schleppmomente des Dichtrings) können das Verhalten durch die Reibung in Kombination mit der hohen Übersetzung der Schneckenverzahnung nachteilig beeinflussen.

#### 3.3.2 Steifigkeiten

Die Betätigung der Kupplung wird durch eine axiale Bewegung der Kugelrampe realisiert. Allerdings ist das eingestellte Kupplungsmoment von einer axialen Anpresskraft abhängig. Der Zusammenhang zwischen Weg und Kraft kann über die Steifigkeit des Systems definiert werden. Dieser wird in der Entwicklung des Verteilergetriebes beeinflusst, um einerseits die Stellgenauigkeitsanforderungen durch ein weiches System zu erreichen und andererseits die

Stelldynamik durch ein steifes System zu erhöhen. Das Ziel der Entwicklung ist es, einen optimalen Kompromiss für das Kupplungssystem zu finden, wobei im unteren Drehmomentenbereich eine geringe Steifigkeit und im oberen Bereich eine hohe Steifigkeit erwünscht ist.

Für die Entwicklung können die Kupplungskennlinie und die Kraft-Weg-Kennlinie über die geometrischen Zusammenhänge der Aktuatorikkette ineinander umgerechnet werden, vgl. Kap. 6.2.6.

#### 3.3.3 Verschleiß

Da es sich bei der Kupplung um ein tribologisches System handelt, in welchem Relativgeschwindigkeiten, lokale Pressungen und Oberflächenkräfte im Zusammenspiel sind, kommt es zu einem Verschleiß der Lamellen, [Fis16]. Grundsätzlich ist ein verschleißfreier Betrieb von nasslaufenden MSLK bei niedrigen Belastungen und geeigneter Oberfläche möglich, doch bei hohen Belastungen wie sie im Referenzgetriebe vorliegen, tritt nach Schädigung der Oberfläche Verschleiß auf, [Fis16]. Dieser hat aufgrund des erhöhten Leerweges eine Verschiebung der Kupplungskennlinie zur Folge, welche im Verteilergetriebe durch eine Verschleißkompensation in der Software berücksichtigt wird. Generell ist zwischen Verschleiß und anfänglichem Setzen des Kupplungspaketes zu unterscheiden, wobei Setzen einem Einlaufverhalten der Reibelemente entspricht, [Fis16].

#### 3.3.4 Zielkonflikt Dynamik zu Bauteilschutz

Eine wesentliche Herausforderung bei der Entwicklung der Aktuatorikkette ist es, ein Optimum zwischen dynamischem Verhalten und Belastung der elektrischen Bauteile im Aktuarmotor zu finden. Um die geforderten Stellzeiten zu erreichen, muss ein verhältnismäßig hohes Drehmoment vom Aktuarmotor aufgebracht werden, welches wiederum hohe elektrische Ströme impliziert. Als besonders schwierig gilt dabei eine Momentensprunganforderung von 90% auf 100% des nominalen Kupplungsmoments, in welcher die (Trägheits-) Massen gegen ein „vorgespanntes“ System beschleunigt werden müssen. Die dabei auftretenden elektrischen Ströme führen nach gewisser Zeit zur thermischen Zerstörung der elektrischen Bauteile in der ECU. Zum Schutz dieser Bauteile wird der elektrische Strom gemessen und gegebenenfalls auf ein erträgliches Niveau abgesenkt. Somit wird im Gegenzug aber die Dynamik des Systems beschränkt. Die Auslegung der Aktuatorikkette kann durch die geschickte Wahl der Übersetzung in der Schneckenwelle und dem Steigungswinkel in der Kugelrampe das System entscheidend beeinflussen.

## 4 Auslegung eines Kupplungssystems nach MPT

Für die Auslegung einer Kupplung mit Aktuatorikette werden in der einschlägigen Literatur keine gesamtheitlichen Auslegungskriterien vorgeschrieben. Vielmehr werden die einzelnen Teilbereiche der Aktuatorikette analysiert und die Wechselwirkungen über Schnittstellen definiert. Erschwerend werden unterschiedliche Arten der Aktuierung verwendet, vgl. Kap. 2.3, und damit verbunden unterschiedliche Themenbereiche der Technik ausgenutzt.

Aufgrund dieser Diversität bzw. Komplexität wurden bei MPT eigene Auslegungsmethoden erarbeitet, welche sich im Besonderen auf das Systemverhalten konzentrieren. Es entwickelten sich im Laufe der Zeit zwei wesentliche Auslegungsvorschriften bzw. Herangehensweisen für die Konzeptauslegung bei MPT. Einerseits eine Methodik aus dem Entwicklungszentrum in Lannach (EU) und andererseits eine aus dem Entwicklungszentrum in Troy (US).

Die beiden verwendeten Auslegungsmethoden unterscheiden sich grundsätzlich in der Herangehensweise und Zielsetzung der Berechnung. Während die Auslegung aus EC Lannach auf bereits bestehende Systeme aufbaut bzw. sich eines Baukastensystems bedient um ein System zu entwerfen, dreht sich diese Herangehensweise in der Auslegung von EC Troy um. Die Auslegung des Standortes EC Troy analysiert die Anforderungen des Gesamtsystems und bestimmt daraus die Anforderungen an die verwendeten Bauteile, siehe Abb. 4.1. Durch die iterative Verwendung der beiden Auslegungsmethoden gleichen sich die Ergebnisse, bedingt durch die vorgegebenen Baukastenmodelle, an.

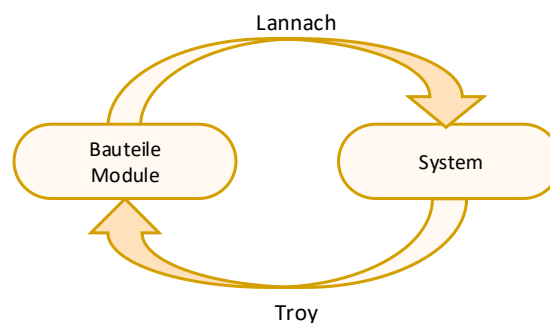


Abb. 4.1: Herangehensweise der Auslegungsmethoden

Die mathematische Auslegung erfolgt bei beiden Methoden in MS-Excel. Für die Berechnung werden im Allgemeinen die gleichen mathematischen Modelle für die einzelnen Teilbereiche der unterschiedlichen Auslegungsmethoden verwendet. Es handelt sich um typische Auslegungsberechnungen für die unterschiedlichen technischen Bereiche, wobei für unbekannte Parameter Annahmen getroffen werden.

#### 4.1 Auslegung nach EC Lannach (EU)

Zur Visualisierung der Methodik wurde im Zuge der Masterarbeit ein Ablaufdiagramm der Berechnung erstellt, welches in Abb. 4.2 dargestellt ist.

Diese Methodik der Auslegung beschäftigt sich im ersten Schritt mit der Festlegung des zu erreichenden Übertragungsmoments der Kupplung und der daraus resultierenden Axialkraft sowie der Anzahl von benötigten Reiblamellen. Zur Berechnung werden die Berechnungsgrundlagen aus Kap. 6.2 verwendet und die Geometrie der Lamellenpaarung aus vorhandenen Modulen berücksichtigt. Die Axialkraft hat im weiteren Verlauf der Auslegung eine besondere Bedeutung, da sie als Eingangsgröße für die folgenden Bereiche verwendet wird. Diese Bereiche resultieren in einem Sicherheitsfaktor, welcher größer eins sein muss, um eine gesicherte Auslegung zu erreichen. Der erste Teilbereich „disc package“ befasst sich mit dem Kupplungspaket selbst, und bestimmt einen Sicherheitsfaktor bezüglich der Flächenpressung der Reiblamelle. Für diese Bestimmung werden Anforderungen des Reiblamellenherstellers berücksichtigt. Die maximal zulässige Belastung der Reiblamellen ist im Allgemeinen abhängig von der Art der Verwendung, welche in Kap. 3.2.4 beschrieben sind. Zusätzlich wird unter Berücksichtigung der Schlupfanforderungen der Energieeintrag in die Kupplung berechnet und auf die Reiblamellen abgeleitet. Dieser wird gegen den zulässigen Energieeintrag abgesichert.

Im anschließenden Teilbereich „actuation motor“ werden die Anforderungen an den Aktuormotor berechnet. Es soll darin der benötigte Strom für eine dynamische Zustellung der Kupplung bestimmt werden, welcher aufgrund des Bauteilschutzes einen zulässigen Wert nicht überschreiten darf. Dafür wird aus der benötigten Axialkraft ein Drehmoment für den Aktuormotor, unter Einbindung der gesamten Aktuatorikette, abgeleitet. Dies beeinflusst neben den dynamischen Anforderungen auch die Auslegung der Verzahnungsübersetzung und deren Wirkungsgrad im Zusammenspiel mit dem Steigungswinkel in der Kugelrampe.

Abschließend erfolgt eine Bestimmung der Oberflächenpressung in der Laufbahn der Kugelrampe und der Kugel selbst. Es handelt sich dabei um eine erste Berechnung, welche eine Absicherung und detaillierte Auslegung im Zuge der weiteren Entwicklung erfordert. Die Grundlage dafür bildet die Bestimmung der Hertz'schen Pressung. Hier wird auf die Berechnungsvorschrift von [Nie05] zurückgegriffen. Die Hertz'sche Theorie beinhaltet ein sehr grobes Modell der Pressungsberechnung, welches nur unter bestimmten Bedingungen relative Aussagen gestattet, [Nie05]. In dieser Berechnung ist die Werkstoffpaarung von Kugelrampe und Kugel entscheidend. Zur Einhaltung der zulässigen Flächenpressung bestehen die Möglichkeiten, die Kugelrampensteigung oder den verwendeten Werkstoff zu ändern, wobei letzteres aufgrund von verwendeten Produktionstechnologien und Kosten kaum umsetzbar ist.

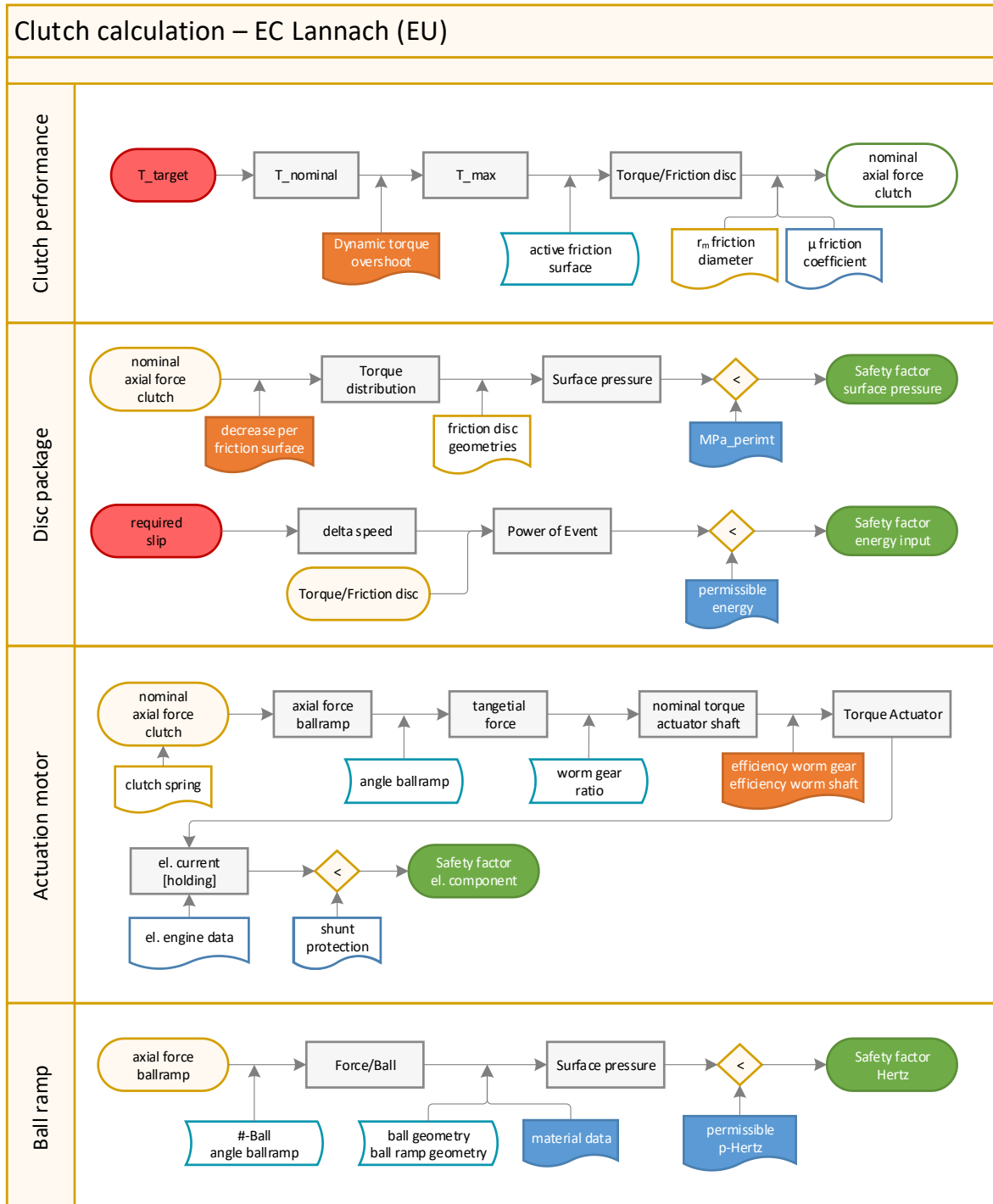


Abb. 4.2: Ablaufdiagramm EC Lannach



## 4.2 Auslegung nach EC Troy (USA)

Die Auslegungsmethodik des Standortes EC Troy, siehe Abb. 4.3, unterscheidet sich von jener des Standortes Lannach durch die Zielsetzung der Auslegung.

Im ersten Teil der Auslegungsmethodik werden aus den Anforderungen des Kunden die Anforderungen an das Kupplungssystem abgeleitet. Dafür werden gewünschte Designdaten als Berechnungsparameter eingesetzt. Das Resultat ist die zu erreichende Axialkraft, die Baugröße und aus einer Energiebetrachtung die zu erreichende Kühlrate der Kupplung.

Im Abschnitt „Friction disc material“ werden die Anforderungen an das verwendete Reibmaterial bestimmt. Grundlage dafür bilden, wie in der Auslegung von EC Lannach, die vorherrschende Flächenpressung und der Energieeintrag, durch welche die Kupplungsaktuierung berechnet werden, vgl. Kap. 4.1.

Der nächste Teilbereich „Clutch pack compliance“ berechnet den axialen Weg der Kugelrampe, welcher durchfahren werden muss, um die benötigte Axialkraft zum Aktuieren der Kupplung zu erhalten. Dieser Weg setzt sich aus zwei Abschnitten, dem Lüftweg und dem Weg zum Aufbau der Axialkraft, zusammen. In der Berechnung wird ein linearer Zusammenhang zwischen dem durchfahrenen Weg und der Axialkraft gewählt.

Der Bereich „Clutch pack compliance“ ist die Grundlage für den letzten Teil „Actuator“, in welchem die benötigte Leistung des Aktuormotors berechnet wird. Darin wird der zu durchfahrene Weg in Kombination mit der zulässigen Stellzeit auf eine benötigte Drehzahl umgerechnet. Das benötigte Drehmoment wird hierfür aus der geforderten Axialkraft über die Aktuatorikkette abgeleitet und in Kombination mit der benötigten Drehzahl wird die geforderte Leistung des Aktuormotors bestimmt.

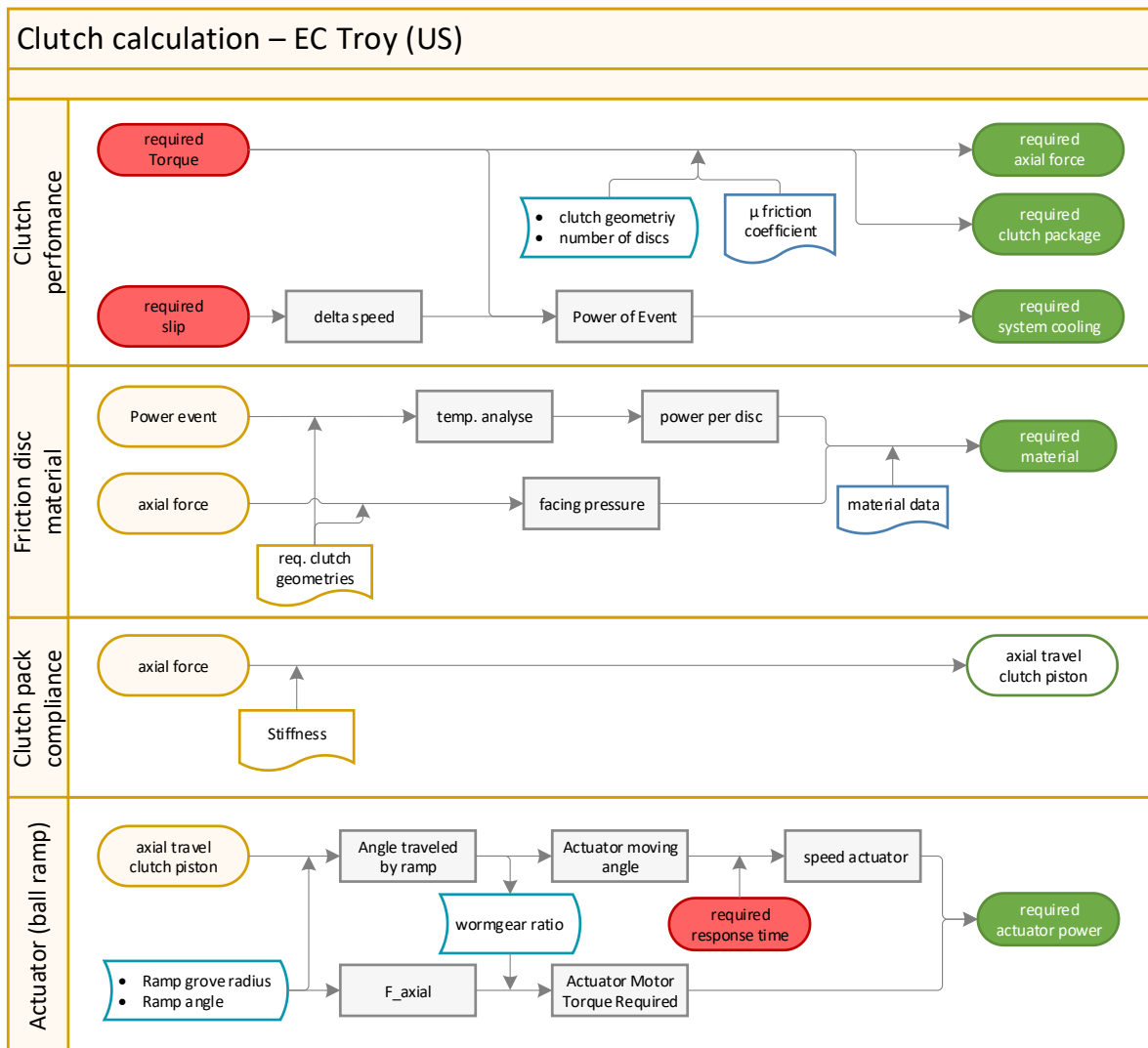


Abb. 4.3: Ablaufdiagramm EC Troy

## 5 Auslegung durch das Simulationsmodell

Ziel der Auslegung durch das Simulationsmodell ist es, die Auslegung qualitativ zu verbessern und den Untersuchungsbereich um Testprofile zu erweitern. Grundlage für die Auslegung bildete eine Parameteranalyse, in der die veränderlichen Parameter bestimmt wurden. Dabei ergaben sich unterschiedliche Optimierungsparameter für die einzelnen Bauteile der Aktuatorikkette, welche in Tabelle 5-1 zusammengefasst sind.

