



Johannes Rudelstorfer, BSc

**Modellierung und Simulation von nassen  
Mehrscheibenkupplungssystemen für  
PKW-Getriebeanwendungen**

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

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

Betreuer: Dipl.-Ing. Martin Ackerl

Graz, 24.11.2015

Restricted access until 24.11.2020



## Zitat

*"Die Natur versteht keinen Spaß, sie ist immer wahr, immer ernst, immer strenge, sie hat immer recht, und die Fehler und Irrtümer sind immer des Menschen."*

*Johann Wolfgang von Goethe, (1749 - 1832)*

# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen voran meinen Betreuern seitens der technischen Universität Graz, Herrn **Dipl.-Ing. Martin Ackerl**, und dem Engineering Center Steyr, Herrn **Dipl.-Ing. Reinhard Buchberger**, danken. Sie standen mir in jeder Situation mit ihrer fachlichen Expertise zu den betreffenden Themen zur Seite und investierten Zeit und Energie um mich bestmöglich unterstützen zu können.

Mein Dank gilt auch allen Mitarbeitern der Abteilung Engineering Services Powertrain, Driveline Systems, für ihre kollegiale Aufnahme und ihre Unterstützung während meiner Zeit im ECS.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern Maria Lueger und Johann Rudelstorfer, die mir dieses Studium ermöglicht haben und all jenen, die mich während meines Studiums unterstützten. Im Besonderen meiner Freundin Nicol Kronsteiner, die stets Verständnis für mein zeitintensives Studium zeigte und mich zu einem zügigen Abschluss des Studiums motivierte.

# Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....  
(Unterschrift)

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) (signature)

# Abstract

Wet multi disc clutches are used in many fields of technology. Especially in the automotive industry their development is driven by the increasing demands regarding torque capacity, installation space, weight and opening and closing comfort. In order to develop quality products in a short time, it is necessary to estimate the system behavior of single components and the overall system at an early stage. This thesis describes the modeling and simulation of a wet multi disc dual clutch and the resulting scalable model of a wet single clutch using LMS AMESim software.

The model represents the mechanical and thermal behavior of a radial dual clutch. The validation of the model is carried out using available measurement data.

Based on the dual clutch model a scalable model of a single clutch is created and the scaling options and limits are discussed. In the model the clutch is actuated by a hydraulic rotating piston in “normally open“ construction. To increase the field of application of the model, further hydraulic and a electromechanical variation of actuation are modeled.

Using the example of a transfer case clutch the system properties of hydraulic and electro-mechanical actuation are compared and evaluated. For this purpose, simulations are carried out to analyse energy consumption and opening and closing behavior.

# Kurzfassung

Nasslaufende Lamellenkupplungen kommen in vielen Bereichen der Technik zum Einsatz. Speziell im Automobilbau ist deren Entwicklung von den steigenden Anforderungen hinsichtlich Drehmomentkapazität, Bauraum, Gewicht und Schließkomfort getrieben. Um hochwertige Produkte schnellstmöglich entwickeln zu können, ist es erforderlich das Systemverhalten einzelner Komponenten und des Gesamtsystems schon frühzeitig in der Simulation abschätzen zu können. Die vorliegende Arbeit beschreibt die Modellbildung und Simulation einer nasslaufenden Doppelkupplung und die daraus folgende Ableitung eines skalierbaren Modells einer nasslaufenden Einzelkupplung. Die Modellbildung und Simulation wird in der Software LMS AMESim durchgeführt.

Das beschriebene Modell bildet das mechanische und thermische Verhalten einer Doppelkupplung in radialer Bauweise ab. Die Validierung des Modells erfolgt mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Messdaten.

In weiterer Folge wird auf Basis der Doppelkupplung ein skalierbares Modell einer Einzelkupplung erstellt und dessen Skalierungsgrenze erörtert. Um den Einsatzbereich des Modells zu erhöhen, werden zusätzlich zu der bestehenden Aktuierung – hydraulisch mit rotierendem Kolben in „normal offen“ Bauweise – weitere hydraulische Varianten und eine elektromechanische Aktuierung modelliert.

Am Beispiel einer Verteilergetriebekupplung werden die Systemeigenschaften von hydraulischer und elektromechanischer Aktuierung verglichen und bewertet. Dazu werden Simulationen bezüglich Energiebedarf, Öffnungs- und Schließverhalten durchgeführt.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	2
1.2	Zielsetzung . . . . .	2
1.3	Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Kupplungen</b>	<b>4</b>
2.1	Funktionsweise der Reibkupplung . . . . .	5
2.2	Nasslaufende Lamellenkupplung . . . . .	6
2.2.1	Tribologisches System . . . . .	8
2.2.1.1	Nutung der Reibbeläge . . . . .	11
2.2.1.2	Schleppmoment . . . . .	12
2.2.2	Aufgaben der Lamellenkupplung . . . . .	14
2.3	Doppelkupplung . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Modellierung und Simulation einer Doppelkupplung</b>	<b>18</b>
3.1	Allgemeine Grundlagen . . . . .	18
3.1.1	Die behandelte Doppelkupplung . . . . .	18
3.1.2	LMS AMESim Grundlagen . . . . .	20
3.2	Mechanische Simulation der Doppelkupplung . . . . .	22
3.2.1	Hydraulische Aktuierung und Lamellenpaket . . . . .	23
3.2.1.1	physikalische Zusammenhänge . . . . .	23
3.2.1.2	Umsetzung in AMESim . . . . .	27
3.2.2	Tribologie und Kupplungsmoment . . . . .	32
3.2.2.1	physikalische Zusammenhänge . . . . .	32
3.2.2.2	Umsetzung in AMESim . . . . .	34
3.2.3	Abgleich mit Messungen . . . . .	36
3.2.3.1	Abgleich Kupplung K1 . . . . .	38
3.2.3.2	Abgleich Kupplung K2 . . . . .	42
3.3	Thermische Simulation der Doppelkupplung . . . . .	46
3.3.1	Wärmeübertragung in der Kupplung . . . . .	46
3.3.2	Punktmassenmodell . . . . .	50
3.3.3	Aufbau des thermischen Modells . . . . .	51

3.3.4	Abgleich des Modells mit Herstellerdaten . . . . .	52
3.4	Gesamtsimulation der Doppelkupplung . . . . .	60
<b>4</b>	<b>Skalierbare Einzelkupplung</b>	<b>62</b>
4.1	Ableitung der Einzelkupplung . . . . .	62
4.1.1	Hydraulischen Aktuierung . . . . .	63
4.1.2	Lamellenpaket . . . . .	64
4.1.3	Kupplungsmoment . . . . .	65
4.1.4	Schleppmoment . . . . .	66
4.2	Aktuierungskonzepte . . . . .	66
4.2.1	Hydraulische Aktuierungskonzepte . . . . .	67
4.2.1.1	Hydraulische Aktuierung mit rotierendem Kolben . . . . .	67
4.2.1.2	Hydraulische Aktuierung mit stehendem Kolben . . . . .	68
4.2.2	Elektromechanische Aktuierung . . . . .	69
4.2.2.1	Elektromotor . . . . .	70
4.2.2.2	Übersetzungsgetriebe . . . . .	71
4.2.2.3	Kugelrampe . . . . .	72
4.2.2.4	Axiallager zwischen Kugelrampe und rotierender Druckscheibe	74
4.3	Vergleich von elektrohydraulischer und elektromechanischer Aktuierung an einem konkreten Beispiel . . . . .	74
4.3.1	Modellierung der Verteilertriebekupplung . . . . .	74
4.3.2	Gesamtsystem elektromechanische Aktuierung . . . . .	75
4.3.3	Gesamtsystem hydraulische Aktuierung . . . . .	76
4.3.4	Vergleichsdurchführung . . . . .	78
4.3.4.1	Vergleich des Öffnungs- und Schließverhaltens . . . . .	78
4.3.4.2	Vergleich des Energiebedarfs . . . . .	78
<b>5</b>	<b>Resultate</b>	<b>80</b>
5.1	Thermische Belastung der Doppelkupplung bei kriechendem Fahrzeug . . . . .	80
5.2	Öffnungs- und Schließverhalten der Aktuierungssysteme . . . . .	81
5.3	Energiebedarf der Aktuierungssysteme . . . . .	83
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>87</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>I</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>IV</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>V</b>