Tabelle 5-1: Optimierungsparameter

<b>Kupplungspaket</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• zulässige Flächenpressung</li> <li>• <u>Anzahl der Reibflächen</u></li> <li>• Reibwert</li> <li>• <u>Baugröße</u>/ mittlerer Reibradius</li> </ul>	<b>Kugelrampe</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• zulässige Hertz'sche Pressung</li> <li>• Kugeldurchmesser</li> <li>• <u>Steigungswinkel</u> und Wirkdurchmesser</li> </ul>
<b>Schneckenverzahnung</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <u>Übersetzung</u></li> <li>• Schrägungswinkel / Wirkungsgrad</li> </ul>	<b>Aktuarmotor</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• <u>Auswahl aus Baukasten</u></li> </ul>

Es ist zu beachten, dass bei MPT grundsätzlich ein Baukastensystem für neue Produkte verwendet wird, bei welchem generell nur die Anzahl der verwendeten Reiblamellen und die Baugröße der Kupplung veränderlich sind. Bei einigen Projekten kann diese Variation des Baukastensystems nicht alle Anforderungen erfüllen, weswegen zusätzlich Parameter geändert werden müssen. Die in Tabelle 5-1 unterstrichenen Parameter sind die zu bevorzugenden Änderungsparameter. Die weiteren Parameter aus Tabelle 5-1 sollten nicht verändert werden, da diese teilweise mit einer Materialänderung einhergehen oder für Anbauteile von besonderer Bedeutung sind.

Ziel ist es, eine Optimierung der gesamten Aktuatorikkette durchzuführen. Dabei soll dem Benutzer anhand von Gesamtauslegungen eine Berechnung unterschiedlicher Systemkonfigurationen zur Verfügung gestellt werden. Als Entscheidungshilfe werden systemspezifische Kennzahlen für die unterschiedlichen Konfigurationen erstellt. Es handelt sich hierbei um die in Tabelle 5-2 dargestellten Kennzahlen, welche in auswertungsspezifischen Kategorien zusammengefasst sind.

Tabelle 5-2: systemspezifische Kennzahlen

<b>Dynamik</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Erreichen des Soll-Kupplungsmomentes</li><li>• Stellzeit von<ul style="list-style-type: none"><li>○ 0% bis 90% des maximalen Moments</li><li>○ 90% bis 100% des maximalen Moments</li></ul></li></ul>
<b>Mechanische Robustheit:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Sicherheit gegen Flächenpressung auf der Reiblamelle</li><li>• Sicherheit gegen Hertz'sche Pressung in der Kugelrampe</li><li>• Belastung auf die Zweiflachschnittstelle</li></ul>
<b>Aktuator:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Schutz der elektrischen Bauteile (Shunt-Schutz)</li><li>• Haltestrom bei maximal Moment</li></ul>
<b>Funktionssicherheit:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Öffnungsverhalten im Fehlerfall</li></ul>
<b>Bauraum</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Axiale Länge des Kupplungspakets</li></ul>

## 5.1 Aufbau der Auslegungssimulation

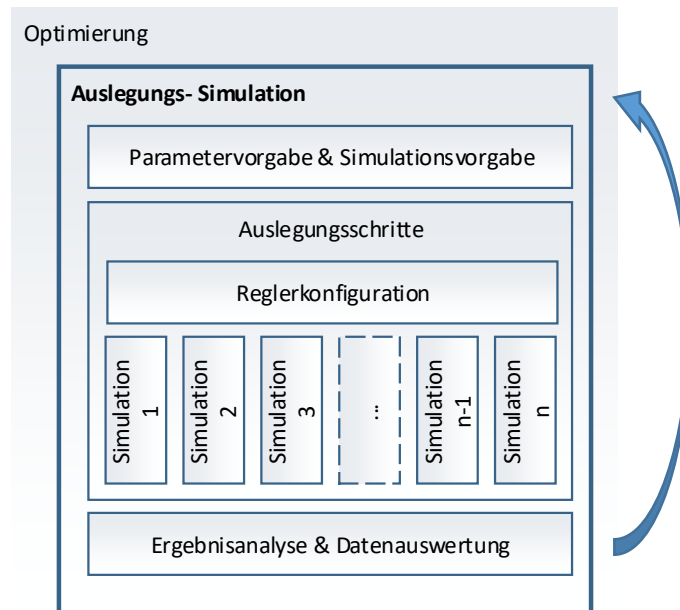


Abb. 5.1: Aufbau Auslegung mit Simulationsschleifen

Das Simulationsmodell der Aktuatorikkette stellt die Datenbasis für die Berechnung der in Kap. 5 gezeigten systemspezifischen Kennzahlen zur Verfügung. Es werden unterschiedliche Simulationen für verschiedene Kennzahlen durchgeführt. Zur Verkürzung der Berechnungszeit werden unterschiedlich detaillierte Modelle in der gesamten Auslegung simuliert, da die Ergebnisse der Simulationen nicht gleichermaßen vom Grad der Detaillierung abhängig sind.

Die Auslegung wird, wie in Abb. 5.1 dargestellt, in verschiedene Teile gegliedert. Im ersten Teil werden die vom Benutzer gewählten Parameter und der Detailierungsgrad übernommen. Darauf aufbauend, wird im nächsten Schritt das Simulationsmodell geöffnet und die Parameter werden eingefügt. Für Parameter, welche nicht in Tabelle 5-1 festgelegt sind, besteht die Möglichkeit diese direkt in der Simulationssoftware zu verändern. Dafür wurde ein eigenes Eingabeblatt in der Simulationssoftware eingefügt und die vollständigen Verlinkungen im Modell bereits vorgenommen. Dadurch ist sichergestellt, dass die Parameter in allen Teilsystemen übernommen werden und Veränderungen der Parameter zu keinen Fehlern im Modell führen.

Anschließend wird im Bereich „Auslegungs-Schritte“ die Reglerkonfiguration durchgeführt. Dies ist notwendig, da sich mit der Änderung der Aktuatorikparameter auch die Regelstrecke verändert, vgl. dazu Kap. 6.2.2. Danach erfolgt die Durchführung der benötigten Simulationen, welche die Datenbasis für die abschließende Auswertung und Ergebnisanalyse bereitstellt, vgl. Kap. 7.

## 6 Simulationsmodell

Für die Berechnung der systemspezifischen Kennzahlen wird ein Simulationsmodell verwendet. Dadurch können die komplexen Zusammenhänge in der Aktuatorikkette abgebildet werden und vor allem Änderungen an der Aktuatorikkette schnell und aussagekräftig analysiert werden. Die Verwendung eines Simulationsmodells ermöglicht weiters eine Implementierung von weiteren Bauteilen und ermöglicht daraus eine Erweiterungsfähigkeit der Auslegungsberechnung und eine Qualitätssteigerung der Berechnungsdaten. In den folgenden Kapiteln werden die Grundlagen sowie der Aufbau des Simulationsmodells und dessen Submodelle beschrieben.

### 6.1 Simulationstool – AmeSim

AmeSim ist eine von „Siemens Product Lifecycle Management Software Inc.“ entwickelte Simulationssoftware, welche unter anderem für mechatronische Simulationen ausgelegt ist. AmeSim ist Teil des Simcenter Portfolios, welches zusätzliche Softwarelösungen für unterschiedliche CAx-Anwendungen und Datenanalysen bereitstellt, [Wik19].

In dieser Arbeit wird AmeSim zur Durchführung einer Mehrkörpersimulation (MKS) verwendet. Eine MKS hat die Aufgabe, Bewegungen von idealisierten starren Körpern mittels numerischer Simulation zu berechnen, welche miteinander in Wechselwirkung stehen. Es kann sich dabei einerseits um kinematische Wechselwirkungen handeln, welche durch Verbindungen hervorgerufen werden oder andererseits um Kraft bzw. Momenteneinflüsse, die auf den zu untersuchenden Körper wirken, [Hir13].

Durch eine große Auswahl von Bibliothekselementen, welche in unterschiedliche Bereiche aufgeteilt sind, ermöglicht AmeSim dem Anwender eine einfache Erstellung von Modellen. Diese Elemente sind bereits im Vorfeld mit Standardparametern versehen, was dem Anwender eine schnelle Durchführung einer robusten Simulation gewährleistet. Abhängig von der gewünschten Untersuchungstiefe werden in AmeSim unterschiedliche Detaillierungsgrade zu den jeweiligen Elementen bereitgestellt.

Die Verwendung der genannten Bibliothekselemente erleichtert die Erstellung von Modellen. Allerdings ist es dem Anwender nur bedingt möglich, die Berechnung im Hintergrund zu modifizieren bzw. zu verifizieren. Aufgrund dessen wurden in dieser Arbeit für besonders entscheidende Bauteile zusätzliche Modelle erstellt, um das Verhalten der Bibliothekselemente zu hinterfragen bzw. zu verifizieren.

## 6.2 Grundlagen zum Modellaufbau

Der Aufbau des Gesamtmodells basiert auf der in Kap. 3.2. dargestellten Aktuatorikkette und deren Bestandteile. Vor der Entwicklung des Modells wurden eine Modellstruktur sowie eine Schnittstellenanalyse erarbeitet. Für die Erarbeitung der Modellstruktur wurde das Gesamtmodell in Teilmodelle aufgeteilt (siehe Abb. 6.1), wodurch eine Modellierung und Verifikation der Baugruppen ermöglicht wurde.

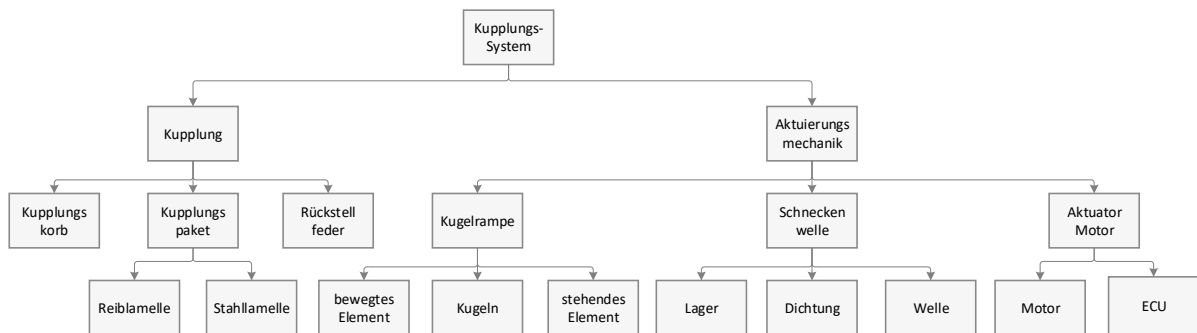


Abb. 6.1: Modellstruktur

Die Schnittstellenanalyse, siehe Abb. 12.1, wurde durchgeführt, um ein besseres Verständnis für die in der Aktuatorikkette auftretenden Interaktionen und Parameter zu erhalten. In der Schnittstellenanalyse ist der Energiefluss bzw. die Art der Übertragung für die unterschiedlichen Bauteile dargestellt. Die Schnittstellenanalyse bildet die Grundlage zur folgenden Modellbeschreibung.

### 6.2.1 Energiequelle

Die Eingangsgröße für die Aktuatorik stellt die elektrische Energie dar, welche dem Verteilergetriebe vom Fahrzeug-Bordnetz bereitgestellt wird (siehe Abb. 6.2). Für andere Aktuatoriksysteme kann es grundsätzlich noch weitere Eingangsgrößen geben, wie zum Beispiel die Pumpleistungen für hydraulische Systeme oder gespeicherte Federenergien in rein mechanischen Systemen, vgl. Kap. 2.3. Bei der Entnahme von elektrischer Energie werden bereits Anforderungen an das System gestellt, indem eine maximal zulässige Stromentnahme pro Zeit vom Gesamtfahrzeughersteller vorgeschrieben wird. Diese Anforderungen resultieren aus dem Leistungsmanagement eines stabilen Bordnetzes, [Koh14]. Da die internen Anforderungen in Bezug auf den Bauteilschutz (vgl. Kap. 3.3.4) bereits strengere Forderungen vorgeben, werden die Anforderungen auf Fahrzeugebene nicht im Modell berücksichtigt.

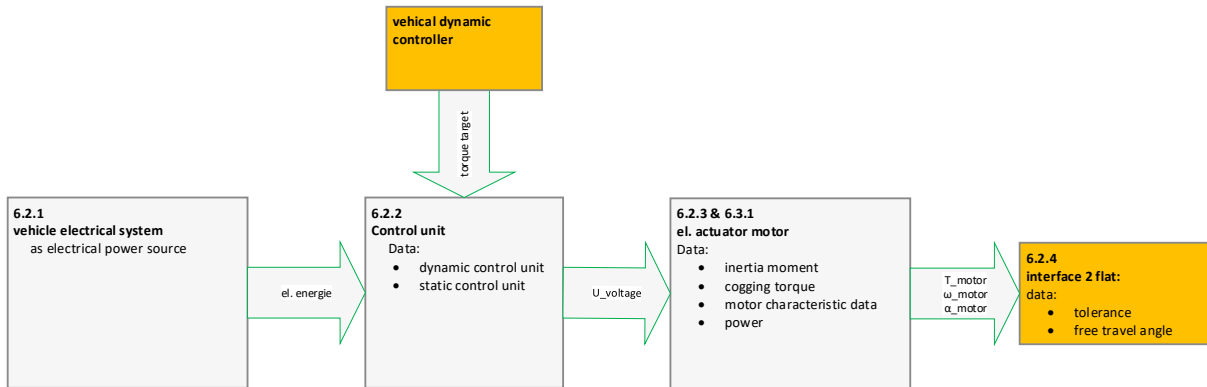


Abb. 6.2: Schnittstellenanalyse – Teilbereich Mechatronik

## 6.2.2 Regelung

Der in Abb. 6.2 dargestellte Block „Control unit“ repräsentiert das Steuergerät, welches die Regelung des Elektromotors beinhaltet. Dieser Teil wird im Modell mit starken Vereinfachungen abgebildet. Folglich wird anstelle der originalen Regelstruktur eine vereinfachte Regellogik verwendet.

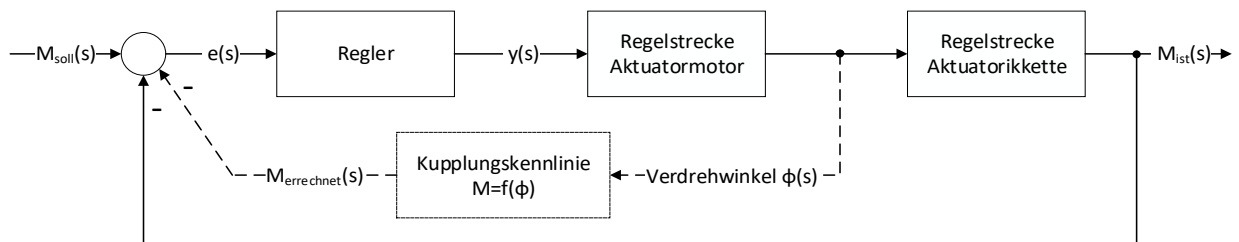


Abb. 6.3: Regelkreis

Dabei unterscheiden sich neben der Komplexität besonders die Regelgröße zwischen der Realität und dem Modell. Die Regelstruktur basiert in der Realität auf einer positionsgesteuerten Regelung, welche in Abb. 6.3 durch eine strichlierte Linie dargestellt ist. Das Vorgabemoment wird dabei unter Berücksichtigung einer Kupplungskennlinie in einen Soll-Drehwinkel (Position) des Aktuatomotors umgerechnet. Dies ist notwendig, da eine Messung des eingestellten Kupplungsmoments in einem Serienaggregat zurzeit wirtschaftlich nicht umsetzbar ist. Um Toleranzen in der Fertigung auszugleichen, werden die Aggregate nach der Fertigung in einem End-of-Line-Prüfstand (EOL) vermessen und in der Software mit einer entsprechenden Klassierung der Kupplung versehen. Da diese Problematik in der Simulation nicht gegeben ist, wird das resultierende Drehmoment in der Regelung als Regelgröße  $e(s)$  verwendet, was in Abb. 6.3 durch eine durchgezogene Linie gezeigt wird. Dadurch ergeben sich gerade in Bezug auf die Auslegungsberechnung einige Vorteile. Der Regelkreis berücksichtigt demgemäß alle Veränderungen der gesamten Regelstrecke, wodurch eine



bessere Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Lösungskonfigurationen gegeben ist und die Fehleranfälligkeit bei der Auswertung reduziert wird.

Nachteilig wirkt sich diese Vereinfachung auf die Validierung des Modells aus, da Kennzahlen im Bereich der Dynamik stark von der Regelung abhängig sind. Dies muss in der Interpretation der Simulationsergebnisse berücksichtigt werden.

Wie in Kap. 3.3.4 beschrieben, wird in der realen Regelstruktur die Bestromung des Aktuarmotors bei gleichbleibender Momentenvorgabe reduziert, um die elektronischen Bauteile vor der Zerstörung durch Überhitzung zu schützen. Das beeinflusst im Speziellen die in Tabelle 5-2 definierten spezifischen Kennzahlen „Haltestrom bei Maximal-Moment“ des Aktuarmotors. Dafür wird im Regler zwischen den zwei Funktionen „Moment stellen“ (dynamische Regelung) und „Moment halten“ (Haltefunktion) unterschieden, wobei eine Umschaltlogik den Wechsel zwischen den beiden Funktionen steuert.

In der **dynamischen Regelung** wird ein PI-Regler verwendet. Dieser ist so parametrisiert, dass er in guter Näherung dem dynamischen Verhalten des realen Systems entspricht, vgl. Abb. 6.4. Zusätzlich wird eine Limitierung über die gesamte Regelstruktur eingeführt, welche der Bordspannung von 12V entspricht. Der Integralteil des Reglers wird zusätzlich mit einer Limitierung beschränkt, dies entspricht einer Anti-Windup-Maßnahme, [Man19].

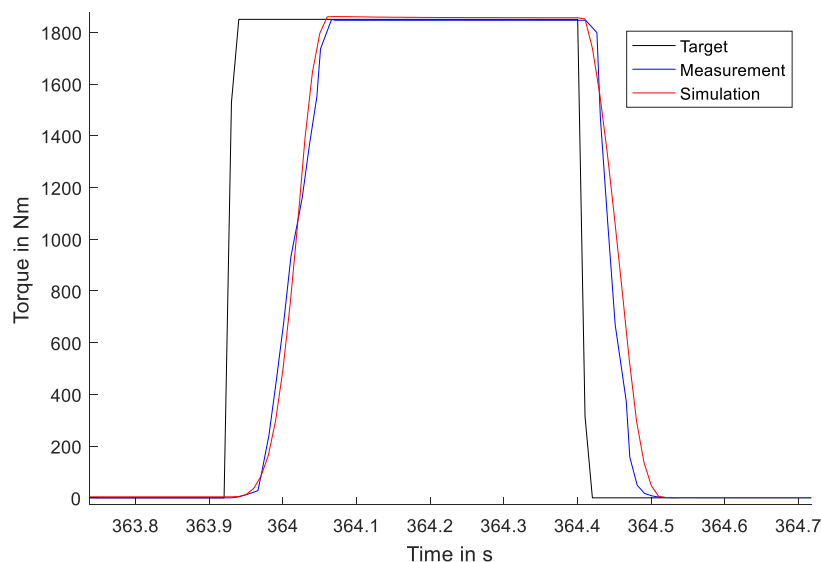


Abb. 6.4: Validierung des Regelverhaltens durch eine Sprungantwort

Die **Haltefunktion** wird verwendet, um den Strombedarf bei gleichbleibendem Kupplungsmoment zu verringern. Dazu wird der Wirkungsgrad in der Aktuatorikette (vgl. dazu Kap. 6.3.3) genutzt, sodass bei geringerem Strom am Motor die gleiche Position gehalten werden kann. In der Haltefunktion werden, wie in Abb. 6.5 dargestellt, zwei Wertetabellen für die Realisierung der Funktion verwendet. Einerseits eine Tabelle, die nach Überschreitung zum Schließen der Kupplung

führt und andererseits eine Tabelle, die bei Unterschreitung zum Öffnen der Kupplung führt. Daraus ergibt sich das in Abb. 6.5 dargestellte Spannungsdreieck der Haltefunktion, welches die zum jeweiligen Kupplungsmoment gehörige Ober- und Untergrenze der Spannung zum Halten des Kupplungsmoments definiert. Diese Tabellen müssen für jede Systemkonfiguration neu definiert werden, da sich die Werte mit den unterschiedlichen Parametrisierungen ändern. Dies erfolgt in der Auslegung im Abschnitt „Regler-Konfiguration“, vgl. Kap. 5.1. In Abb. 6.5 ist der Spannungsverlauf einer Momentenänderung dargestellt, weiters ist der als „Gap“ bezeichnete Sicherheitsabstand zwischen Halten und Öffnen zu erkennen. Dieser wird benötigt, um das Öffnen in unterschiedlichen Zuständen des Systems zu verhindern.

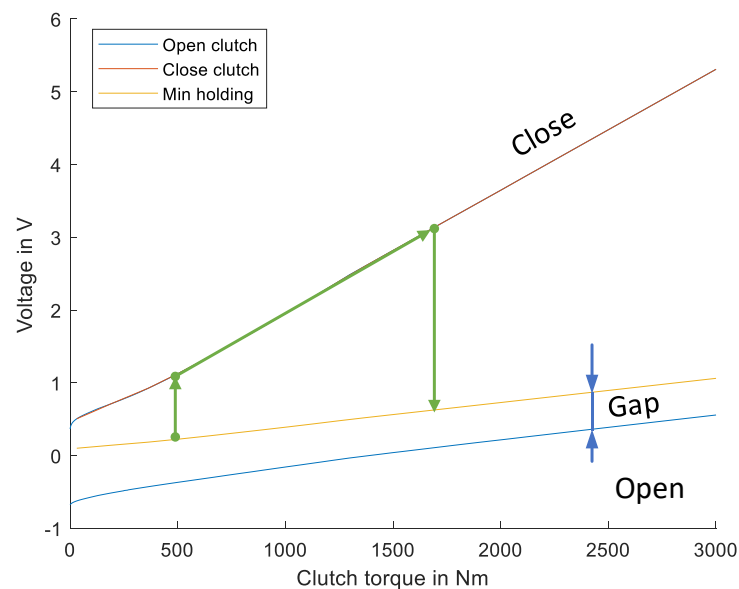


Abb. 6.5: Spannungsdreieck der Haltefunktion

In der Haltefunktion wird die Spannung als Funktion der Zeit bis auf die untere Grenze des zugehörigen Spannungsdreiecks abgesenkt. In Abb. 6.6 ist der zeitliche Verlauf des resultierenden Stroms im Vergleich zur Messung dargestellt. Der Unterschied zwischen Simulation und Messung ist bedingt durch die Vereinfachung der verwendeten Regelung im Gegensatz zur originalen Regelung. Da die Simulation in der Konzeptphase Anwendung finden soll, vgl. Kap. 1.3, weisen die Ergebnisse eine ausreichende Genauigkeit für die Systembetrachtung auf. Es wird eine mittlere Abweichung zwischen den Simulationsergebnissen und vergleichbaren Referenzmessungen von ca. 15% erreicht. Allerdings ist der Fehler beim errechneten Haltestrom kleiner 1 A und dies ist das deutlich wichtigere Ergebnis der Simulation.

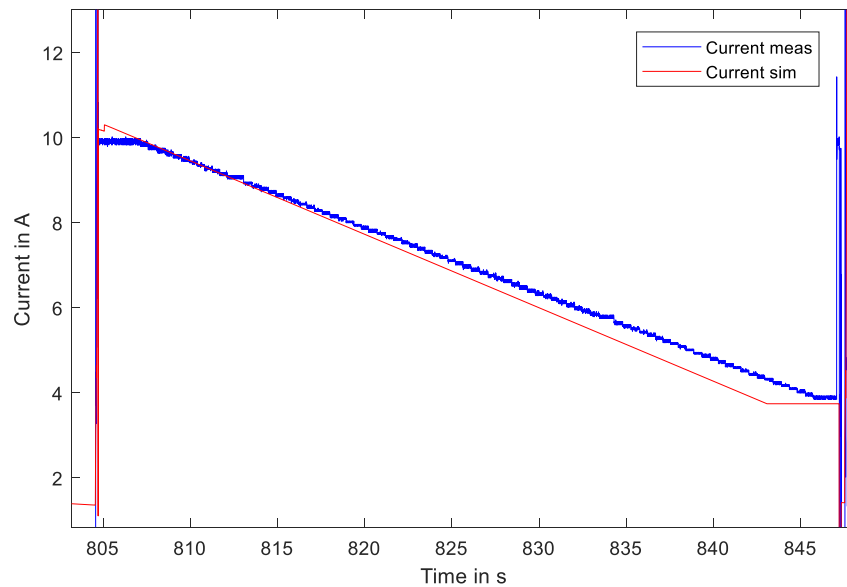


Abb. 6.6: Stromabsenkung der Haltefunktion

Für den Wechsel zwischen dynamischer Regelung und Haltefunktion ist eine zusätzliche **Umschaltlogik** im Regler implementiert. Diese orientiert sich am Verlauf der Reglerabweichung  $e(s)$  und der Soll-Vorgabe  $M_{\text{soll}}(s)$ . In Abb. 6.7 ist das Verhalten der Umschaltlogik visualisiert. Dementsprechend ist zu erkennen, dass bei „close clutch“ (grün) die Reglerabweichung über den Nulldurchgang geführt wird. Dadurch soll sichergestellt sein, dass das geforderte Drehmoment vor dem Umschalten zur Haltemomentfunktion im System erreicht wird. Ein Umschalten auf die dynamische Regelung erfolgt ab einer Reglerabweichung größer 10% der Soll-Vorgabe. Dies entspricht der erlaubten Drehmomentabweichung des Gesamtsystems, vgl. Kap. 3.1.

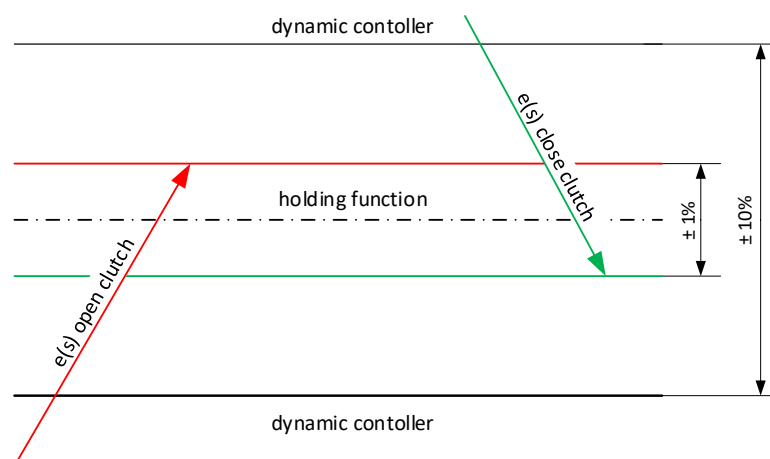


Abb. 6.7: Umschaltlogik zwischen Moment halten und Moment stellen

### 6.2.3 Aktuatormotor

Der Aktuatormotor wandelt die elektrische Energie in mechanische Energie um. Dafür wird bei MPT ein bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC) verwendet, bei dem die einzelnen Spulen in einer Blockkommutierung geschaltet werden, um die gewünschte Position zu erreichen, vgl. Kap. 6.2.2. AmeSim bietet mit den unterschiedlichen Bibliotheksbauteilen eine große Auswahl an elektrischen Motoren; unter anderem wird ein Modell für einen BLDC-Motor zur Verfügung gestellt. Allerdings ist die Ansteuerung eines BLDC-Motors ohne Regelsoftware deutlich aufwendiger und komplexer, weswegen auf ein Gleichstrommotormodell zurückgegriffen wird. Dieses ist in vorliegendem Fall so parametrisiert, dass sich die Charakteristik zwischen dem originalen Aktuatormotor und dem Gleichstrommotor geringfügig voneinander unterscheiden, siehe Abb. 6.18. Weiters kann durch den vergleichsweise einfachen Aufbau die Simulationsdauer verkürzt werden. Widerstände und Reibungen, die durch die originale Motortopologie hervorgerufen werden, sind im Modell aus den Ergebnissen von Messungen gesondert implementiert, vgl. Kap. 6.3.1

### 6.2.4 Schneckenwelle und Zwei-Flach-Schnittstelle

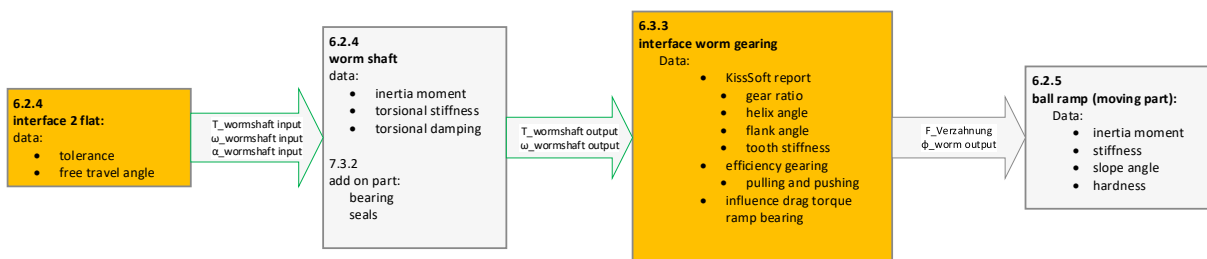


Abb. 6.8: Schnittstellenanalyse – Teilbereich Schneckengetriebe

In der Simulation wird die Schneckenwelle in zwei Teilmodelle unterteilt. Einerseits wird das wirkende Trägheitsmoment der Schneckenwelle herangezogen und andererseits werden die Schnittstellen zum Aktuatormotor und zur Schneckenverzahnung definiert.

Das Trägheitsmoment wird aus CAD-Daten bestimmt, da bei unterschiedlichen Produktkonfigurationen abweichende Konstruktionen der Schneckenwelle zum Einsatz kommen. Dies wird besonders von der Bauraumanalyse des Gesamtproduktes beeinflusst. Im Allgemeinen ist diese erst nach der Erstellung des Konzeptes vorhanden, weswegen zwei unterschiedliche Schneckenkonstruktionen aus Referenzprodukten evaluiert wurden, welche exemplarisch im Modell implementiert werden können.

Die Schnittstelle zum Aktuatormotor besteht aus einem Zwei-Flach, welcher bedingt durch die Montierbarkeit und der Funktion als Toleranzausgleich einen frei durchfahrbaren Winkel  $\alpha$  aufweist. In Abb. 6.9 ist die Schnittstelle schematisch dargestellt. Die Belastungen auf die



## 6.2.5 Kugelrampe

Mit Hilfe der Kugelrampe wird aus dem Drehmoment des Aktuormotors eine Axialkraft erzeugt, welche wiederum als Betätigung der Kupplung verwendet wird. Somit wird über den Verdrehwinkel  $\varphi$  der Kugelrampe das gewünschte Kupplungsmoment eingestellt, siehe Abb. 6.12. Für die Simulation wird durch die Kugelrampe ein kinematischer Zusammenhang zwischen Verdrehwinkel  $\varphi$  und axialem Weg  $x$  hergestellt, welcher im Verhältnis zum Steigungswinkel  $\alpha$  der Kugelbahnen steht, (vgl. Abb. 6.11). Dieser Zusammenhang lässt sich durch Gl. 6-1 abbilden und kann sowohl für die Wegübersetzung, als auch die Kraftübersetzung verwendet werden. Darin werden der Wirkradius der Kugelbahn  $r_{wKB}$  und der Wirkdurchmesser der Schneckenverzahnung  $r_{wSchnecke}$  aus den geometrischen Daten der Aktuatorikette benötigt.

$$\tan(\alpha) = \frac{x - x_0}{r_{wKB} \cdot (\varphi - \varphi_0)} = \frac{F_t}{F_a} = \frac{M_{Schnecke}/r_{wSchnecke}}{F_a} \quad \text{Gl. 6-1}$$