# Abkürzungen und Indizes

Ab	Abtrieb
An	Antrieb
Aus	Austritt
barA	Absolutdruck in bar
BLDC	Brushless direct current
BW	BorgWarner
DK	Doppelkupplung
DSP	Double-Sided-Plates
dyn	dynamisch
ECS	Engineering Center Steyr
Ein	Eintritt
FEM	Finite Elemente Methode
INA	Industrie Nadellager
K1	äußere Kupplung 1
K2	innere Kupplung 2
LP	Lamellenpaket
Lt1	Lamellenträger Kupplung 1
Lt2	Lamellenträger Kupplung 2
MAGNA	Must Always Gain Net Assets
NC	Normally Closed
NO	Normally Open
PKW	Personenkraftwagen
rad	radial
RF	Reibflächen
Spf	Spiralfeder
SSP	Single-Sided-Plates
stat	statisch
Tf	Tellerfeder
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VW	Volkswagen

# Symbole

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$a$	Temperaturleitfähigkeit	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
$c_{p,\text{Öl}}$	spezifische Wärmekapazität des Kühllöls	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
$c_{p,\text{Stahl}}$	spezifische Wärmekapazität von Stahl	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
$d$	Dämpfungskonstante	$\frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$
$f$	Rohrreibungszahl (in deutscher Literatur $\lambda$ )	-
$k$	Steifigkeit	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_{K1}$	Kolbensteifigkeit K1	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_{\text{Lt}1}$	Steifigkeit Außenlamellenträger K1	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_{\text{NF}}$	Nutflächenanteil	-
$k_{\varphi}$	Torsionssteifigkeit	$\frac{\text{Nm}}{\circ}$
$l$	Länge	m
$m$	Masse	kg
$m_{\text{Lam}}$	Masse der Stahllamelle	kg
$\dot{m}_{\text{Leck}}$	Leckageölmassenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_{\text{Öl}}$	Kühllölmassentrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$n$	Drehzahl	$\frac{\text{U}}{\text{min}}$
$\Delta n$	Differenzdrehzahl zwischen An- und Abtrieb	$\frac{\text{U}}{\text{min}}$
$p$	Druck	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{\text{Fl}}$	Flächenpressung	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$p_{\text{K}}$	hydraulischer Druck am Kolben	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
$r$	Radius	m
$r_{\text{a}}$	Außenradius	m
$r_{\text{i}}$	Innenradius	m
$r_{\text{m}}$	mittlerer Reibradius	m
$r_{\text{Ramp}}$	Wirkradius der Kugelrampenlaufbahn	m
$s$	Verschiebung	m
$v$	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$x$	Position in x Richtung	m
$\dot{x}$	zeitlich Änderung des Weges (Geschwindigkeit)	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$\ddot{x}$	zweite Ableitung des Weges nach der Zeit (Beschleunigung)	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

$z_{RF}$	Reibflächenanzahl	-
$A$	Fläche	$m^2$
$A_K$	Kolbenfläche	$m^2$
$A_{Nut}$	Nutfläche	$m^2$
$A_{Reib}$	Kreisringfläche des ungenuteten Reibbelags	$m^2$
$F_A$	Ausgleichskraft der Fliehkraftkompensation	N
$F_D$	Dichtringreibung	N
$F_F$	Federkraft	N
$F_{Kolben}$	Kolbenkraft	N
$F_{LP}$	Kraft im Lamellenpaket	N
$F_N$	Normalkraft	N
$F_V$	Vorspannkraft	N
$I_{max}$	maximal zulässiger Strom	A
$J$	Massenträgheitsmoment	$kg \cdot m^2$
$K$	Konstante	-
$M$	Drehmoment	Nm
$M_K$	Kupplungsmoment	Nm
$M_S$	Schleppmoment	Nm
$M_T$	übertragenes Moment	Nm
$P_R$	Reibleistung	W
$Pr$	Prandtl-Zahl	-
$\dot{Q}_K$	Kühlwärmestrom	W
$\dot{Q}_{WL}$	Wärmestrom auf Grund von Wärmeleitung	W
$\dot{Q}_{Konv}$	Wärmestrom auf Grund von Konvektion	W
$\dot{Q}_{RF}$	Wärmestromzufuhr je Reibfläche	W
$\dot{Q}_{\text{Öl}}$	Wärmestrom in das Kühlöl	W
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$T_{Characteristic}$	Öltemperatur des BorgWarner-Modells	$^{\circ}C$
$T_{Interface}$	Reibflächentemperatur des BorgWarner-Modells	$^{\circ}C$
$T_{RF}$	Reibflächentemperatur	$^{\circ}C$
$T_{\text{Öl}}$	Hydrauliköltemperatur	$^{\circ}C$
$U_{max}$	maximale Spannung	V
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	Kühlölvolumenstrom	$\frac{m^3}{min}$
$W_R$	Reibarbeit	J
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{W}{m^2K}$
$\beta_s$	Schrägungswinkel	$^{\circ}$
$\beta_{Ramp}$	Steigung der Kugelrampenlaufbahn	$^{\circ}$
$\eta$	dynamische Viskosität	Pas
$\kappa$	Fliehkraftkompensationsgrad	-

---

$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$
$\mu$	Reibungskoeffizient	-
$\mu_0$	Haftreibungskoeffizient	-
$\nu$	kinematische Viskosität	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
$\rho$	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$\varphi$	Winkel	°
$\varphi_{\text{Ramp}}$	Verdrehwinkel der Kugelrampe	°
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
$\zeta_v$	Verlustbeiwert	-
$\nabla$	Nabla-Operator	-

# 1 Einleitung

Die Aufgabe eines Fahrzeugantriebs ist es, Leistung bedarfsgerecht bereitzustellen und an die Räder zu übertragen. Um dieser Aufgabe gerecht zu werden wird eine Kette von Komponenten benötigt, welche als Antriebsstrang bezeichnet wird.

Neben den konventionellen Antrieben gibt es auch Hybrid- und elektrische Antriebe. Eine Gemeinsamkeit findet sich in fast allen Antriebskonzepten. Es sind Elemente zur Schaltung, Übertragung und Verzweigung des Antriebsmoments notwendig, um es vom Antrieb bis an die gewünschten Räder übertragen zu können. Die dafür erforderlichen Funktionen werden mitunter auch durch Kupplungen erfüllt.

Die Kupplung dient in erster Linie zur Übertragung von Rotationsenergie. Sie verbindet zwei Wellen miteinander, sodass ein Drehmoment übertragen werden kann. [11]

Eine Gruppe der schaltbaren, fremdbetätigten Kupplungen bilden die Reibkupplungen. Die Funktionsweise der Reibkupplung macht sie zu einem universell einsetzbaren Element im Fahrzeugantriebsstrang. Sie kommt in folgenden Bereichen zur Anwendung:

- Anfahr- und Schaltkupplung zwischen Motor und Schaltgetriebe
- Synchroneinrichtung im Schaltgetriebe
- Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse im Verteilergetriebe
- Momentenverteilung im Differentialgetriebe bzw. als Differentialsperre
- Bremse (eine stehende Welle): Radbremse, Bremse in Automatikgetrieben

Die in dieser Arbeit behandelte nasslaufende Mehrscheibenkupplung, oder Lamellenkupplung, gehört zur Gruppe der Reibkupplungen. Sie kommen in der Industrie- und Fahrzeugtechnik häufig zur Anwendung und gewinnen zunehmend an Bedeutung. Die Schaltung und Übertragung hoher Drehmomente bei großen Differenzdrehzahlen wird durch die parallele Anordnung mehrerer Reibbeläge sowie durch die Kühlung durch Öl ermöglicht. Durch die Anordnung mehrerer Reibflächen zu einem Lamellenpaket können hohe Kupplungsmomente bei kompakter Bauweise übertragen werden. Bei geeigneter Werkstoffwahl der Reibpaarung und überwachter Betätigungs- und Kühlstrategie kann ein geringer Verschleiß und eine hohe Lebensdauer realisiert werden. Weiters kann mit nasslaufenden Lamellenkupplungen eine weiche Schaltcharakteristik und somit ein erhöhter Schaltkomfort erreicht werden. Als

Nachteile können das Schleppmoment der geöffneten, öldurchströmten Kupplung sowie das niedrige Reibwertniveau, gegenüber der trockenen Kupplung, genannt werden.