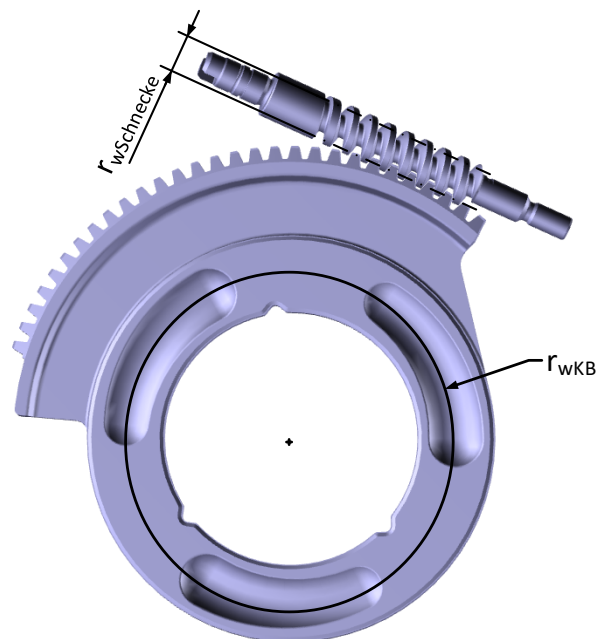


Abb. 6.10: Geometrie der Kugelrampe

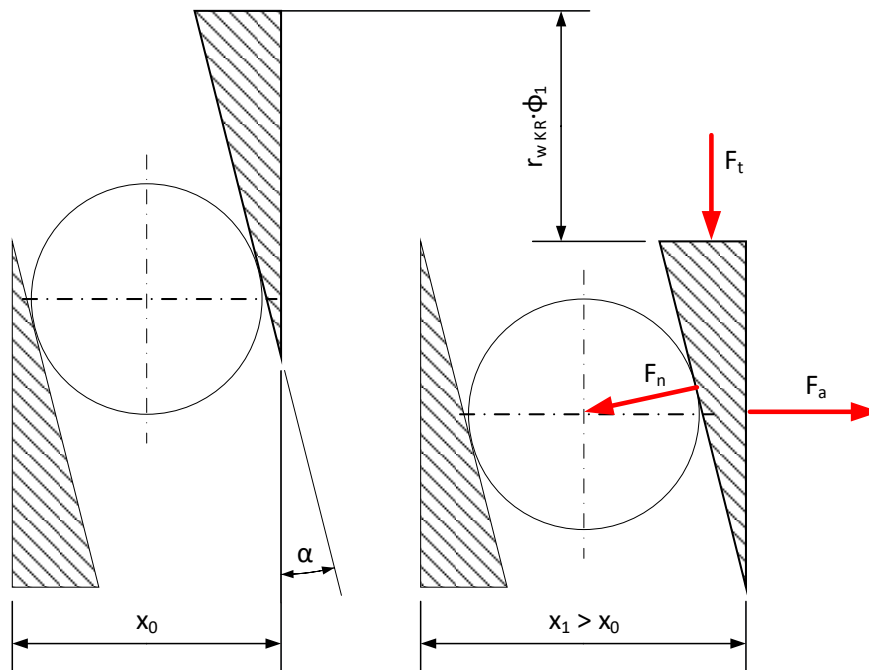


Abb. 6.11: Wirkprinzip der Kugelrampe

Im Modell wird aufgrund der zur Verfügung stehenden Bibliothekselemente die Ableitung der Gl. 6-1 verwendet und um einen Wirkungsgrad-Term erweitert. Es wurde ein allgemeiner Wirkungsgrad  $\eta$  von 99% der Kugelrampe angesetzt; dieser kann in der Simulation als Parameter verändert werden. Drei Fälle werden hierbei, wie in Gl. 6-2 gezeigt, unterschieden und die Abhängigkeit der Drehrichtung und somit der verbundene Vorzeichenwechsel der Reibung berücksichtigt.

$$\dot{x} = \begin{cases} \tan(\alpha) \cdot \dot{\phi} \cdot r_{Ball\ track} \cdot \eta & \dot{\phi} < 0 \\ 0 & \dot{\phi} = 0 \\ \tan(\alpha) \cdot \dot{\phi} \cdot \frac{r_{Ball\ track}}{\eta} & \dot{\phi} > 0 \end{cases} \quad \text{Gl. 6-2}$$

## 6.2.6 Kupplungspaket und Axialkraftkette

Im Allgemeinen wird die Steifigkeit der Kupplungspakete in Form einer Drehmomenten-Verdrehwinkel-Kennlinie bereitgestellt. Diese ist für die Simulation nicht ausreichend, da sich für die Auslegung die geometrischen Zusammenhänge der Aktuatorikkette ändern. Diese werden aus den jeweiligen Projekten bestimmt und über die zugehörigen Aktuatorikketten-Parameter in Kraft-Weg-Kennlinien umgerechnet, siehe Abb. 6.12. Dabei wird für die Umrechnung ein nominaler Reibwert von 0,11 angenommen. Die Steifigkeiten werden als Kennlinien zu den jeweiligen Kupplungsmodulen im Modell hinterlegt.

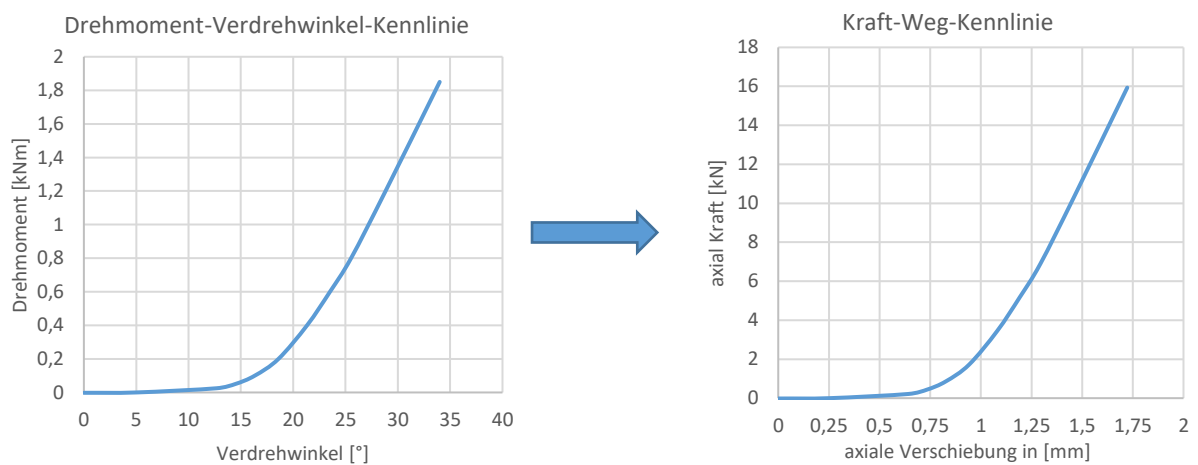


Abb. 6.12: Kupplungskennlinie

Im Falle des Referenzgetriebes kann auf, mittels Messung erstellte, Kraft-Weg-Kennlinien zurückgegriffen werden. Dies fördert die Qualität des Modells, da keine Umrechnung mit dem angenommenen nominalen Reibwert erforderlich ist. Die Steifigkeitsmessung der einzelnen Bauteile wurde anhand einer Differenzmethodenmessung durchgeführt, siehe Abb. 12.2, und die Ergebnisse für die Simulation ausgewertet.

Die Messungen repräsentieren die Federkennlinie der in Abb. 6.13 dargestellten einzelnen Bauteile im Axial-Kraft-Pfad.

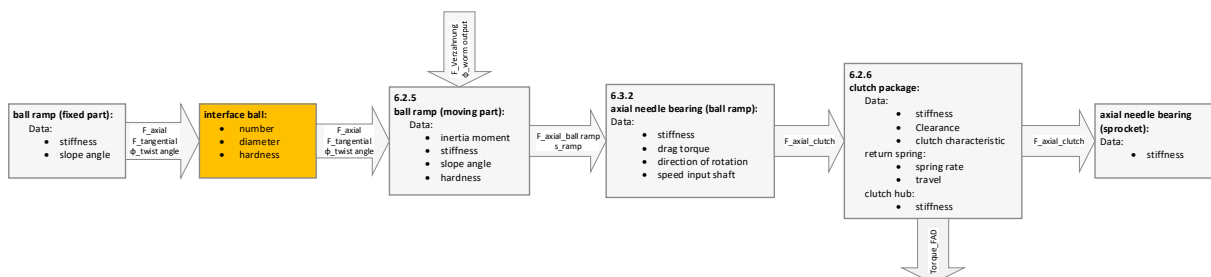


Abb. 6.13: Schnittstellenanalyse – Teilbereich Axialkraftkette



Die Steifigkeitskennlinien werden für die weitere Auslegungsberechnung in zwei Teile zusammengefasst; einerseits die Kennlinie der Kupplung ohne Lamellen (System) und andererseits die Kennlinie des Kupplungspaketes in Abhängigkeit von der Anzahl der verbauten Lamellen. Die Kennlinie des Kupplungspaketes wird hierfür als serielle Kopplung von mehreren Federelementen interpretiert, was in Abb. 6.14 dargestellt ist. Dieses Vorgehen ist notwendig, um die variierende Anzahl von Reibpaaren aufgrund der Auslegung im System abbilden zu können.

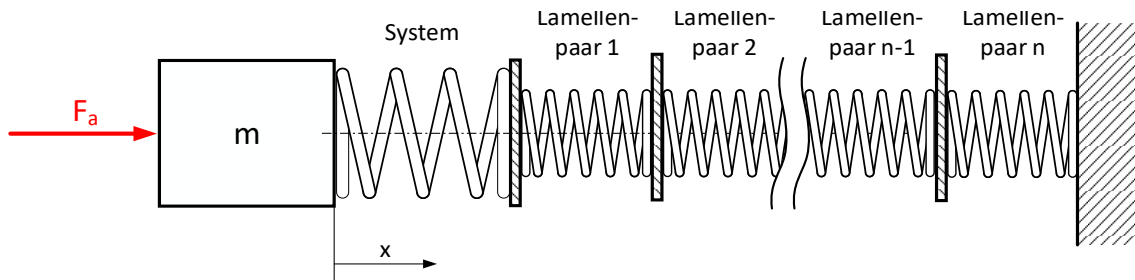


Abb. 6.14: Modellierung der Kupplungssteifigkeit

Die Gesamt-Steifigkeit  $c_{ges}(x)$  des Kupplungs-Systems kann mithilfe von Gl. 6-3 berechnet werden. Die Steifigkeitskennlinie der Kupplung ohne Lamellen wurde hier zusätzlich aus der oben erwähnten Messungsreihe interpretiert.

$$\frac{1}{c_{ges}(x)} = \frac{1}{c_{sys}(x)} + \frac{1}{c_{disc}(x)} \cdot n_{Lamellen} \quad \text{Gl. 6-3}$$

Für die Berechnung des übertragenen Kupplungsmoments wird der mittlere Reibradius  $r_m$  der Reiblamellen benötigt. Dieser berechnet sich nach Gl. 6-4, in der die konstruktiven Parameter der Reiblamellen verwendet werden. Ebenfalls wird eine konstant verteilte Flächenpressung in der Reibpaarung angenommen, [Fis16].

$$r_m = \frac{2 r_a^3 - r_i^3}{3 r_a^2 - r_i^2} \quad \text{Gl. 6-4}$$

Durch die Kombination des Reibwertes  $\mu$ , als Funktion der Flächenpressung  $p$ , der Schlupfdrehzahl  $s$  und der Temperatur  $T$ , mit der Normalkraft  $F_a$  ergibt sich die Gl. 6-5 zur Berechnung der Reibkraft  $F_r$ . Die Normalkraft resultiert aus der wirkenden Flächenpressung im Kupplungspaket.

$$F_r = \mu(p, s, T) \cdot F_a \quad \text{Gl. 6-5}$$

Die Momentübertragung  $M_K$  durch die Kupplung errechnet sich im Anschluss durch die Verwendung des Hebelgesetzes und der Anzahl an Reibflächen  $n$  (siehe Gl. 6-6). Zusätzlich kann die Reibleistung im Kupplungspaket bestimmt werden, welches wiederum entscheidend für die Lamellentemperatur, sowie den Verschleiß ist. Die abgegebene Reibleistung  $P_r$  errechnet sich durch Gl. 6-7, welche wiederum als Ergebnis aus der Simulation bereitgestellt wird.

$$M_K = F_r \cdot r_m \cdot n \quad \text{Gl. 6-6}$$

$$P_r = M_K \cdot s \quad \text{Gl. 6-7}$$

Wie bereits erwähnt, ist der Reibungskoeffizient für die Berechnung des übertragenen Kupplungsmoments von besonderer Bedeutung, da dieser den Zusammenhang zwischen Axialkraft und übertragbarem Moment widerspiegelt. Im Modell wird aufgrund dessen auf Reibwertmessungen des Herstellers zurückgegriffen. Diese beinhalten sowohl unterschiedliche Temperaturen, Flächenpressungen und Schlupfdrehzahlen. In Abb. 6.15 ist der Reibungskoeffizient bei 90°C Öltemperatur exemplarisch dargestellt.

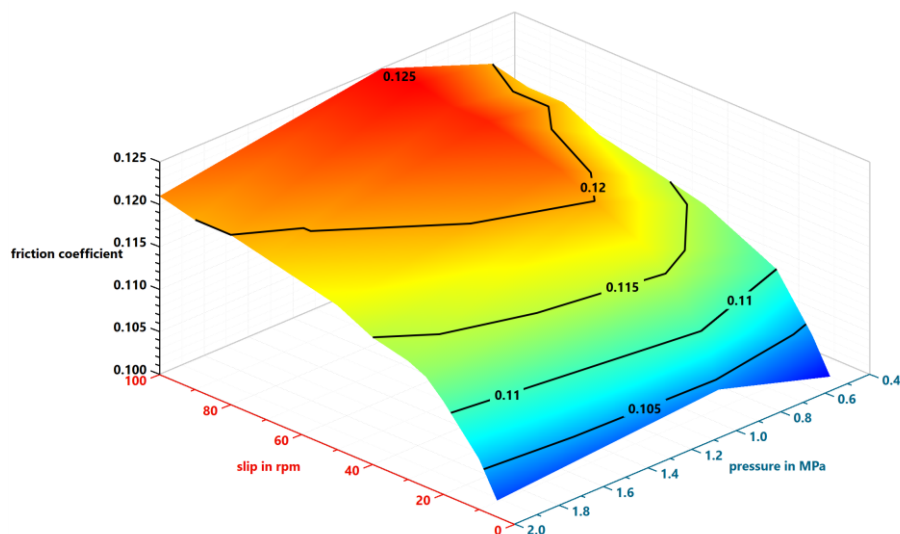


Abb. 6.15: exemplarische Darstellung der Reibwertmessung [MPT]

### 6.3 Modellaufbau in AmeSim und Bauteilverifikation

In diesem Kapitel wird die Umsetzung des Modells in der Simulationssoftware beschrieben. Es werden das Gesamtmodell und die einzelnen Submodelle erläutert und zusätzlich zu den wichtigsten Bauteilen die Verifikation der Submodelle beschrieben.

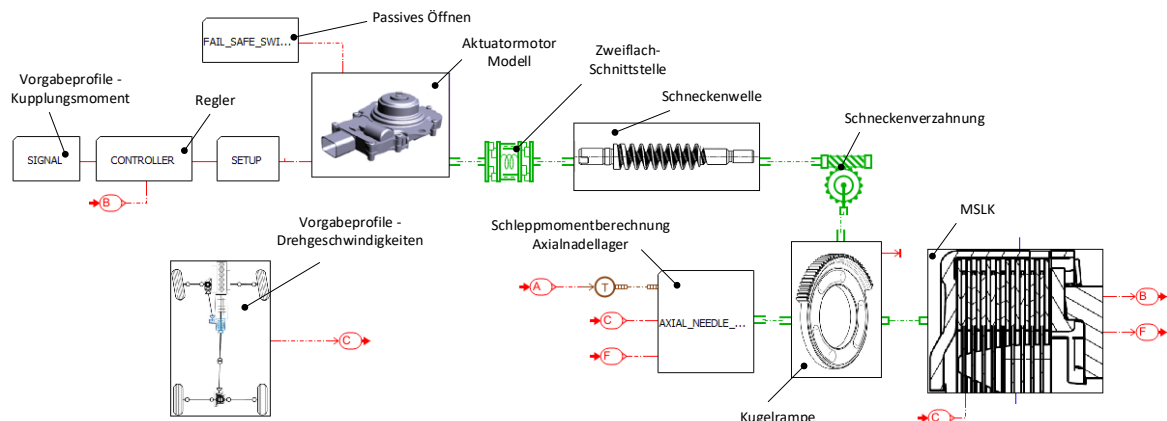


Abb. 6.16: Übersicht der Bockbildung im Simulationsmodell

Beim Modell handelt es sich um ein semi-physikalisches Modell, bei welchem die Vorteile der physikalischen Modellbildung und der empirischen Modellbildung kombiniert werden. Ein physikalisches Modell wird rein durch mathematische Gleichungen beschrieben, welches auf der Verwendung von Gesetzen und Axiomen beruht. Die Vorteile liegen hier in der einfachen Analyse des Modells, da es über nachvollziehbare Parameter verfügt und eine Parameter- und Sensibilitätsanalyse durchgeführt werden kann. Im Gegensatz dazu wird bei einem empirischen Modell auf Messergebnisse und Beobachtungen zurückgegriffen. Auf Grundlage dessen kann das Verhalten von komplexen Bauteilen vereinfacht abgebildet und in das Modell integriert werden, [Hir18].

Die Erstellung des Modells in der Simulationssoftware orientiert sich am Systemaufbau der Aktuatorikette (vgl. dazu Kap. 3.2). In Abb. 6.16 ist eine Übersicht der Submodell-Blöcke und deren Schnittstellen dargestellt.



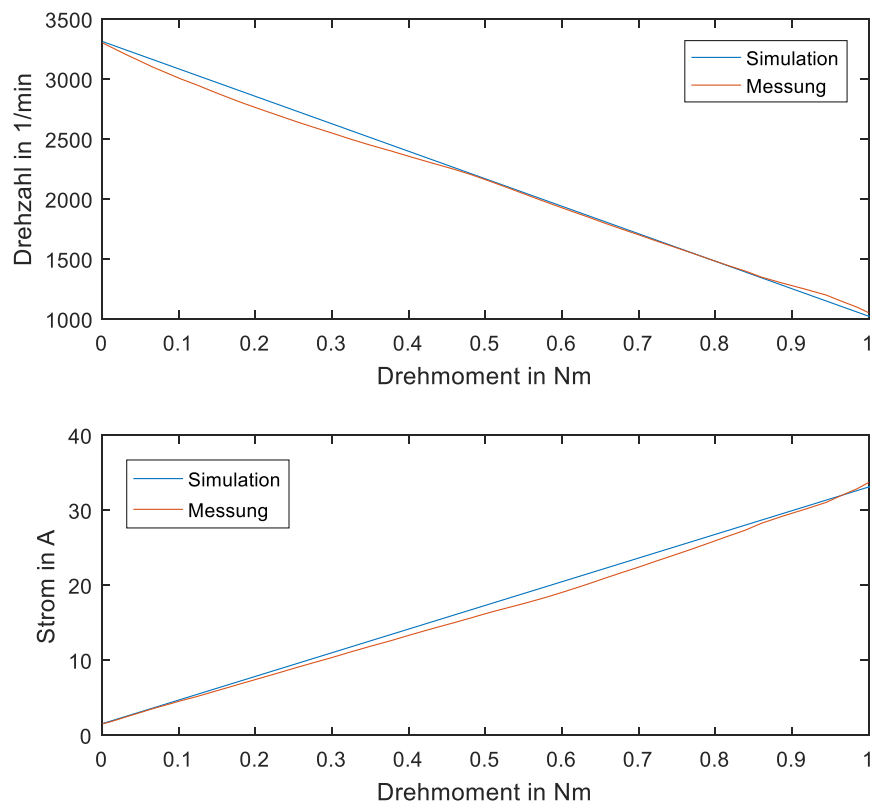


Abb. 6.18: Verifikation des Ersatzmotormodells

Das Aktuormotormodell besteht weiters aus der Trägheitsmasse des Rotors, welche aus Angaben des Herstellers entnommen wurde. Das in Abb. 6.17 dargestellte „Dummy“-Trägheitsmoment besitzt ein vernachlässigbar kleines Trägheitsmoment; es ist allerdings erforderlich, um den abwechselnden Aufbau eines Feder-Masse-Systems zu gewährleisten.

Zusätzlich wird der Einfluss des Rastmoments in der Simulation berücksichtigt, wobei Rastmomentmessungen von MPT im Modell implementiert wurden. Das Rastmoment ist besonders für die Untersuchungen zum Öffnungsverhalten im Fehlerfall von Bedeutung. Dafür wurde weiters eine Kopplung implementiert, welche bei den Simulationen zum Verhalten beim Passiv-Öffnen verwendet wird. Das Entkoppeln des Gleichstrommotormodells war erforderlich, da dieses im Generatorbetrieb eine zu hohe Dämpfung des Systems verursachte und somit die Ergebnisse im Vergleich zur Messung verfälschte.

Wie bereits in Kap. 6.2.1 erwähnt, ist die Entnahme von elektrischer Energie aus dem Bordnetz aufgrund des Bauteilschutzes eingeschränkt. Entscheidend für die Schutzfunktion ist die entnommene Energiemenge pro Zeit, welche im Steuergerät des Aktuormotors mit aufgezeichnet wird. In der Simulation wird der Bauteilschutz, nach Angaben von MPT, durch Gl. 6-8 abgebildet. Darin steht  $P_{ab}$  für die abgeführte Wärmeleistung und  $Q_{max}$  für die erträgliche

Wärmemenge.  $R_{ECU}$  beschreibt den Innenwiderstand der ECU als Wärmequelle, welche sich in Kombination mit dem Stromdurchfluss  $I(t)$  ergibt.

$$\int_{t_0}^t (R_{ECU} \cdot I(\tau)^2 - P_{ab}) d\tau \leq Q_{max} \quad \text{Gl. 6-8}$$

### 6.3.2 Lager und Dichtringe

In der Simulation werden die Schleppmomenteinflüsse der Lagerungen und der Dichtstellen berücksichtigt. Es werden einerseits die Lagerung der Schneckenwelle und andererseits der Einfluss des Axialnadellagers auf die Kugelrampe beachtet.

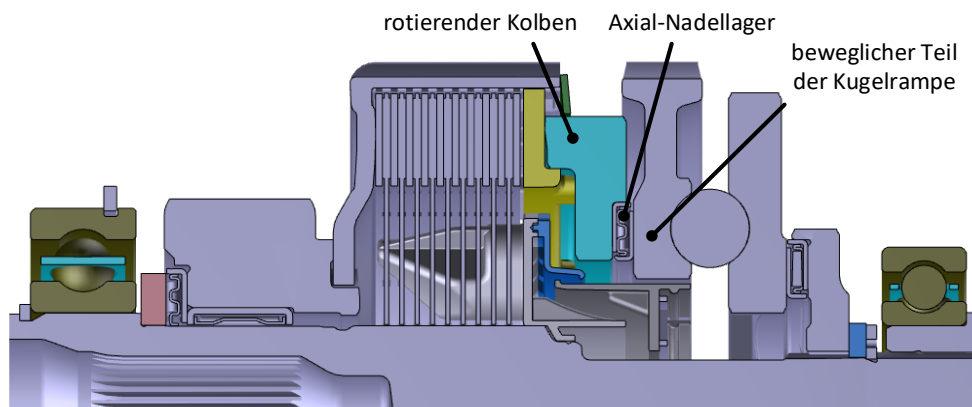


Abb. 6.19: Position des Axial-Nadellagers

Bei der Lagerung der Schneckenwelle handelt es sich um ein Rillenkugellager, welches die Funktion der Festlagerung übernimmt, sowie um ein radiales Nadellager als Loslagerung. Ein Radialwellendichtring (RWDR) ist zusätzlich auf der Welle verbaut, da die Schnittstelle zwischen Schneckenwelle und Aktuormotor außerhalb des Getriebes liegt. Der verbaute RWDR sichert die Dichtheit gegenüber der Umgebung bzw. dem Aktuormotor. Die Schleppmomente der Bauteile wurden im Verbund vermessen und die Ergebnisse als Look-up-Table in das Modell implementiert. Weiters wurde das Axial-Nadellager (ANL) im Bereich der Kugelrampe im Simulationsmodell implementiert, weil dieses vergleichsweise hohe Schleppmomente aufweist und dadurch das Stellverhalten beeinflusst. Besonders wirkt sich das ANL auf das Restsperrmoment beim Passiv-Öffnen aus. Im Allgemeinen wird die Kugelrampe demnach so ausgelegt, dass das Schleppmoment des Lagers in Abhängigkeit der Drehrichtung bei Vorwärtsfahrt beim Öffnen der Kupplung unterstützend wirkt. Allerdings gibt es Anwendungen, bei welchen die Vorzugsrichtung aufgrund von Gleichteilkonzepten nicht eingehalten werden kann und somit das Schleppmoment die Erfüllung der Passiv-Öffnen-Anforderungen erschwert, vgl. Kap. 3.1.

Zur Einbindung des Axialnadellagers wurde zusätzlich ein Berechnungsmodell der Schleppmomente erstellt. Dies war erforderlich, da die vorliegenden Messdaten nur Teilbereiche der axialen Beanspruchung abdeckten. Das Berechnungsmodell orientiert sich an den Berechnungsvorschriften der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG, [Sch19]. Darin sind neben den geometrischen Daten auch Lagerbeiwerte für die einzelnen Lagertypen enthalten. Die Lagerbeiwerte sind abhängig von der Schmier-situation im Getriebe zu wählen, wobei in der Berechnungsvorschrift zwischen Ölnebel (oder Fette) und Ölbad unterschieden wird. Zur Festlegung des Schmierzustandes wurde ein Vergleich zwischen den Lagerwerten durchgeführt und durch eine Optimierung die passenden Lagerbeiwerte ermittelt. Für die Optimierung wurde eine in AmeSim integrierte Optimierungsmethode NLPQL (non-linear sequential quadratic programming) verwendet. Als Variablen werden die Lagerbeiwerte  $f_0$ , welcher die Drehzahlabhängigkeit beschreibt, und  $f_1$  für die Belastungsabhängigkeit festgelegt und die Zielfunktion nach Gl. 6-9 definiert. Die Variablen werden so variiert, dass sich ein Minimum zwischen Messung und Simulation einstellt.

$$\text{Min} \left( \int_{t_0}^{t_{\text{end}}} |M_{\text{Messung}}(n(\tau), T(\tau), F_a(\tau)) - M_{\text{Simulation}}(n(\tau), T(\tau), F_a(\tau))| d\tau \right) \quad \text{Gl. 6-9}$$

Die Bestimmung der Lagerbeiwerte ermöglicht im weiteren Größenvariationen des verwendeten Lagers, welche im Bereich der Berechnungsvorschriften der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG liegen müssen. Änderungen vom Lagertyp bzw. dem Schmierzustand müssen gesondert validiert werden.

In Tabelle 6-1 ist der Vergleich zwischen den in der Berechnungsvorschrift vorgegebenen Lagerbeiwerten und den optimierten Lagerbeiwerten dargestellt.

Tabelle 6-1: Lagerbeiwerte Axialnadellager

	Lagerbeiwerte Berechnungsvorschrift	Lagerbeiwerte Simulation
$f_0$ – drehzahlabhängiger Lagerbeiwert	2...3	2,177
$f_1$ – belastungsabhängiger Lagerbeiwert	0,0015	0,000783

In Abb. 6.20 ist eine Gegenüberstellung der simulierten Schleppmomentwerte mit den gemessenen Werten veranschaulicht. Eine Erkenntnis daraus ist, dass die berechneten Schleppmomente in der Simulation ein deutlicher lineares Verhalten über die Drehzahl zeigen, als in den vorliegenden Messdaten. Die Ergebnisse sind allerdings für die Beschreibung des passiven Öffnens in der Konzeptphase ausreichend, da vor allem geringe Drehzahlen in Bezug auf das Referenzgetriebe die Anforderungen zum Passiv-Öffnen betreffen.

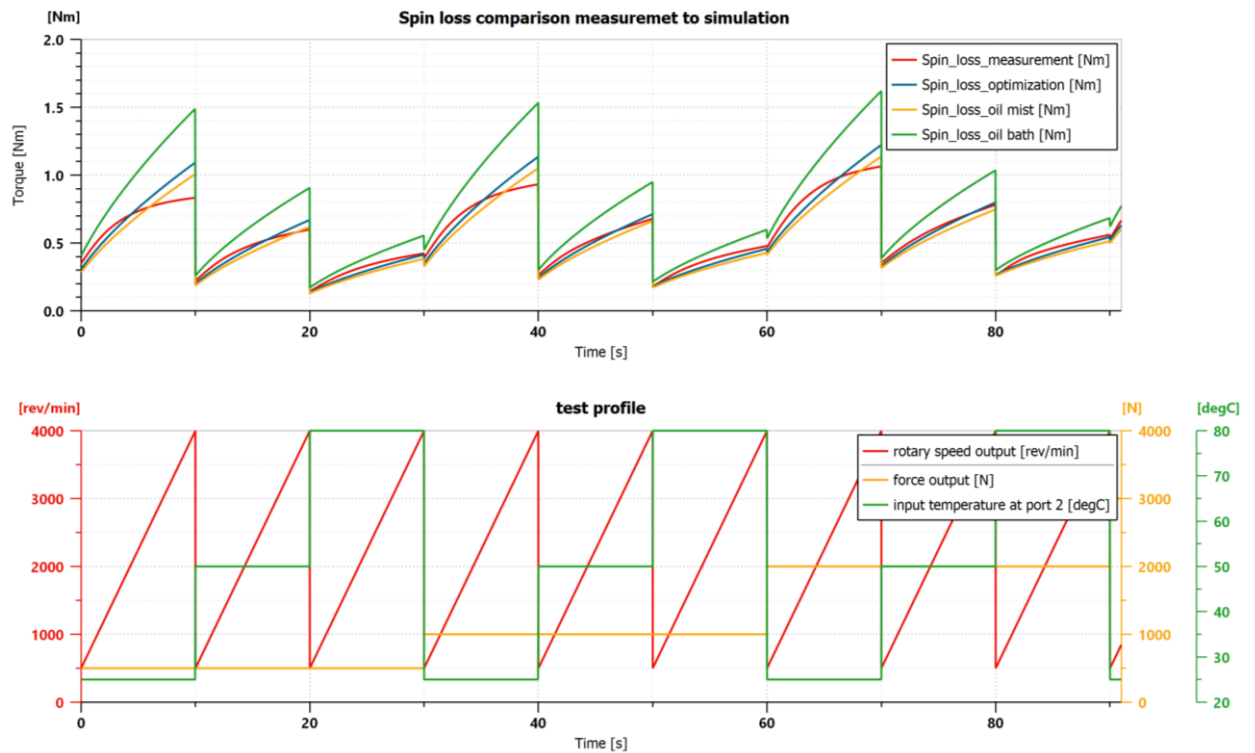


Abb. 6.20: Vergleich der Lageschleppmoment zwischen Messung und Simulation

### 6.3.3 Schneckenverzahnung

Die Verzahnung stellt einerseits den kinematischen Zusammenhang zwischen Schneckenwelle und Schneckenrad her, andererseits werden durch die Betriebsweise der Schneckenverzahnung Verluste in der Aktuatorikette impliziert. Einige Funktionen im System werden über die Schneckenverzahnung und deren Wirkungsgrad beeinflusst. Besonders die in Kap. 6.2.2 beschriebene Haltefunktion nutzt den niedrigen Wirkungsgrad. Im Gegenzug wirkt sich dieses Verhalten negativ auf das in Kap. 3.1 bereits erwähnte passive Öffnen der Kupplung aus, da bereits kleine Drehmomente auf der Schneckenwelle das Verhalten maßgeblich beeinflussen.

Für die Einbindung der Schneckenverzahnung wird auf das entsprechende Bibliothekselement von Amesim zurückgegriffen. Dieses beinhaltet bereits alle benötigten Berechnungsmodelle und vereinfacht somit die Modellerstellung. Im Simulationsmodell wird für die Berechnung der wirkenden Reibung das Coulomb'sche Reibgesetz als Grundlage verwendet, welches um eine statische Losbrechkraft und ein viskoses Reibverhalten erweitert werden kann.



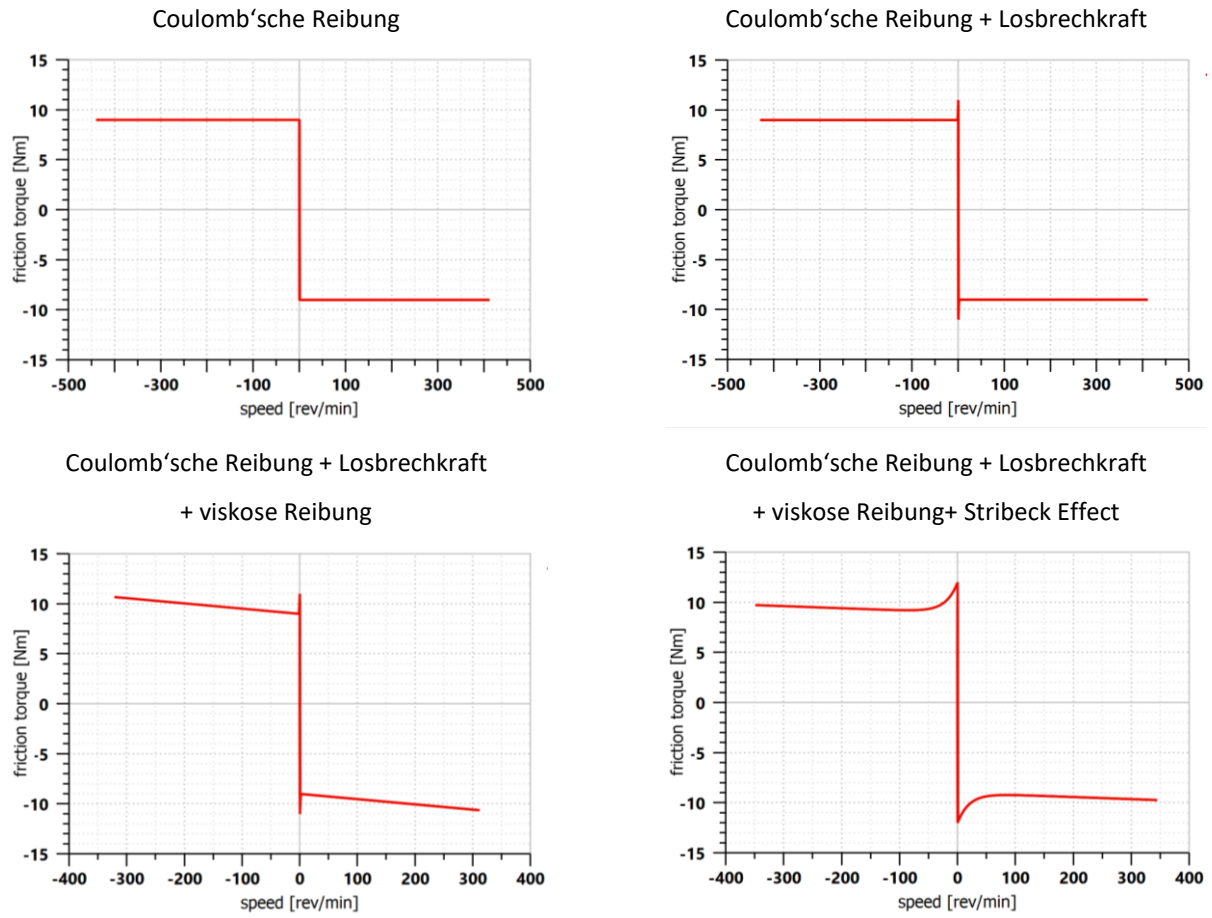


Abb. 6.21: Coulombsches Reibmodell in AmeSim

Zur Ermittlung der Parameter wurde seitens MPT eine Messreihe durchgeführt. Diese hatte das Ziel, unterschiedliche Konfigurationen von Oberflächenrauigkeiten und Schmiersituationen zu untersuchen. Parallel dazu wurde ein Modell in AmeSim aufgebaut (siehe Abb. 6.22), in welchem die passende Parametrisierung der Verzahnung für das Gesamtmodell ermittelt wurde. In der Simulation wurde der dynamische Reibungskoeffizient  $\mu_{\text{dyn}}$  variiert, um den gemessenen Wirkungsgrad zu erreichen. Weiters ist in Abb. 6.23 der Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad im Schub gegen Null verläuft und somit die Selbsthemmung bei gegebenem Schrägverzahnungswinkel erreicht wird, [Nie04].