Auf Grund dieser Eigenschaften ist die nasse Lamellenkupplung eine attraktive Komponente für den Antriebsstrang eines Kfz und kommt als Lastschalt- und Dauerschlupfkupplung in Doppelkupplungsgetrieben und Verteilergetrieben sowie als Bremse in Differentialgetrieben zum Einsatz.

Die Unterteilungen der Kupplungen sowie die Funktionsweise der Reibkupplung wird in Kapitel 2 näher beschrieben.

## 1.1 Motivation

Die Entwicklung von nasslaufenden Lamellenkupplungen zielt auf hohe Drehmomentkapazität bei immer kleinerem Bauraum sowie geringerem Gewicht ab. Getrieben durch diese Anforderungen steigt die thermische Belastung der Kupplung ständig. Die geforderten Charakteristiken wie Komfort, Verschleiß, konstanter Reibwert über die Lebensdauer sowie ein in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl stetig steigender Reibwert sollen dennoch erfüllt werden. Um diesen gegensätzlichen Anforderungen gerecht zu werden, wird ein hoher Entwicklungsaufwand betrieben. [14]

In der frühen Entwicklungsphase ist die Momentencharakteristik einer Kupplung als Auslegungskriterium dominierend. Es ist sinnvoll, diese anhand von Geometrie- und Reibwertdaten abzuschätzen und den dafür notwendigen Bauraum zu definieren. Ist eine Kupplung hinsichtlich ihrer mechanischen Eigenschaften optimiert, besteht die Gefahr einer thermischen Überbeanspruchung im Betrieb. Eine Überbeanspruchung tritt auf, wenn viel Reibarbeit in kurzer Zeit in die Reibbeläge eingebracht wird und wirkt hinsichtlich Verschleiß und Lebensdauer schädigend. Um eine thermische Überlast im Fahrzeugbetrieb zu verhindern ist es notwendig die Reibflächen- sowie die Öltemperatur zu überwachen. Dies ist messtechnisch nur unter sehr hohem Aufwand möglich. Darum wird ein Rechenmodell zur Temperaturüberwachung bevorzugt.

## 1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Diplomarbeit ist die Erstellung eines 1D-Simulationsmodells einer nasslaufenden Doppelkupplungseinheit in coaxialer Bauweise. Die mechanischen Komponenten sollen physikalisch korrekt abgebildet werden und somit die Momentencharakteristik als Funktion von Kupplungsbetätigungsdruck, Druckanstiegsgradient, Differenzdrehzahl und Hydrauliköltemperatur berechnet werden. Die Momentencharakteristik dient als Richtwert für das

übertragbare Moment und hat Einfluss auf das Regelverhalten der Kupplung.

Neben der Abbildung der mechanischen Komponenten soll das Modell auch das thermische Verhalten der Kupplungen berücksichtigen. Das Modell soll sicherheits- und schädigungsrelevante Temperaturen abbilden sowie den Energieeintrag in das Getriebeöl berechnen.

Die Validierung des Modells erfolgt anhand vorhandener Messdaten bzw. Daten des Kupplungsherstellers.

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen wird aus der Doppelkupplungseinheit ein Modell einer nasslaufenden Einzelkupplung abgeleitet, welches als Baustein in der Getriebe-simulation zum Einsatz kommen soll.

### **1.3 Aufbau der Arbeit**

Kapitel 2 beschreibt die Funktionsweise von allgemeinen Reibkupplungen und von nasslaufenden Lamellenkupplungen im Speziellen. Die konstruktive Umsetzung, die tribologischen Zusammenhänge und die Aufgabe der Lamellenkupplung werden näher erörtert. In Kapitel 2.3 wird auf das Potential einer Doppelkupplung und auf die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Bauweisen eingegangen.

Kapitel 3 geht auf die zu simulierende Doppelkupplung näher ein und beschreibt die Grundlagen der verwendeten Simulationssoftware. In Bezug auf die mechanische und thermische Simulation werden die physikalischen Zusammenhänge sowie deren Modellierung betrachtet und ein Abgleich mit verfügbaren Mess- bzw. Herstellerdaten durchgeführt. Kapitel 3.4 zeigt die Zusammenhänge der Komponenten in der Gesamtsimulation.

In Kapitel 4 wird auf Basis des Doppelkupplungsmodells die Ableitung einer skalierbaren Einzelkupplung beschrieben. Dabei wird auf die Vorgehensweise näher eingegangen und einzuhaltende Skalierungsgrenzen werden aufgezeigt. Zusätzlich sind in den Kapiteln 4.2 und 4.3 die Modellbildung alternativer Aktuierungskonzepte und Möglichkeiten für eine Vergleichsdurchführung beschrieben.

Kapitel 5 zeigt Simulationsergebnisse aus der thermischen Simulation, sowie den Vergleich zwischen hydraulischer und elektromechanischer Aktuierung am Beispiel einer Verteilergetriebekupplung.

Kapitel 6 fasst die aus der Modellbildung von Doppelkupplung und Einzelkupplung gewonnen Erkenntnisse zusammen und gibt einen Ausblick auf mögliche Einsatzgebiete der Modelle. Des Weiteren wird auf den Vergleich der Aktuierungssysteme eingegangen.

## 2 Kupplungen

Die Kupplung dient in erster Linie zur Übertragung von Rotationsenergie. Sie verbindet zwei Wellen miteinander, sodass ein Drehmoment übertragen werden kann. Zusätzlich kann sie ausgleichende Funktionen besitzen. Ein radialer, axialer und winkliger Wellenversatz kann kompensiert sowie Drehmomentstöße gedämpft werden. [11]

Grundsätzlich wird zwischen schaltbaren und nicht schaltbaren Kupplungen unterschieden. Schaltbare Kupplungen können im Betrieb die Verbindung zwischen Wellen unterbrechen und wiederherstellen. In der Fahrzeugtechnik kommen unter anderem schaltbare Reib- und Klauenkupplungen sowie nicht schaltbare, elastische Kupplungen zum Einsatz. [6]

Abbildung 2.1 zeigt die Einteilung der Kupplungen im Überblick.

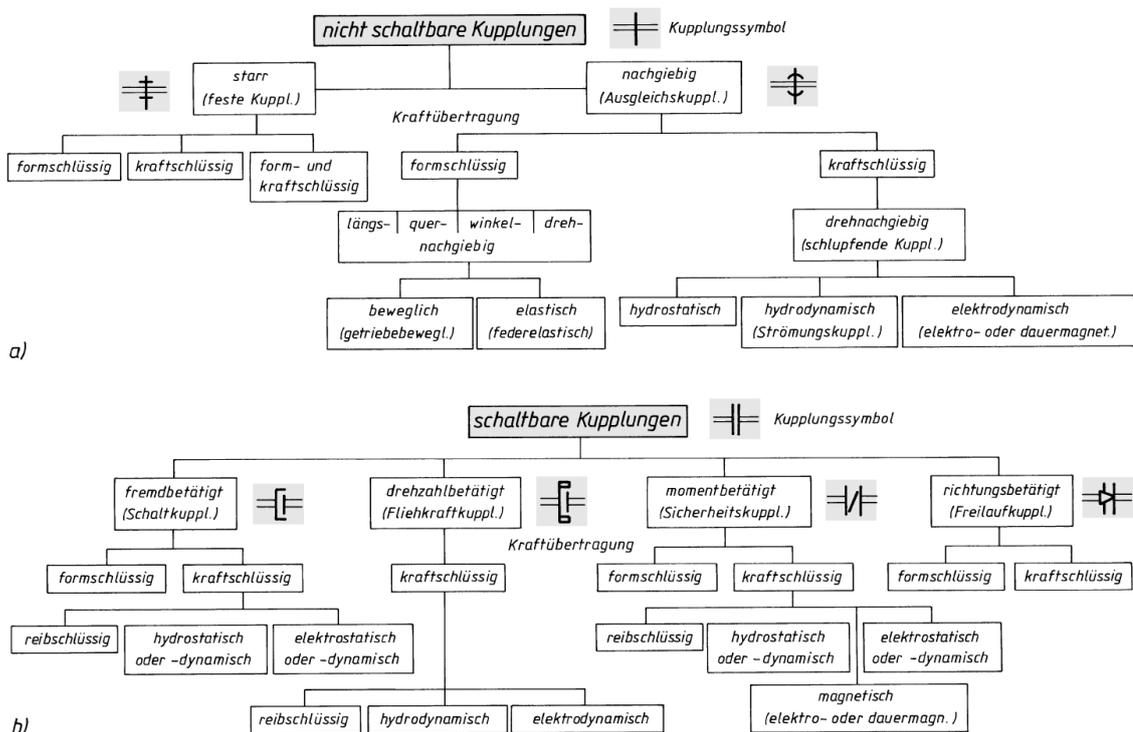


Abbildung 2.1: Einteilung der Kupplungen. a) nicht schaltbare Kupplungen, b) schaltbare Kupplungen [11]

## 2.1 Funktionsweise der Reibkupplung

In diesem Kapitel wird auf die fremdbetätigte, schaltbare Reibkupplung näher eingegangen, welche im Folgenden Kupplung genannt wird. Das Prinzip der Momentenübertragung ist bei nassen und trockenen Kupplungen gleich. Die Arbeit befasst sich mit nasslaufenden Lamellenkupplungen. Der Aufbau und die Funktionsweise trockener Kupplungen werden in [12] und [6] beschrieben. Kirchner [8] vergleicht trockene und nasslaufende Doppelkupplungen.

Die Grundfunktion der Kupplung, Drehmoment übertragen, wird im Fall der Reibkupplung durch Reibung zwischen Festkörpern erfüllt.

$$M_K = \mu F_N r_m z_{RF} \quad (2.1)$$

Auf Grund der kraftschlüssigen Drehmomentübertragung kann der Schaltvorgang im Betrieb unter Last erfolgen.

Das maximal übertragbare Kupplungsmoment  $M_K$  ist abhängig von:

- dem Reibungskoeffizient  $\mu$  in der Reibpaarung
- der auf die Reibfläche wirkenden Normalkraft  $F_N$
- dem mittleren Reibradius  $r_m$
- der Anzahl der Reibflächen  $z_{RF}$

Bei konstanter Flächenpressung in der Reibpaarung  $p = F_N/A$  kann der mittlere Reibradius

$$r_m = \frac{2 \cdot (r_a^3 - r_i^3)}{3 \cdot (r_a^2 - r_i^2)} \quad (2.2)$$

über den Außenradius  $r_a$  und den Innenradius  $r_i$  definiert werden. Im Betrieb ist die Flächenpressung auf Grund von Verformungen, Fliehkräften, thermischen Effekten und Fertigungstoleranzen nicht konstant. Die exakte Definition des Reibradius erfolgt über den Schwerpunkt der Flächenpressungsverteilung. [6]

Der Reibungskoeffizient  $\mu$  in der Kontaktfläche ist maßgebend für die Charakteristik beim Schließen und Öffnen der Kupplung. Er ist von der Werkstoffpaarung, der Belagtemperatur, dem Verschleiß, der Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibpartnern und, bei nassen Reibpaarungen, vom Öl abhängig.

Liegt zwischen den durch die Kupplung verbundenen Wellen eine Differenzdrehzahl vor,  $\Delta n = n_{An} - n_{Ab} \neq 0$ , wird das als Schlupf bezeichnet. Bei der Definition des übertragenen Moments wird zwischen schlupfender und schlupffreier Kupplung unterschieden. Im Fall einer schlupfenden Kupplung kann das übertragene Moment nach Gl. (2.1) berechnet werden. Eine schlupffreie Kupplung kommt einer drehfesten Verbindung gleich. Das übertragene

Moment kann einen Wert zwischen null und dem Kupplungsmoment  $M_K$  annehmen.

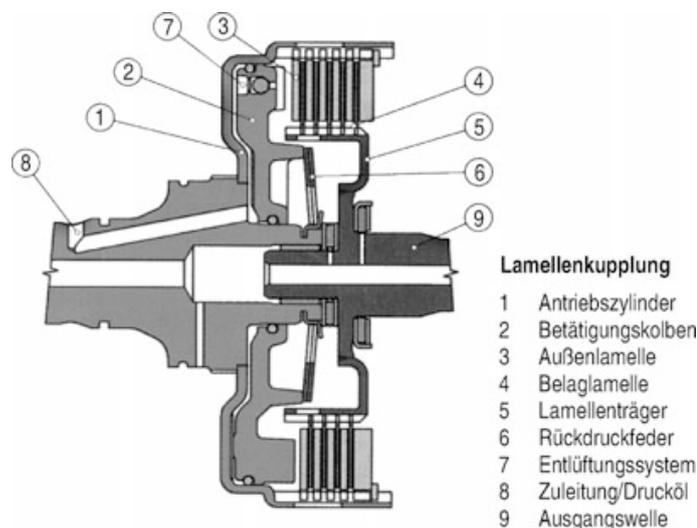
Das übertragene Moment  $M_T$  wird in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl definiert:

$$M_T = \begin{cases} 0 \dots M_K & \text{für } \Delta n = 0 \\ M_K & \text{für } \Delta n \neq 0 \end{cases} \quad (2.3)$$

## 2.2 Nasslaufende Lamellenkupplung

Eine Lamellenkupplung ist eine Reibkupplung mit mehreren Reibflächen (RF). Durch die Parallelschaltung mehrerer Reibpaarungen können hohe Momente trotz kompakter Bauweise übertragen werden.

Abbildung 2.2 zeigt den Aufbau einer „normally open“ Lamellenkupplung mit hydraulischer Betätigung. Die Bauart „normally open“ beschreibt den Zustand der unbetätigten Kupplung. Das Antriebsmoment wird vom Außenlamellenträger (1), über eine Mitnehmerverzahnung, in den Außenlamellen (3) eingeleitet. Eine Reibpaarung besteht jeweils aus einer Außenlamelle und einer Belaglamelle (4), welche wechselnd angeordnet sind. Das entstehende Reibmoment wird von den Belaglamellen über eine Innenverzahnung an den Innenlamellenträger (5) und in weiterer Folge an die Ausgangswelle weitergeleitet.

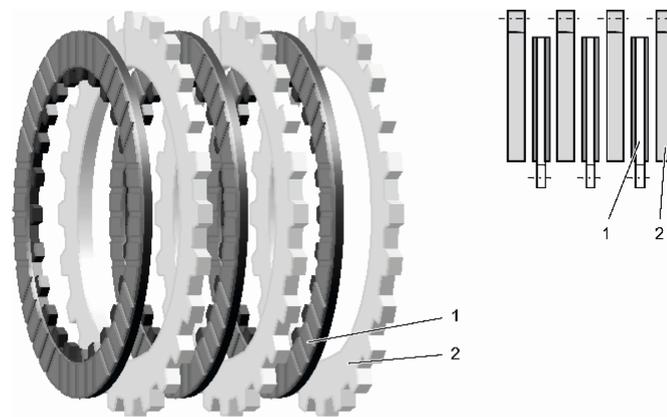


**Abbildung 2.2:** Aufbau einer hydraulisch betätigten Lamellenkupplung [3]

Die Lamellen sind in den Lamellenträgern axial verschiebbar. Im unbetätigten Zustand wird der Betätigungskolben (2) von der Rückdrückfeder (6) in Position gehalten. Es stellt sich zwischen Außen-, und Belaglamelle ein Lüftspiel ein. Je nach Konstruktion wird das Trennen der Lamellen durch Federn zwischen den einzelnen Lamellen oder durch die Öldurchströmung er-

reicht. Durch die Druckbeaufschlagung des Kolbens durch die Druckleitung (8) rückt dieser aus und presst das Lamellenpaket gegen einen Endanschlag. Aus der auf das Lamellenpaket wirkenden Normalkraft resultiert ein Reibmoment. Wird die Anzahl der Reibflächen erhöht, kann bei gleicher Betätigungskraft mehr Drehmoment übertragen werden. Bei einer hohen Lamellenanzahl muss beim Kupplungsvorgang viel Öl aus dem Lamellenpaket verdrängt werden, wodurch die Schaltdynamik leidet. Weiters nimmt die Axialkraft im Lamellenpaket auf Grund der Reibung zwischen Lamellenträger und Verzahnung ab. Die Lamellenanzahl sollte erfahrungsgemäß 20 nicht überschreiten [14]. Die im Lamellenpaket vorherrschende Flächenpressung ist bestimmend für das übertragbare Moment.