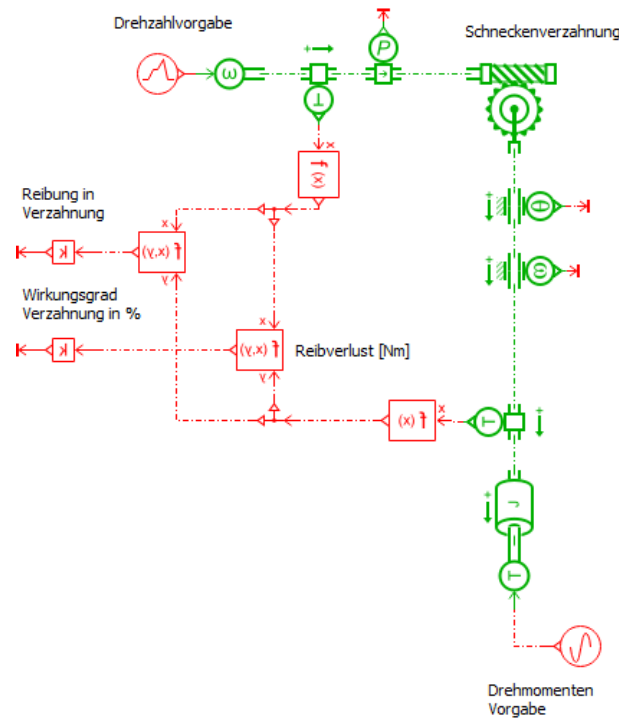


Abb. 6.22: Modell der Schneckenverzahnung

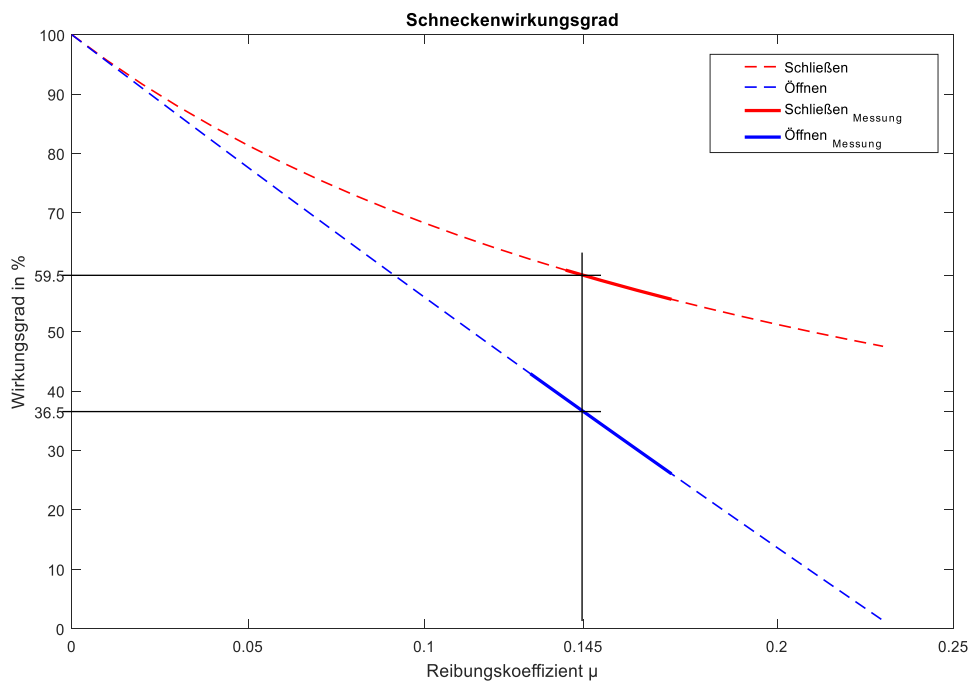


Abb. 6.23: Wirkungsgradverlauf der Simulation

Für die Simulation wird ausgehend von den Messungen ein dynamischer Reibungskoeffizient von 0,145 verwendet. Die Betrachtung der Haftreibung in der Schneckenverzahnung wurde in Abstimmung mit MPT für das Simulationsmodell aufgrund permanenter Vibrationen im Realbetrieb des Verteilergetriebes ausgeschlossen.

## 6.3.4 Kupplungspaket

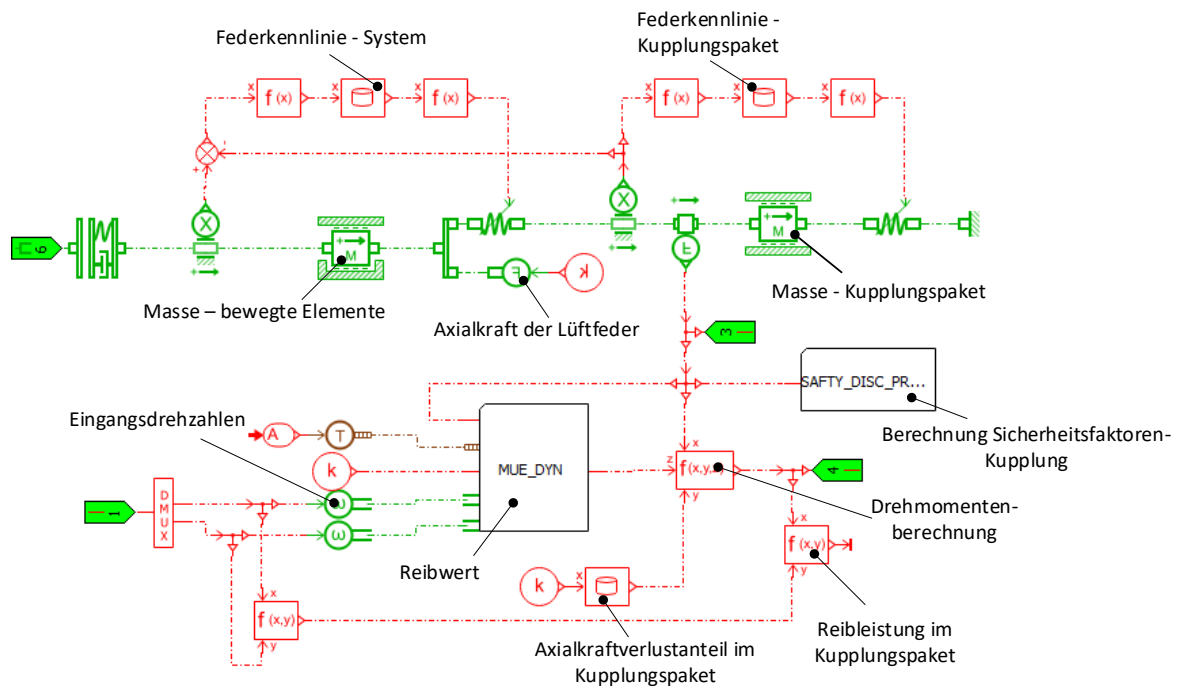


Abb. 6.24: Modell des Kupplungspakets und der axial bewegten Komponenten

Das Submodell der Kupplung besteht aus mehreren Elementen, einerseits aus den mechanischen Komponenten des Kupplungspaketes sowie den zugehörigen Federkennlinien und andererseits Elementen zur Berechnung von Kupplungskennzahlen.

Für die Modellbildung der mechanischen Bauteile wurde, wie bereits in Kap. 6.2.6 beschrieben, die gesamte Kupplungseinheit in zwei Bereiche unterteilt. Der erste Teil beinhaltet die axial beweglichen Komponenten der Kupplungsbetätigung, welche in „Masse – bewegte Elemente“ in der Abb. 6.24 zusammengefasst sind. Die Steifigkeit der Bauteile wird als Federkennlinie des Systems im Modell implementiert. Diese wird um die Axialkraft der Lüftfeder erweitert, wobei ein konstanter Wert für die Federkraft angenommen wird.

Der anschließende Teil beschreibt das Kupplungspaket selbst. Dieser besteht aus der Masse und der Federkennlinie des Kupplungspaketes. Da die Federcharakteristik des Kupplungspaketes stark vom Weg abhängig ist, wird dieser als Eingangsparameter für die Federcharakteristik verwendet. Weiters ist in Abb. 6.24 bei der Masse des Kupplungspakets ein Kraftsensor integriert. Dieser übergibt die gemessene Betätigungskraft an die darunterliegende Berechnung der Kupplungskennzahlen.

Die Berechnung der Kennzahlen enthält im Wesentlichen die Bestimmung des übertragenen Kupplungsmoments. Dies erfordert zusätzlich die Kalkulation des vorherrschenden Reibwerts, welcher von diversen Eingangsparametern abhängig ist, vgl. Kap. 6.2.6. Im Modell wird der Übergang zwischen Haftreibung und Gleitreibung (Stick-Slip-Effekt) aufgrund des Dauerschlupfbetriebes nicht berücksichtigt.

Der Axialkraftverlust im Kupplungspaket wird ergänzend in der Bestimmung des übertragenen Kupplungsmoments berücksichtigt, wobei auf Basis von Messungen ein konstanter Verlust von 2% festgelegt wurde. Außerdem werden in diesem Bereich die Belastungsfaktoren bezüglich Flächenpressung, sowie die Reibleistung im Kupplungspaket bestimmt.

Anmerkend ist hinzuzufügen, dass bei der Modellierung des Kupplungspaketes Vereinfachungen getroffen wurden, da sich die Arbeit auf die Aktuierung des Kupplungspaketes konzentriert.

#### 6.4 Randbedingungen zum Simulationsmodell

Das Simulationsmodell ist generell für die elektromechanische Aktuatorikkette bei MPT ausgelegt und generiert worden. Besonders die einzelnen Submodelle wurden auf die jeweiligen Baukastenelemente der Aktuatorikkette abgestimmt.

Die Berechnungsgrundlage der jeweiligen Submodelle bezieht sich im Wesentlichen auf allgemein gültige Berechnungsvorschriften, was generell den Einsatz über die Baukastenelemente hinweg ermöglicht. Allerdings wurden besondere Charakteristiken und empirische Daten der Submodelle in der Simulation zur Gänze auf die Baukastenelemente bei MPT abgestimmt bzw. mit Messungen von MPT abgeglichen.

In der in Kap. 7 dargestellten Benutzeroberfläche werden dem Ingenieur ausschließlich verifizierte Elemente der Baukastenprodukte von MPT zur Verfügung gestellt und somit in der Simulation implementiert. Diese beinhalten die für die Simulation wesentlichen Eigenschaften und die dementsprechenden Parameter.

Grundsätzlich besteht durch die Verwendung von allgemein gültigen Berechnungsmodellen die Möglichkeit, individuelle Modelle bzw. Parametrierungen im Simulationsmodell zu verwenden. Es sei allerdings darauf hingewiesen, dass bei der Verwendung von individuellen Modellen keine Verifikation des Modells erbracht werden kann. Dies ist besonders entscheidend für die Verwendung des Submodells der MSLK. Dieses stellt im Wesentlichen die Gegenkraft zur Aktuatorikkette zur Verfügung, welche durch die Steifigkeiten des Kupplungspaketes und des Kupplungssystems implementiert wird. Diese Steifigkeiten sind im Modell nur für die Kupplungsmodule von MPT implementiert. Variationen der Geometrie des Kupplungspaketes können dadurch nicht verifiziert abgebildet werden. Weiters beschränkt sich das Submodell auf die von MPT verwendete Reibpaarung Papier/Stahl, für welche die Daten des Reibwertes zur Verfügung stehen.

Besonders in Bezug auf den Reibwert sind zusätzliche Einschränkungen für die Ergebnisse zu berücksichtigen. Der Reibwert ist ein äußerst schwierig abzubildender Parameter, welcher von einer Vielzahl von Einflussgrößen abhängig ist. Die im Modell integrierten Messdaten des Reibwertes, vgl. Kap. 6.3.4, beschreiben einen Nominalwert des Reibwertes. Es wurden zusätzlich „best case“- und „worst case“-Reibwertmessungen im Modell hinterlegt, welche dem Benutzer zur Auswahl bereitgestellt werden. Dabei liegt der Unterschied zwischen den beiden Fällen des Reibwertes für die gleichen Eingangsparemeter im Bereich von ca. 18%. In der Realität werden diese Schwankungen des Reibwertes durch die Klassierung der Kupplung am EOL-Prüfstand bzw. durch Kompensationsmodelle in der Software berücksichtigt, vgl. Kap. 3.3 und Kap. 6.2.2.

Allein durch diese Varianz des Reibwertes ist gezeigt, dass die Interpretation der Simulationsergebnisse weiterhin von der Expertise des Ingenieurs abhängig ist. Allerdings weisen die Ergebnisse im Vergleich zu den bisherigen Auslegungsberechnungen eine deutlich fundiertere Aussagequalität auf.

## 7 Auswertung der Simulationsergebnisse

Wie bereits in Kap. 5 erwähnt, ist das Ziel der Simulation die Berechnung von systemspezifischen Kennzahlen aus den gewählten Konfigurationen. Es werden dafür unterschiedliche Simulationen in der Auslegung durchlaufen. Diese sind am Beginn einer Auslegung nicht alle gleichermaßen von Bedeutung, weshalb zusätzlich eine Benutzeroberfläche mit Auswahlmöglichkeiten erarbeitet wurde, dargestellt in Abb. 7.1. Das GUI (graphical user interface) wurde unter Verwendung der Software Matlab der Firma „The MathWorks, Inc.“ erstellt, wobei einerseits das Pre- und Postprocessing der Simulationsergebnisse in Matlab erfolgen und andererseits der App-Designer für die Erstellung der Benutzeroberfläche verwendet wurde. Somit wird Matlab zur Steuerung des in AmeSim erstellten Simulationsmodells verwendet. Dies wurde über eine in AmeSim integrierte Programmierschnittstelle realisiert.

Die Ergebnisse der Auslegung werden nach Durchlaufen der gewünschten Simulationen in einem automatisierten Bericht zusammengestellt. Darin sind die gewählten Parameter, die Darstellungen der Ergebnisse und die spezifischen Kennzahlen enthalten.

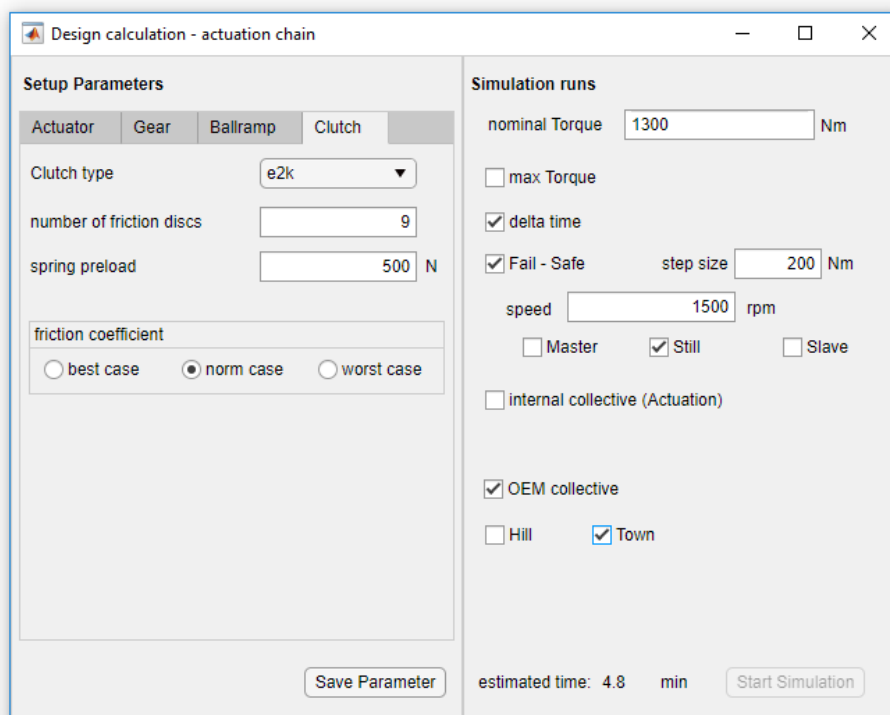


Abb. 7.1: Benutzeroberfläche der Auslegungsberechnung

In den folgenden Kapiteln wurde die Auslegung mit den Parametern des Referenztriebes aus Kap. 3 durchgeführt.

## 7.1 Maximalmoment (mechanische Robustheit)

In dieser Simulation wird eine Rampe bis zum geforderten Maximalmoment vorgegeben, wobei die Anforderungen aus Kap. 3.1 berücksichtigt werden. Dies ist im oberen Bereich der Abb. 7.2 dargestellt, in welchem zusätzlich der Verlauf des erreichten Kupplungsmomentes abgebildet ist. Überprüft wird die mechanische Robustheit gegen Flächenpressung der Reiblamelle und die Hertz'sche Pressung in der Kugelrampe. Zudem wird der Haltstrom bei gefordertem Maximalmoment ausgewertet. Die Berechnung der einzelnen Kennzahlen basiert auf den Berechnungsmethoden der bisherigen Auslegungen, vgl. Kap. 4, bzw. es werden Ergebnisse aus der Simulation direkt analysiert.

Im unteren Bereich von Abb. 7.2 sind die Verläufe der mechanischen Belastungsfaktoren sowie der Stromverlauf dargestellt. Im Verlauf des Belastungsfaktors zur Hertz'sche Pressung ist im Bereich von geringen Kupplungsmomenten bereits eine Art Offset-Belastung zu erkennen. Diese ergibt sich durch die Vorspannung der Lüftfeder in der Kupplungseinheit. Für die Belastungsfaktoren gilt im Allgemeinen, die Grenze von 100% nicht zu überschreiten. Es obliegt allerdings dem Ingenieur, mögliche Überschreitungen bezüglich ihrer Signifikanz abzuschätzen.