Wie in Abbildung 2.3 dargestellt, werden oftmals die Außenlamellen als Stahllamellen und die Innenlamellen als Belaglamellen ausgeführt. Die Lamellenkupplung weist dadurch ein besseres Leerlaufverhalten auf. [13]



**Abbildung 2.3:** Lamellenpaket mit doppelseitig beklebten Belaglamellen. 1 Belaglamelle innenverzahnt, 2 Stahllamelle außenverzahnt [12]

Die nasslaufende Lamellenkupplung wird im Betrieb fortlaufend von Öl durchströmt und erhält dadurch ihren Namen. Der Ölvolumenstrom schmiert die beteiligten Reibpartner sowie mechanische Bauteile wie Lager und führt die beim Kupplungsvorgang entstehende Reibungswärme ab. Das Kühlmedium wird durch die axiale Bohrung in der Welle zugeführt und tritt durch radiale Bohrungen in den Innenraum des Lamellenträgers (5) ein. Das Öl wird auf Grund der wirkenden Zentrifugalkraft nach außen geschleudert, tritt durch Öffnungen im Lamellenträger und wird durch das Lamellenpaket gefördert.

### 2.2.1 Tribologisches System

Das Systemverhalten einer Lamellenkupplung ist nicht nur durch die geometrische Auslegung und die Beanspruchung bestimmt, sondern auch vom Reibverhalten der Reibpaarung abhängig. Dafür verantwortlich ist das tribologische System, siehe Abbildung 2.4, bestehend aus Reibbelag, Ölfilm und Stahllamelle. Es ist maßgebend für das Reibverhalten der Kupplung und soll folgende Anforderungen erfüllen [12]:

- gutes Schaltverhalten (dynamischer Reibwertverlauf  $d\mu/dv$ , vgl. Abbildung 2.5)
- hohe Drehmomentübertragungsfähigkeit (hoher statischer Reibwert)
- hohe Lebensdauer, d.h. geringer Verschleiß
- hohe mechanische Festigkeit
- hohe thermische Belastbarkeit
- gutes Geräuschverhalten, d.h. keine Reibschwingungen (z.B. Stick-Slip)
- über die Lebensdauer konstante Reibeigenschaften
- unempfindlich gegenüber metallischem Abrieb im Öl
- geringe Schleppverluste

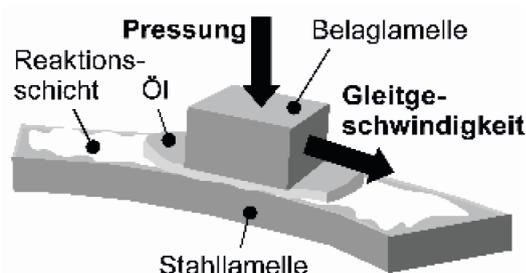
Um die genannten Anforderungen erfüllen zu können, müssen eine Vielzahl von Parametern zusammenwirken. Wesentliche Faktoren die das Reibverhalten beeinflussen sind [12]:

- Belagmaterial: organisches Material (Papier), Sintermetalle, Carbon (im Rennsport)
- Beschaffenheit des Belags: Dichte, Porosität
- Nutung
- Belagoberfläche
- Oberfläche der Stahllamelle
- Öl Art und Öladditivierung
- Betriebsparameter: Relativgeschwindigkeit, Reibflächentemperatur, Flächenpressung

Das tribologische System muss je nach Anwendung und der primär geforderten Charakteristik angepasst werden. Dabei muss immer ein Kompromiss zwischen den oben genannten Anforderungen gefunden werden. In Tabelle 2.1 sind Eigenschaften gängiger Reibpaarungen aufgelistet. Unter Einhaltung der Belastungsgrenzen (Wärmeeintrag je Schaltung, Wärmeleistung) können die genannten Mechanismen variiert werden, um das geforderte Verhalten zu erreichen.

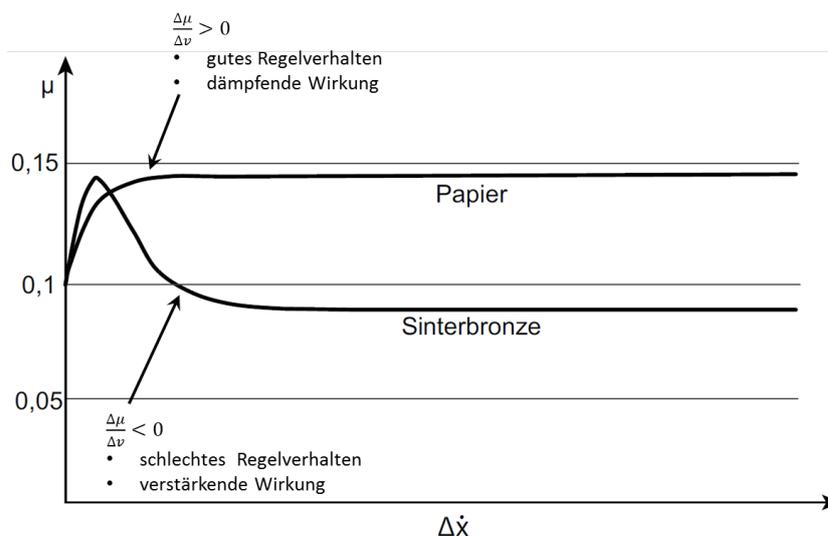
**Tabelle 2.1:** Merkmale gängiger nasslaufender Reibpaarungen [8]

<b>Reibpaarung</b> <b>Kennwert</b>	Sinterbronze / Stahl	Sintereisen / Stahl	Papier / Stahl	Stahl / Stahl
Gleitreibung $\mu_c$	0,05–0,1	0,07–0,1	0,1–0,12	0,05–0,08
Haftreibung $\mu_{c,0}$	0,12–0,14	0,1–0,14	0,08–0,1	0,08–0,12
Verhältnis $\mu_c/\mu_{c,0}$	1,4–2,0	1,2–1,5	0,8–1,0	1,4–1,6
Max. Relativ- geschwindigkeit $v_{rel}$ [m/sec]	40	20	30	20
Max. Flächenpressung $p_{max}$ [MPa]	4	4	2	0,5
Zul. spezifischer Wärmeeintrag / Schaltung $w_{max}$ [J/mm <sup>2</sup> ]	1,0–2,0	0,5–1,0	0,8–1,5	0,3–0,5
Zul. spezifische Wärmeleistung $\dot{w}$ [W/mm <sup>2</sup> ]	1,5–2,5	0,7–1,2	1,0–2,0	0,4–0,8

**Abbildung 2.4:** Tribologisches System der Reibpaarung [12]

Die Stahllamelle besteht in den meisten Fällen aus unlegierten Stählen mit niedrigem Kohlenstoffgehalt, z.B. Vergütungsstahl C60 [14]. Die Reib- und Verschleißigenschaften der Stahllamelle sind im Wesentlichen von der Oberflächenrauigkeit und der Härte abhängig. Der Reibwert der Reibpaarung nimmt mit steigender Oberflächenrauigkeit zu, jedoch erhöht sich auch der Verschleiß der Reiblamelle.

Der Reibbelag wird auf einen metallischen Träger doppelseitig (DSP, Double-Sided-Plates) oder einseitig (SSP, Single-Sided-Plates) aufgebracht. Reibbelag und Trägerblech bilden die Belaglamelle. Typische Reibbelagmaterialien sind Sintermetalle, Papier und Carbon. Metallische Sinterbeläge zeichnen sich durch hohe mechanische Belastbarkeit aus und zeigen auch bei sehr hohen Belastungen einen gleichbleibenden Reibungskoeffizienten. Sie selbst haben einen geringen Verschleiß, wobei es bei den Gegenaufläichen zu erheblichem metallischen Abrieb kommen kann. Hinsichtlich Komfort ist die Regelbarkeit und damit der Reibwert-



**Abbildung 2.5:** Charakteristischer Reibwertverlauf  $\mu$  unterschiedlicher Materialien über die Relativgeschwindigkeit  $\Delta\dot{x}$  [6]

verlauf (Änderung des Reibwerts  $\mu$  in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit  $v$ ,  $d\mu/dv$ ) von Bedeutung. Diesbezüglich sind die Sinterbeläge den organischen Papierbelägen unterlegen. Die Hauptanwendungsgebiete von metallischen Belägen sind daher Landmaschinen und Nutzfahrzeuge. Bei PKW-Anwendungen steht der Komfort im Vordergrund. Hier kommen in nasslaufenden Lamellenkupplungen vermehrt organische Beläge zum Einsatz. Die Vorteile des Papierreibbelags liegen in der wirtschaftlichen Herstellung, einem relativ hohen Reibwert und der guten Regelbarkeit. Auf Grund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Belags wird die Wärme hauptsächlich in der Stahllamelle gespeichert. Dies führt zu höheren Reibflächentemperaturen und einer geringeren thermischen Belastbarkeit des Lamellenpakets.

Der Reibkoeffizient einer Kupplung ist im Betrieb nicht konstant. Er ist eine Funktion von Relativgeschwindigkeit, Temperatur und Flächenpressung. In Abbildung 2.5 sind charakteristische Reibwertverläufe unterschiedlicher Materialien über die Relativgeschwindigkeit dargestellt. Anhand des Reibwertverlaufs von Sinterbronze als Reibmaterial wird deutlich, dass bei sinkender Relativgeschwindigkeit der Reibungskoeffizient steigt. Wird nun beim Schaltvorgang der Betätigungsdruck der Kupplung erhöht und die Relativgeschwindigkeit sinkt, steigt das übertragene Moment überproportional. Das System wirkt selbstverstärkend und neigt dadurch zum Schwingen. Sinkt jedoch der Reibwert mit sinkender Relativgeschwindigkeit, so wirkt das dämpfend auf das System. [12]

Die Herstellung des organischen Reibbelags ähnelt der Papierherstellung, wodurch die Bezeichnung Papierbelag zutreffend ist. Er besteht aus Fasern und Füllstoffen die mit Phenolharz gebunden werden. Es werden Belagdicken von 0,4 bis 1,2 mm hergestellt [12]. Die

Werkstoffzusammensetzung sowie deren Struktur nehmen Einfluss auf das Reibverhalten. Dabei sind die Elastizität und die Porosität als relevante Faktoren zu identifizieren. Bei höherer Porosität kann das Öl beim Schließvorgang schneller ausgepresst werden und es kommt zu mehr Festkörperreibung. Hinzu kommt, dass die Stahllamelle im geschlossenen Zustand mit mehr Öl in Kontakt kommt und dadurch mehr Wärme abgeführt werden kann. Die mechanische Druckfestigkeit nimmt mit steigender Porosität ab, weshalb ein Kompromiss zwischen Porosität und Druckfestigkeit gewählt werden muss.

Die Temperaturbeständigkeit des Papierreibbelags wird durch die enthaltenen Fasern bestimmt. Den thermisch unbeständigsten Bestandteil bilden Fasern, die in ihrer Struktur Cellulose ähneln. Die thermische Zersetzung beginnt bei einer kritischen Temperatur von ca. 280 °C. [14]

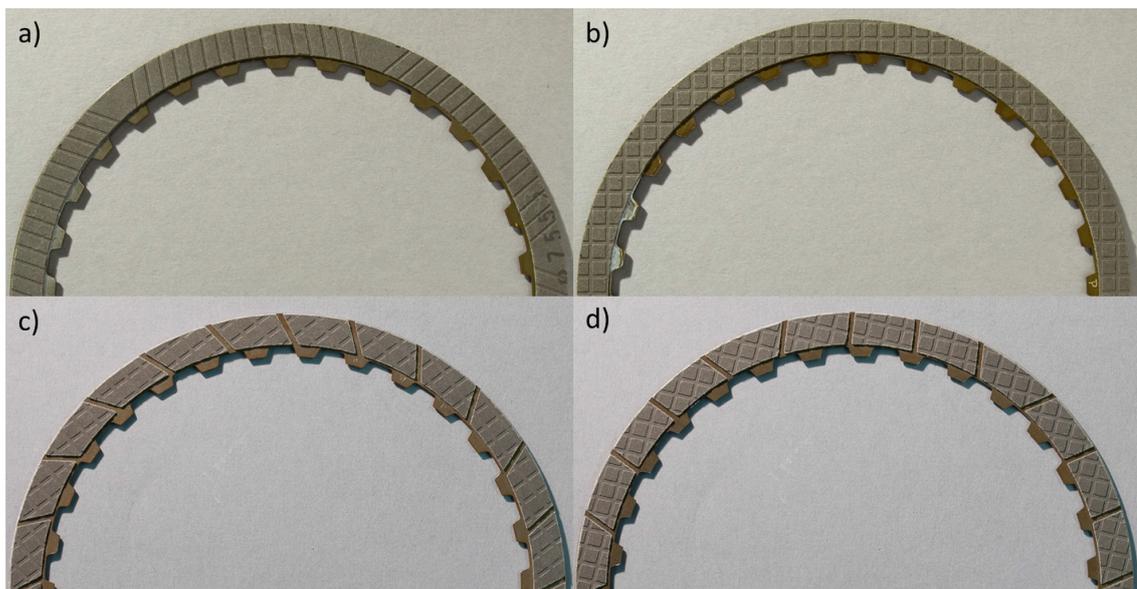
Das Öl in nasslaufenden Lamellenkupplungen besteht aus der Basis, einem mineralischen Öl, und diversen Additiven. Additive sind Zusatzstoffe die dem Öl beigemischt werden, um dessen Eigenschaften zu optimieren. Sie können die Abhängigkeit des Reibwertverlaufs von Temperatur und Relativgeschwindigkeit anpassen. So wird durch Zugabe eines Dispersants das Reibwertniveau angehoben. Die Wirkung des Friction Modifier setzt bei niedrigen Relativgeschwindigkeiten ein. Er verhindert den Anstieg des Reibungskoeffizient und somit das Auftreten von Reibschwingungen. Wichtig ist zu erwähnen, dass die Wirkung der Additive und deren Zusammenspiel stark vom Reibbelagmaterial abhängt. Wird in einer bestehenden Kupplung das Öl geändert, ist eine Neuabstimmung der Kupplung notwendig. [9]

### 2.2.1.1 Nutung der Reibbeläge

Da der thermische Energiehaushalt in einer nasslaufenden Lamellenkupplung großen Einfluss auf die thermische Belastbarkeit hat, ist es notwendig eine ausreichende Kühlung in jedem Betriebszustand zu gewährleisten. Das Kühllöl durchströmt das Lamellenpaket und führt Wärme ab. Um eine Durchströmung auch im geschlossenen, betätigten Zustand der Kupplung zu ermöglichen, ist es notwendig den Reibbelag mit Nuten zu versehen. Die Anordnung der Nuten hat großen Einfluss auf das Abkühlverhalten der Stahllamelle. Die weiteren Einflussbereiche der Nutung sind [12]:

- Stabilisierung des Reibwerts durch gleichmäßigen Ölfilm
- Schaffung des gewünschten Reibverhaltens bei der Schaltung (Ausquetschvorgang)
- Verbesserung des Leerlaufverhaltens, Reduzierung des Schleppmoments.

Bei Papierbelägen kann die Nutung durch Prägen oder Fräsen eingebracht werden. Die Nuttiefe ist in diesem Fall max. 40% der Belagdicke. Eine weitere Variante ist die Multisegmentierung des Belags. Bei dieser Variante werden die Belagsegmente gestanzt. Die dadurch



**Abbildung 2.6:** Nutbilder und deren Überlagerung: a) Gruppenparallel-Nutung geprägt, b) Waffel-Nutung geprägt, c) Schaufel-Nutung multisegmentiert mit Waffelüberprägung, d) Gruppenparallel-Nutung multisegmentiert mit Waffelüberprägung [21]

entstehende Nuttiefe entspricht der Belagdicke. Eine Überlagerung dieser beiden Nutarten ist möglich.

Die unterschiedlichen Anordnungsvarianten der Nuten werden als Nutbilder bezeichnet. Gängige Nutbilder bestehen aus Radial-, Waffel-, Gruppenparallel- und Schaufelnuten. Abbildung 2.6 zeigt mögliche Nutbilder und Kombinationen von Nutarten. Das Nutbild wird in der Regel empirisch ermittelt und für den Anwendungsfall optimiert.