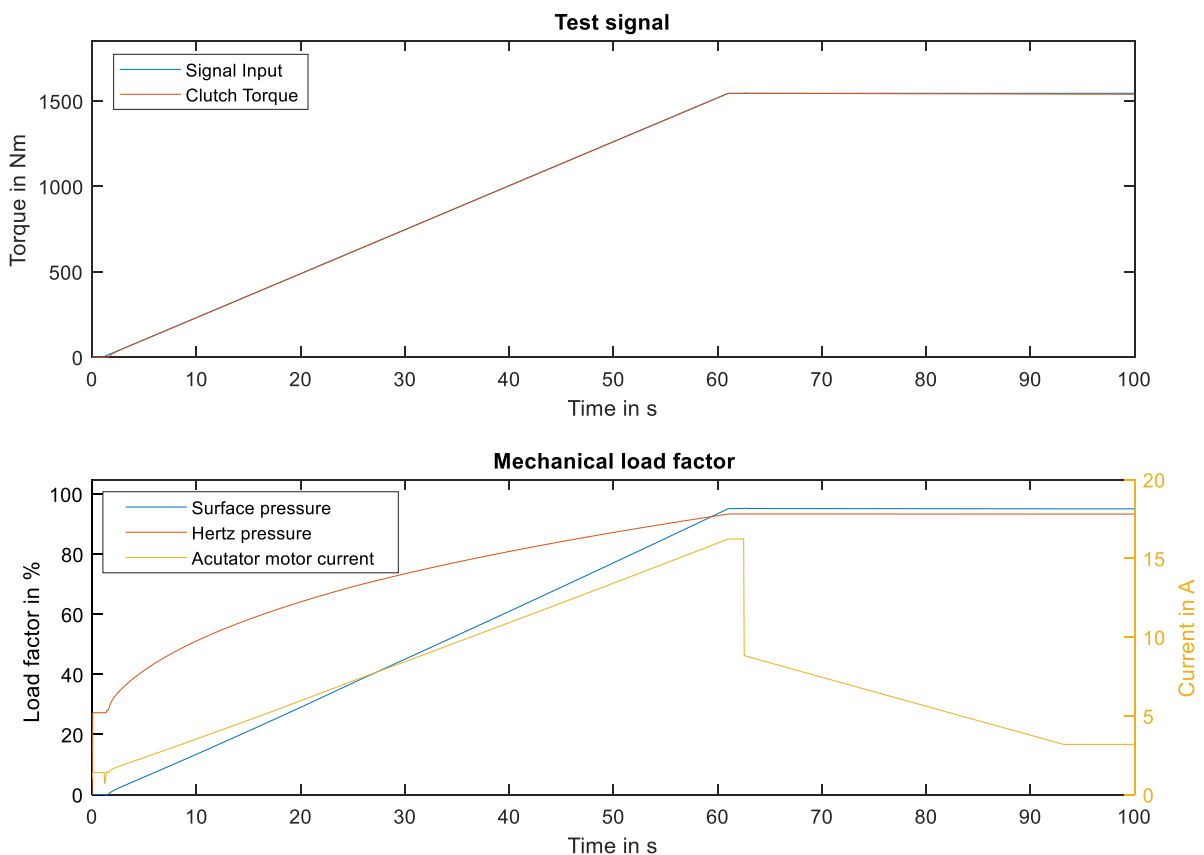


Abb. 7.2: Auswertung mechanische Robustheit



## 7.2 Delta-Zeit (Dynamik)

In dieser Auswertung werden die dynamischen Kennzahlen der gewählten Konfiguration bestimmt. Dafür wird dem Modell ein Momentensprung von Ausgangszustand zu 90% des geforderten Nominalmoments vorgegeben. Ausgewertet wird die Zeit vom Momentensprung bis zum Erreichen des Sollmoments. Im nächsten Schritt wird ein weiterer Momentensprung auf 100% des Nominalmoments durchgeführt und erneut die verstrichene Zeit bis zum Erreichen des Vorgabemoments bestimmt. Daraus ergeben sich die systemspezifischen Kennzahlen der Dynamik. Es ist weiters zu erwähnen, dass in dieser Auswertung besonders die Vereinfachung des Reglers die Auswertung verfälscht, wodurch sich die Werte nur als Vergleichswerte zwischen den untersuchten Konfigurationen eignen.

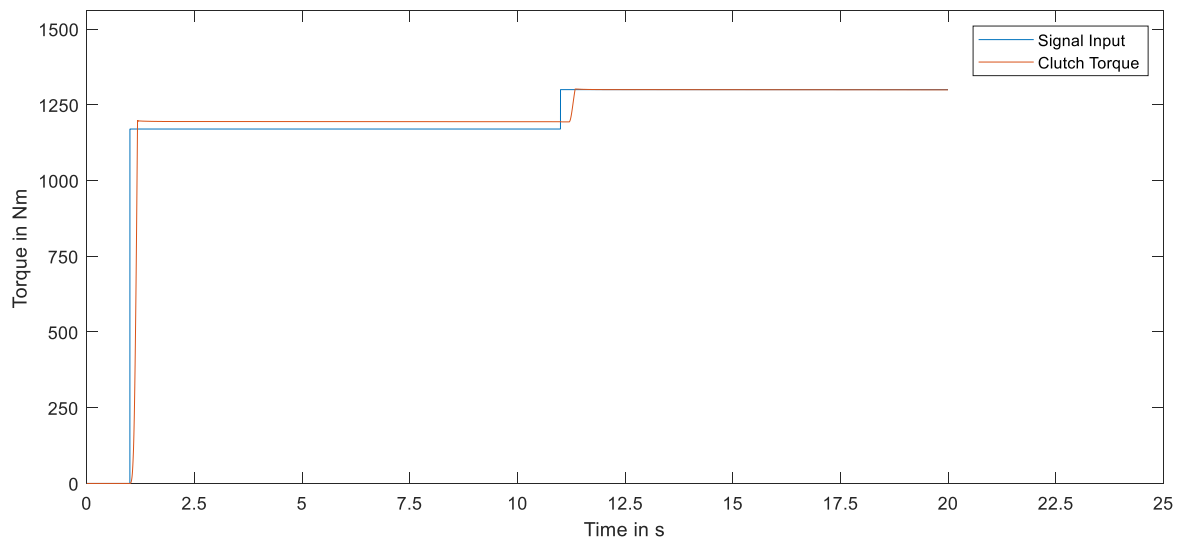


Abb. 7.3: Auswertung der dynamischen Kennzahlen

### 7.3 Passives-Öffnungsverhalten

Zur Auswertung des Öffnungsverhaltens im Fehlerfall werden mehrere Simulationen durchgeführt. Dabei wird das System schrittweise auf unterschiedliche Momentenniveaus eingestellt. Im Anschluss wird der Aktuarmotor stromfrei geschaltet worauf hin sich das System entspannt, vgl. Kap. 3.1 & 6.2.3. Der Verlauf des sich abbauenden Kupplungsmoments ist in Abb. 7.4 dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass bei höheren Kupplungsmomenten die gespeicherte Potentialenergie im Kupplungspaket zum Öffnen der Kupplung und somit zu einer Bewegung der Aktuatorikette führt.

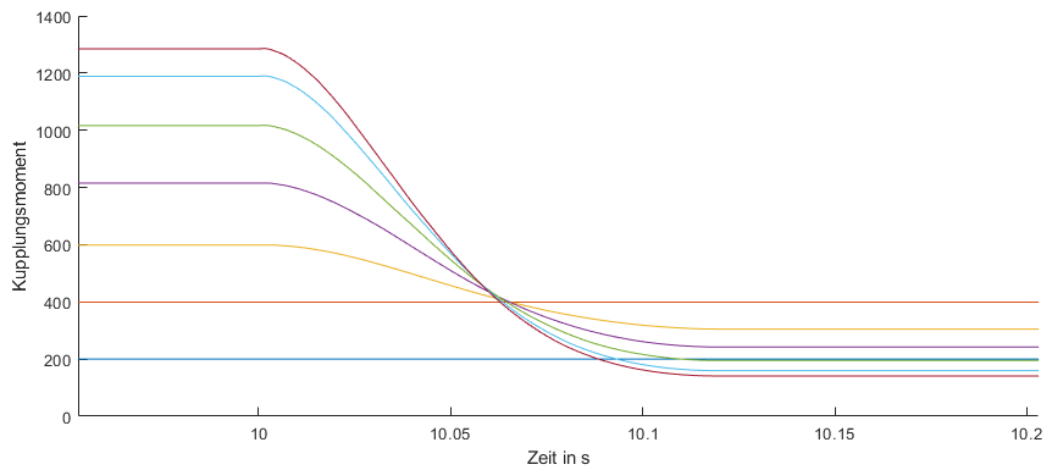


Abb. 7.4: Momentenverlauf im Fehlerfall

Das sich nach Abschluss der Bewegung resultierende Gleichgewicht (Restsperrmoment) wird als Passives-Öffnungsverhalten im Fehlerfall ausgewertet. Daraus lässt sich die, in Abb. 7.5 dargestellte, Kennlinie zum passiv-Öffnen ableiten. Auf der Abszisse wird das voreingestellte Kupplungsmoment abgebildet und die Ordinate beschreibt das Kupplungsmoment im resultierenden Gleichgewicht.

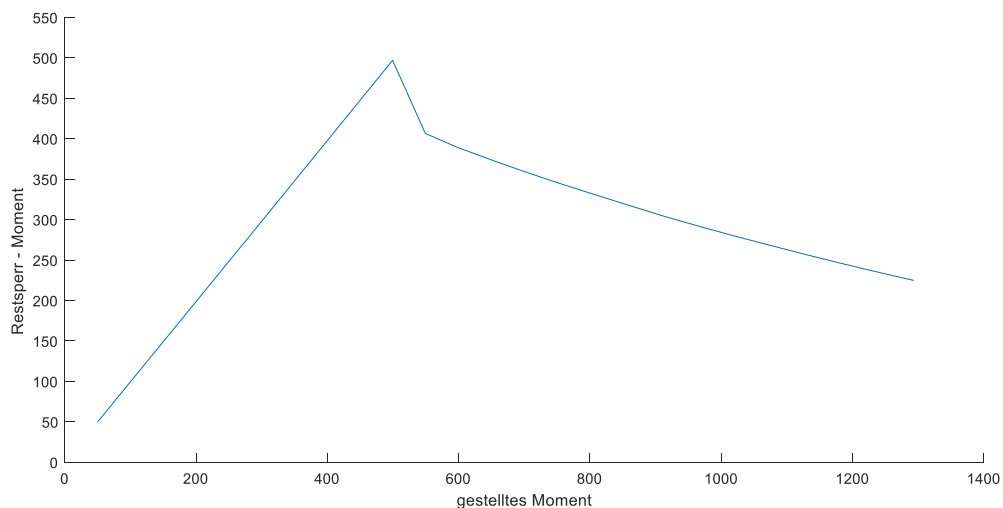


Abb. 7.5: Kennlinie zum passiv-Öffnen

## 7.4 Last-Kollektive

Die Auswertung von Kollektivdaten gilt als wesentlicher Vorteil der Simulationsberechnung im Gegensatz zur herkömmlichen Berechnung. Es besteht dadurch die Möglichkeit, individuelle Kollektive in der Simulation abzubilden. Im Simulationsmodell wurden einige typische Entwicklungskollektive implementiert und somit für die Auslegung bereitgestellt. Diese werden über das jeweilige Nominaldrehmoment skaliert und dadurch an die unterschiedlichen Parametrierungen angepasst.

Bei MPT werden zwei Kollektivgruppen unterschieden; einerseits interne Entwicklungs-Kollektive für die Aktuatorikette und andererseits Kollektive, welche vom Kunden für das zu untersuchende Produkt vorgegeben werden.

### 7.4.1 Interne Aktuator-Kollektive

Die internen Kollektive werden bei MPT zumeist zur Absicherung des Aktuarmotors und der ECU verwendet. Diese Kollektive werden durchlaufen und dabei der benötigte Strom und der Belastungsfaktor für die elektrischen Bauteile analysiert. Aufgrund dessen werden in der Auswertung neben dem Drehmomentenverlauf der Kupplung auch der Strom sowie das zulässige Belastungsmodell für die elektrischen Bauteile ausgewertet. In Abb. 7.6 ist exemplarisch die Auswertung eines internen Aktuator-Kollektivs dargestellt. Im unteren Bereich der Abbildung sind der Verlauf des Aktuatorstroms und der elektrische Bauteilschutz-Faktor dargestellt.

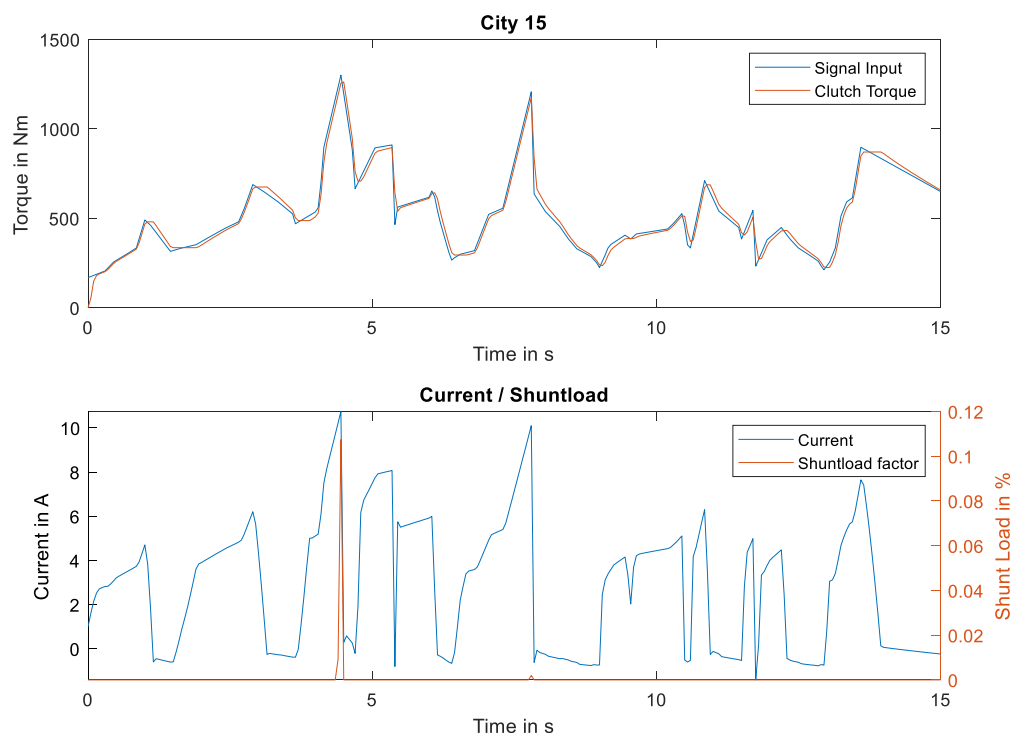


Abb. 7.6: Beispiel Aktuator-Kollektiv Auswertung

### 7.4.2 Kunden – Kollektive

Im Zuge der Entwicklung werden auch teilweise vom Kunden Kollektive an MPT zur Verfügung gestellt bzw. werden Kollektive aus Testversuchen erarbeitet. Dabei liegt die wesentliche Zielsetzung in der Absicherung der mechanischen Schädigung des Gesamtsystems und diese werden im Weiteren auch zur Absicherung der Aktuatorikkette verwendet. Es wird wie in Kap. 7.4.2 dargestellt der Strom und der elektrische Bauteilschutz-Faktor ausgewertet. Die Untersuchung der Kollektive lässt zusätzlich Rückschlüsse auf die Temperaturstabilität des Getriebes zu. Hierfür wird im Modell die in der Kupplung entstehende Reibleistung berechnet. Die benötigte Schlupfdrehzahl wird im Modell anhand von Messungen implementiert. Eine detaillierte Betrachtung der Temperaturstabilität wurde von MPT für die Masterarbeit ausgeschlossen. Es besteht weiters die Möglichkeit, alle relevanten Daten der einzelnen Bauteile zu analysieren. Dies muss allerdings direkt in AmeSim erfolgen. In Abb. 7.7 ist eine exemplarische Auswertung eines Kunden-Kollektives dargestellt.

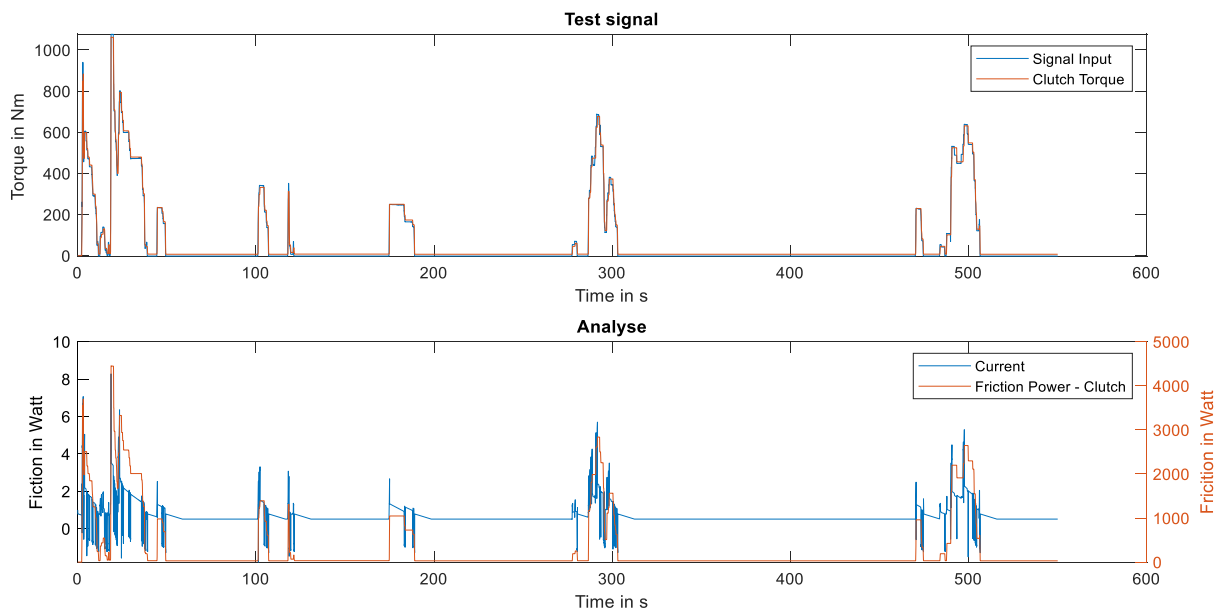


Abb. 7.7: Beispiel einer Kunden-Kollektiv Auswertung

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Mit der Fertigstellung der Masterarbeit wurde ein Entwicklungstool für die Konzeptphase zur Verfügung gestellt. Dafür wurden die bestehenden Auslegungsmethoden analysiert und deren Parameter und Randbedingungen wurden als Grundlage für die anschließende Entwicklung einer Simulationsauslegung verwendet. Weiters wurden spezifische Kennwerte für die Bauteile sowie die gesamte Aktuatorikkette erarbeitet, welche für den Vergleich von unterschiedlichen Konzepten herangezogen werden können.