### 2.2.1.2 Schleppmoment

Das Schleppmoment tritt in Form eines Verlustmoments in einer geöffneten, nasslaufenden Lamellenkupplung auf. Liegt bei geöffneter Kupplung eine Differenzbewegung zwischen den Reibpartnern vor und wird das Lamellenpaket mit Öl durchströmt, so wird auf Grund von Flüssigkeitsreibung ein Drehmoment übertragen. In der Praxis soll das Schleppmoment möglichst gering gehalten werden.

Die Flüssigkeitsreibung ist auf die Scherung des Ölfilms zwischen den Lamellen zurückzuführen und ist stark von der Differenzgeschwindigkeit der Lamellen abhängig. Abbildung 2.7 zeigt einen charakteristischen Verlauf des Schleppmoments über die Differenzdrehzahl. Dabei kann der Verlauf in drei Phasen unterteilt werden:

Phase 1: hydrodynamische Reibung mit linearem Anstieg im Bereich der vollständigen Ölfüllung zwischen den Lamellen (Couette-Strömung) bis zum Erreichen einer Grenzdrehzahl.

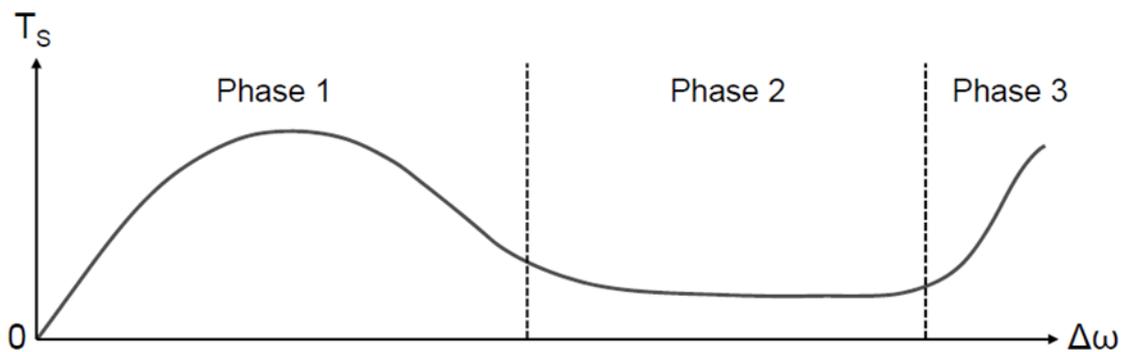
Der anschließende Abfall des Moments ist auf das Eindringen von Luft in den Spalt zurückzuführen (Versuche mit transparenten Lamellen). Die Ausbildung des Ölfilms ab Überschreiten der Grenzdrehzahl wird in Abbildung 2.8 dargestellt.

Phase 2: Moment bleibt auf einem verhältnismäßig niedrigen Niveau.

Phase 3: Erneuter Momentenanstieg durch Lamellentaumeln möglich.

Das auftretende Schleppmoment ist das Resultat des Zusammenwirkens zahlreicher, komplexer Zusammenhänge. Unter anderem ist es von folgenden Parametern wesentlich abhängig:

- Ölvolumenstrom durch das Lamellenpaket
- Differenzdrehzahl
- Absolutdrehzahl
- Lüftspiel zwischen den Lamellen
- Dichte und Viskosität des Öls
- Anzahl der Reibflächen



**Abbildung 2.7:** Charakteristischer Schleppmomentverlauf  $T_S$  über Differenzdrehzahl  $\Delta\omega$  gelüfteter Lamellenkupplungen [5]



**Abbildung 2.8:** Strömungsbild im Luftspalt zwischen zwei glatten Lamellen [14]

## 2.2.2 Aufgaben der Lamellenkupplung

Kupplungen stellen in Fahrzeugen mit Schaltgetriebe das Bindeglied zwischen Motor und Getriebe dar und erfüllen als Komponente des Antriebsstrangs mehrere Grundaufgaben. Zum einen ermöglichen sie das Anfahren aus dem Stillstand und das Anhalten. Zum anderen steuern sie den Momentenfluss beim Gangwechsel.

Für den Einsatz in Differential- und Verteilergetrieben kann es vorkommen, dass Kupplungen im Dauerschlupf betrieben werden. Der thermische Energiehaushalt der Kupplung spielt dabei eine wesentliche Rolle.

### Anfahrvorgang

Als Anfahrvorgang bezeichnet man die Beschleunigung des Fahrzeuges aus dem Stillstand. In Abbildung 2.9 ist ein vereinfachtes Modell des Antriebsstrangs zur Beschreibung des Anfahrvorgangs dargestellt. Das Ersatzträgheitsmoment  $J_{Fzg}$  fasst die Fahrzeugmasse und das sekundärseitige Trägheitsmoment des Antriebsstrangs in einem Beschleunigungswiderstand zusammen.

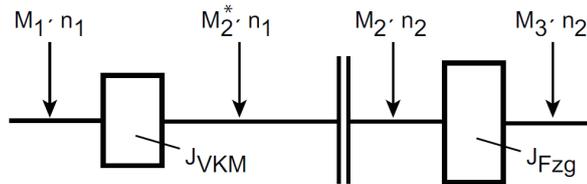


Abbildung 2.9: Vereinfachtes Antriebsstrangmodell [6]

Zu Beginn des Vorgangs arbeitet die Verbrennungskraftmaschine (VKM) bei Leerlaufdrehzahl  $n_1 = n_0$  und das Fahrzeug steht  $n_2 = 0$ . Der Anfahrvorgang ist abgeschlossen, wenn die Drehzahldifferenz abgebaut ist, das heißt  $n_1 = n_2$ . Das für die Beschleunigung notwendige Motormoment wird von Gl. 2.4 beschrieben, wobei  $M_3$  das Lastmoment, bestehend aus Roll- und Steigungswiderstand ist.

$$M_1 = M_3 + J_{VKM} \cdot \dot{\omega}_1 + J_{Fzg} \cdot \dot{\omega}_2 \quad (2.4)$$

Daraus kann auf das an der Kupplung übertragene Kupplungsmoment  $M_2$  geschlossen werden.

$$M_2 = M_3 + J_{Fzg} \cdot \dot{\omega}_2 = M_1 - J_{VKM} \cdot \dot{\omega}_1 \quad (2.5)$$

Die an der Kupplung wirkende Reibleistung  $P_R$  ist

$$P_R = M_2 \cdot |\omega_1 - \omega_2| \quad (2.6)$$

und die in die Kupplung eingebrachte Reibarbeit  $W_R$  errechnet sich aus

$$W_R = \int P_R dt \quad (2.7)$$

Bei Anfahrvorgängen im steilen Gelände oder mit Anhängerlast können hohe Reibleistungen bei langer Schlupfdauer auftreten. Die eingebrachte Energie kann unter Einhaltung der maximalen Temperaturen nicht mehr in der Stahllamelle gespeichert werden. Die Wärmeableitung durch das Kühlöl stellt ein thermisches Gleichgewicht her.

### Dauerschlupf

Wird eine Kupplung im Dauerschlupf betrieben, erfolgt eine Momentenübertragung ohne Drehzahlabgleich. So kann es im zäh fließenden Straßenverkehr erforderlich sein, die Abtriebsdrehzahl unter Motordrehzahl zu halten. Diesen Fahrzustand nennt man Kriechen.

In diesem Betriebszustand ist es unbedingt erforderlich ein thermisches Gleichgewicht in der Kupplung zu halten und die maximale Reibflächentemperatur  $T_{RF}$  nicht zu überschreiten. Bei thermischen Gleichgewicht ist die zugeführte Reibleistung gleich dem abgeführten Kühlwärmestrom  $\dot{Q}_K$ .

$$P_R = \dot{Q}_K \quad (2.8)$$

### Schaltvorgang

Als Schaltvorgang wird die Drehzahlanpassung zwischen Motor und Getriebe bei einem Gangwechsel bezeichnet. Die Reibarbeit der Kupplung ist geringer als beim Anfahrvorgang. Die eingebrachte Energie kann kurzzeitig in der Stahllamelle zwischengespeichert werden und anschließend kontinuierlich durch einen geringeren Kühlölvolumenstrom abgeführt werden.