Mit Hilfe des Simulationsmodells kann die Geltung und die Aussagekraft der Auslegung deutlich verbessert werden, indem neben den statischen auch die dynamischen Zusammenhänge in der Simulation abgebildet werden. Die Implementierung der unterschiedlichen Reibungen und Verluste im System eröffnet weiters die Möglichkeit, in der Konzeptphase das sicherheitsrelevante Verhalten im Fehlerfall auszuwerten und somit mögliche Probleme in späteren Phasen vorzubeugen.

Weiters wird auch die Option geboten, über die systemspezifischen Kennzahlen hinaus, Bauteile in ihrer Bedeutung für die Aktuatorikkette zu untersuchen, sowie Belastungen aus den Kollektiven für die Bauteile und Schnittstellen abzuleiten.

Durch die Analyse von unterschiedlichen Produkten bzw. Baukastenelementen und Einbindung ihrer Charakteristiken ist es dem Anwender möglich, bereits in der frühen Phase der Konzeptentwicklung auf parametrisierte Elemente in der Simulation zurückzugreifen. Dadurch können bereits noch zu definierende Bauteile in der Simulation berücksichtigt werden.

Durch die Steuerung des Simulationsmodells in Matlab wird weiters dem Benutzer die Option zur Verfügung gestellt, Sensibilitätsanalysen und Variantenuntersuchungen durchzuführen, um somit die optimale Lösung für die jeweiligen Parameter zu bestimmen.

### 8.1 Ausblick

Durch die Erarbeitung des Simulationsmodells der Aktuatorikkette wurde die Grundlage für eine Weiterentwicklung geschaffen. Besonders die Einbindung eines der realen Anwendung entsprechenden Reglers würde eine weitere Verbesserung der Aussagekraft zufolge haben.

Im Sinne eines kontinuierlichen Verbesserungsprozesses (KVP) wäre eine Detaillierung der MSLK anzustreben, welche somit auch Aussagen über das thermische Verhalten des gesamten Kupplungspakets oder der einzelnen Lamellen beinhalten würde. Dadurch könnten weitere auslegungsrelevante Aussagen bezüglich Ölzufuhrmenge und auch Verschleiß getroffen werden. Damit verbunden muss die Berechnung des sich einstellenden Kupplungsmodells überarbeitet

werden und es können Axialkraftverluste durch die Anbindung an den Kupplungskorb detailliert werden.

Weiters sollte auch die Einbindung des Simulationsmodells in ein Gesamtfahrzeugmodell angedacht werden. Im jetzigen Modell werden die Schlupfdrehzahlen als externe Eingangsparameter, im Abgleich mit den Messungen, implementiert und mithilfe eines Gesamtfahrzeugmodells könnten diese aus der Simulation ermittelt werden. Damit verbunden besteht die Option, Stick-Slip-Effekt im Kupplungspaket zu untersuchen, welche im derzeitigen Modell nicht Inhalt der Untersuchung waren. Als eine Herausforderung kommt in diesem Fall noch die Einbindung eines Vehicle-Controllers hinzu, welcher die Regelstrategie bzw. Allradstrategie beinhalten muss.

## 9 Literaturverzeichnis

[Dis10]	Guang Rao: Modellierung und Simulation des Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Technische Universität Dresden, Dissertation, 2010.
[Ers17]	Ersoy, Metin; Gies, Stefan: Fahrwerkhandbuch, Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN 978-3-658-15468-4, 2017.
[Fis16]	Fischer, Robert; Küçükay, Ferit; Jürgens, Gunter; Pollak, Burkhard: Das Getriebebuch, Springer Vieweg, 2. überarbeitete Auflage, ISBN 978-3-658-13104-3, 2016.
[Hab14]	Haberhauer, Horst; Bodenstein, Ferdinand: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 17., bearb. Aufl., ISBN 978-3-642-37417-3, 2014.
[Hir13]	Hirz, Mario: Integrated computer-aided design in automotive development, Springer, ISBN 978-3-642-11940-8, 2013.
[Hir18]	Hirz, Mario: CAx in Automotive and Engine Technology, Vorlesungs Skriptum der Graz University of Technology, 2018.
[Höh08]	Höhn, Reinhard; Höppner, Stephan; Rausch, Andreas: Das V-Modell XT, Springer, ISBN 978-3-540-30250-6, 2008.
[Koh14]	Kohler, Tom P.: Prädiktives Leistungsmanagement in Fahrzeugbordnetzen, Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-05012-2, 2014.
[Man19]	Mann, Heinz; Schiffelgen, Horst; Webers, Klaus; Froiep, Rainer: Einführung in die Regelungstechnik, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 12., neu bearbeitete Auflage, ISBN 978-3-446-45694-5, 2019.
[Mey07]	Meywerk, Martin: CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-49866-7, 2007.
[Mit14]	Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
[Nau07]	Naunheimer, Harald; Bertsche, Bernd; Lechner, Gisbert; Ryborz, Joachim: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, Springer-Verlag, Aufl. 2, ISBN 978-3-540-30625-2, 2007.
[Nie04]	Niemann, Gustav: Maschinenelemente – Band 3: Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, Springer, ISBN 978-3-642-17468-1, 2004.
[Nie05]	Niemann, Gustav; Höhn, Bernd-Robert; Winter, Hans: Maschinenelemente, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 4., bearbeitete Auflage, ISBN 3-540-25125-1, 2005.
[Ort04]	Ortlinghaus – Mechanisch betätigte Einfach- und Doppelkupplungen, Verfügbar unter: <a href="http://www.ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_register3a.pdf">http://www.ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_register3a.pdf</a> , [Datum des Zugriffs: 07.02.2019].
[Ort07]	Ortlinghaus – Hydraulisch betätigte Kupplungen und Bremsen, Verfügbar unter: <a href="http://ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_register5.pdf">http://ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_register5.pdf</a> , [Datum des Zugriffs: 07.02.2019].

[Ort19]	Ortlinghaus – Mechanisch betätigte Kupplung, Verfügbar unter: <a href="http://www.jordan.eu/pdf/prod_neu/de_mech_kupp_FJ.pdf">http://www.jordan.eu/pdf/prod_neu/de_mech_kupp_FJ.pdf</a> , [Datum des Zugriffs: 07.02.2019].
[Pis16]	Pischinger Stefan: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Springer Vieweg, 8., aktualisierte und erweiterte Auflage, ISBN 978-3-658-09528-4, 2016.
[Sau18]	Sauer Bernd: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Springer Vieweg, 8. Auflage, ISBN 978-3-642-39503-1, 2018.
[Sch16]	Schäuffele, Jörg; Zurawka, Thomas: Automotive Software Engineering, Springer Vieweg, 6. Auflage, ISBN 978-3-658-11815-0, 2016.
[Sch19]	Reibung und Erwärmung – Berechnungsvorschrift Schäffler, Verfügbar unter: <a href="https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_18687224075">https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_18687224075</a> , [Datum des Zugriffs: 11.02.2019].
[Spr15]	Qualität im Automobil: Null-Fehler-Strategie, Verfügbar unter: <a href="https://www.springerprofessional.de/automobil---motoren/qualitaet-im-automobil-null-fehler-strategie-ist-erforderlich/6585846">https://www.springerprofessional.de/automobil---motoren/qualitaet-im-automobil-null-fehler-strategie-ist-erforderlich/6585846</a> , [Datum des Zugriffs: 19.12.2018].
[Vor17]	Stefan Vorbach: Unternehmensführung und Organisation – Systemdenken und Systemgestaltung, Vorlesungs Skriptum der Graz University of Technology, 2017.
[Wik19]	Simcenter Amesim, Verfügbar unter: <a href="https://en.wikipedia.org/wiki/Simcenter_Amesim">https://en.wikipedia.org/wiki/Simcenter_Amesim</a> , [Datum des Zugriffs: 22.01.2019].



## 10 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1: V-Modell im Entwicklungsprozess .....	- 3 -
Abb. 2.1: Systematik der Allradantriebe von PKWs [Nau07] .....	- 4 -
Abb. 2.2: Tribologisches System einer Lamellenkupplung [Nau07].....	- 6 -
Abb. 2.3: Aufbau einer Lamellenkupplung [Pis16].....	- 6 -
Abb. 2.4: Lamellenkupplung mit mechanischer Aktuierung [Ort04] .....	- 8 -
Abb. 2.5: Lamellenkupplung mit hydraulischer Aktuierung [Ort07] .....	- 9 -
Abb. 2.6: Lamellenpaket mit Kugelrampe.....	- 10 -
Abb. 2.7: Lamellenkupplung mit elektromagnetischer Aktuierung [Hab14] .....	- 10 -
Abb. 3.1: Strukturbild Antriebsstrang mit Verteilergetriebe [MPT].....	- 11 -
Abb. 3.2: Momentenverlauf Verteilergetriebe .....	- 12 -
Abb. 3.3: Axialkraftpfad des Kupplungspaketes.....	- 15 -
Abb. 3.4: Stellmechanik der Aktuatorik .....	- 16 -
Abb. 4.1: Herangehensweise der Auslegungsmethoden .....	- 20 -
Abb. 4.2: Ablaufdiagramm EC Lannach .....	- 22 -
Abb. 4.3: Ablaufdiagramm EC Troy .....	- 24 -
Abb. 5.1: Aufbau Auslegung mit Simulationsschleifen .....	- 27 -
Abb. 6.1: Modellstruktur .....	- 29 -
Abb. 6.2: Schnittstellenanalyse – Teilbereich Mechatronik.....	- 30 -
Abb. 6.3: Regelkreis.....	- 30 -
Abb. 6.4: Validierung des Regelverhaltens durch eine Sprungantwort .....	- 31 -
Abb. 6.5: Spannungsdreieck der Haltefunktion .....	- 32 -
Abb. 6.6: Stromabsenkung der Haltefunktion .....	- 33 -
Abb. 6.7: Umschaltlogik zwischen Moment halten und Moment stellen.....	- 33 -
Abb. 6.8: Schnittstellenanalyse – Teilbereich Schneckengetriebe.....	- 34 -
Abb. 6.9: Schematische Darstellung Zwei-Flach .....	- 35 -
Abb. 6.10: Geometrie der Kugelrampe .....	- 36 -
Abb. 6.11: Wirkprinzip der Kugelrampe.....	- 37 -
Abb. 6.12: Kupplungskennlinie.....	- 38 -
Abb. 6.13: Schnittstellenanalyse – Teilbereich Axialkraftkette.....	- 38 -
Abb. 6.14: Modellierung der Kupplungssteifigkeit .....	- 39 -
Abb. 6.15: exemplarische Darstellung der Reibwertmessung [MPT] .....	- 40 -
Abb. 6.16: Übersicht der Bockbildung im Simulationsmodell.....	- 41 -

---

Abb. 6.17: Aktuatormotormodell.....	- 42 -
Abb. 6.18: Verifikation des Ersatzmotormodells .....	- 43 -
Abb. 6.19: Position des Axial-Nadellagers.....	- 44 -
Abb. 6.20: Vergleich der Lageschleppmoment zwischen Messung und Simulation.....	- 46 -
Abb. 6.21: Coulombsches Reibmodell in AmeSim .....	- 47 -
Abb. 6.22: Modell der Schneckenverzahnung .....	- 48 -
Abb. 6.23: Wirkungsgradverlauf der Simulation.....	- 48 -
Abb. 6.24: Modell des Kupplungspakets und der axial bewegten Komponenten.....	- 49 -
Abb. 7.1: Benutzeroberfläche der Auslegungsberechnung .....	- 53 -
Abb. 7.2: Auswertung mechanische Robustheit .....	- 54 -
Abb. 7.3: Auswertung der dynamischen Kennzahlen .....	- 55 -
Abb. 7.4: Momentenverlauf im Fehlerfall.....	- 56 -
Abb. 7.5: Kennlinie zum passiv-Öffnen .....	- 56 -
Abb. 7.6: Beispiel Aktuator-Kollektiv Auswertung .....	- 57 -
Abb. 7.7: Beispiel einer Kunden-Kollektiv Auswertung.....	- 58 -
Abb. 11.1: Schnittstellenanalyse .....	- 66 -
Abb. 11.2: Messaufbau Steifigkeitsmessung.....	- 67 -

# 11 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Vergleich der Aktuatorik-Konzepte [Dis10].....	- 7 -
Tabelle 3-1: Reibpaarungen nach [Sau18] .....	- 17 -
Tabelle 5-1: Optimierungsparameter.....	- 25 -
Tabelle 5-2: systemspezifische Kennzahlen .....	- 26 -
Tabelle 6-1:Lagerbeiwerte Axialnadellager.....	- 45 -

# 12 Anhang

## Gesamte Schnittstellenanalyse

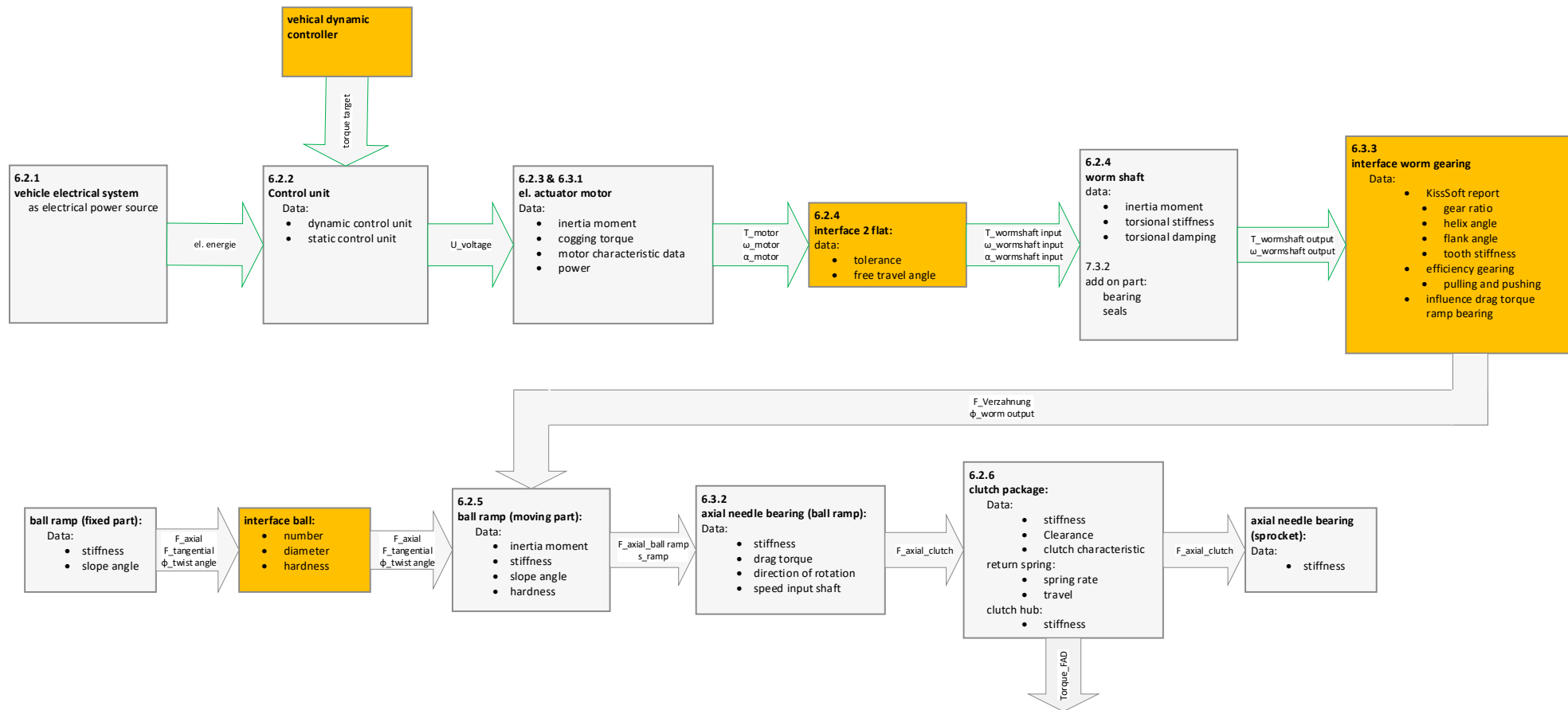
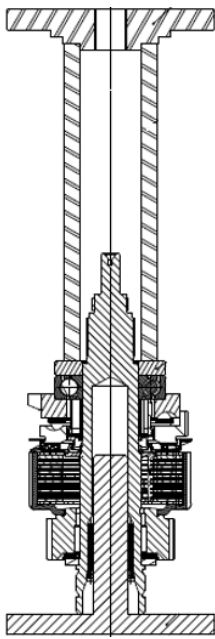
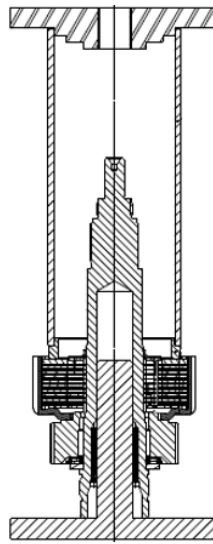


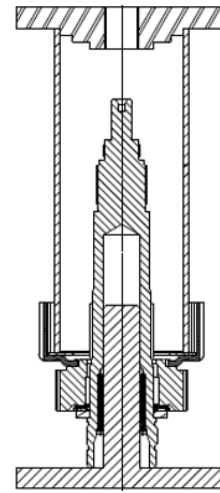
Abb. 12.1: Schnittstellenanalyse

**Messaufbau Steifigkeitsmessung**

Messung 1 (M1)



Messung 2 (M2)



Messung 3 (M3)

Abb. 12.2: Messaufbau Steifigkeitsmessung