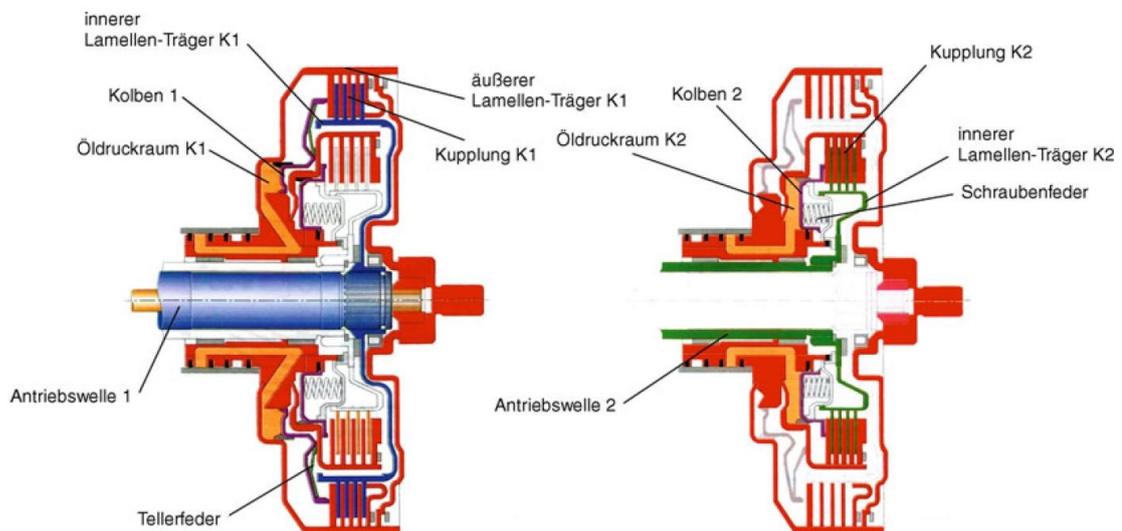
## 2.3 Doppelkupplung

In einer Doppelkupplung sind zwei voneinander unabhängig schaltbare Kupplungen zu einer Einheit zusammengefasst. Das Drehmoment einer gemeinsamen Eingangswelle wird je nach Betätigung auf zwei koaxial angeordnete Ausgänge geleitet. Das dazugehörige Getriebe muss zwei Eingangswellen aufweisen.

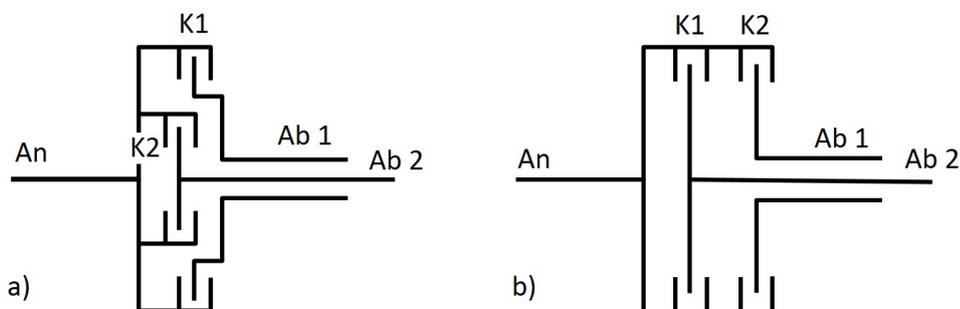
Eine Doppelkupplung übernimmt die gleichen Hauptaufgaben wie eine konventionelle Kupplung, vgl. Kapitel 2.2.2. Weiters ermöglicht die Doppelkupplung das zugkraftunterbrechungsfreie Lastschalten zwischen den beiden Einzelgetrieben der geraden und ungeraden Gänge.

Ist in einer Beschleunigungsphase ein gerader Gang eingelegt, wird bereits der nächst höhere ungerade Gang im zweiten Teilgetriebe vorgewählt und bei Bedarf durch ein geregeltes öffnen und schließen der Kupplungen ohne Zugkraftunterbrechung geschaltet (Überschneidungsschaltung). Eine exakte Regelung der Kupplungsbetätigung ist notwendig, um die Überschneidung der Kupplungen genau zu definieren. In Abbildung 2.10 wird eine Doppelkupplung mit hydraulisch betätigter Kupplung K1 und Kupplung K2 gezeigt. Das Öl wird über eine Drehdurchführung in den Druckraum geführt und bewirkt eine axiale Verschiebung des Kolbens, welcher auf das Lamellenpaket eine Normalkraft aufbringt. Je nach Aktuierung wird das Moment über die Vollwelle (blau) oder die Hohlwelle (grün) abgeleitet.

Doppelkupplungen können je nach Anforderung als trockene Reibungskupplung oder als nasslaufende Lamellenkupplung ausgeführt werden. Als Auslegungsziele gelten hier die thermische Beständigkeit, das übertragbare Moment und ein geringer Verschleiß. In Weiteren wird auf die nasslaufende Doppelkupplung näher eingegangen.



**Abbildung 2.10:** nasse Doppelkupplung von VW in radialer Bauweise: a) K1 betätigt, b) K2 betätigt [3]



**Abbildung 2.11:** Anordnungen von Doppelkupplungen: a) Schema radial, b) Schema axial

Wie in Abbildung 2.11 skizziert ist es möglich die Reibbeläge der Kupplungen radial oder axial anzuordnen. Werden die Beläge radial angeordnet, verkürzt das den axialen Bauraum deutlich. Des Weiteren kann die äußere Kupplung durch den größeren Reibradius  $r_m$ , siehe Gl. 2.2 höhere Momente übertragen. Als Nachteile können der größere radiale Platzbedarf, die geringere Maximaldrehzahl der äußeren Kupplung auf Grund der Fliehkräfte sowie die schlechtere Wärmeabfuhr der inneren Kupplung genannt werden. Aus diesem Grund wird grundsätzlich die äußere Kupplung als Anfahrkupplung im 1. Gang gewählt.

Bei axialer Anordnung ist die Baulänge größer, jedoch sind beide Kupplungen mechanisch und thermisch gleich belastbar. Um beide Lamellenpakete mit Öl zu versorgen ist ein höherer Volumenstrom notwendig, dafür werden diese unter gleichen Rahmenbedingungen gekühlt. [8]

# 3 Modellierung und Simulation einer Doppelkupplung

Wie bereits einleitend erwähnt, ist es Ziel dieser Arbeit, eine vorhandene Doppelkupplung hinsichtlich ihres mechanischen und thermischen Verhaltens in einem Simulationsmodell abzubilden. Dieses Kapitel beschreibt die physikalischen Wirkprinzipien und den Aufbau der Simulationsmodelle sowie deren Bedatung.

## 3.1 Allgemeine Grundlagen

### 3.1.1 Die behandelte Doppelkupplung

Die behandelte Doppelkupplung ist für ein Nenndrehmoment von 450 Nm ausgelegt. Die Lamellenpakete bestehen aus je 6 Stahllamellen und 5 Reiblamellen, wodurch 10 Reibflächen an der Momentenübertragung beteiligt sind. Als Reibbelag kommt ein organischer Papierbelag zum Einsatz. Dieser ist bei beiden Kupplungen multisegmentiert mit einer überlagerten Prägung ausgeführt. Die Lamellenpakete sind radial angeordnet.

Die Aktuierung der Kupplung erfolgt hydraulisch über eine Drehdurchführung und einen rotierenden Kolben. Der rotierende, ölfüllte Kolben erzeugt auf Grund seiner Winkelgeschwindigkeit eine zusätzliche Axialkraft, vgl. Kapitel 3.2.1.1. Die Fliehkraftkompensation der hydraulischen Betätigung ist konstruktiv über Ausgleichsräume realisiert. Das Öffnen der Kupplung erfolgt über Rückstellfedern.

Das Moment wird über die Hauptnabe und die Außenlamellenträger in das Lamellenpaket eingeleitet und über die Innenlamellenträger an die jeweilige Abtriebswelle abgeführt.

Die Simulation basiert auf Konstruktionszeichnungen, Messdaten und Simulationen des Herstellers. Abbildung 3.1 zeigt einen Axialschnitt der Doppelkupplung mit der Benennung der Einzelkomponenten. Die äußere Kupplung wird als K1 und die innere als K2 bezeichnet.

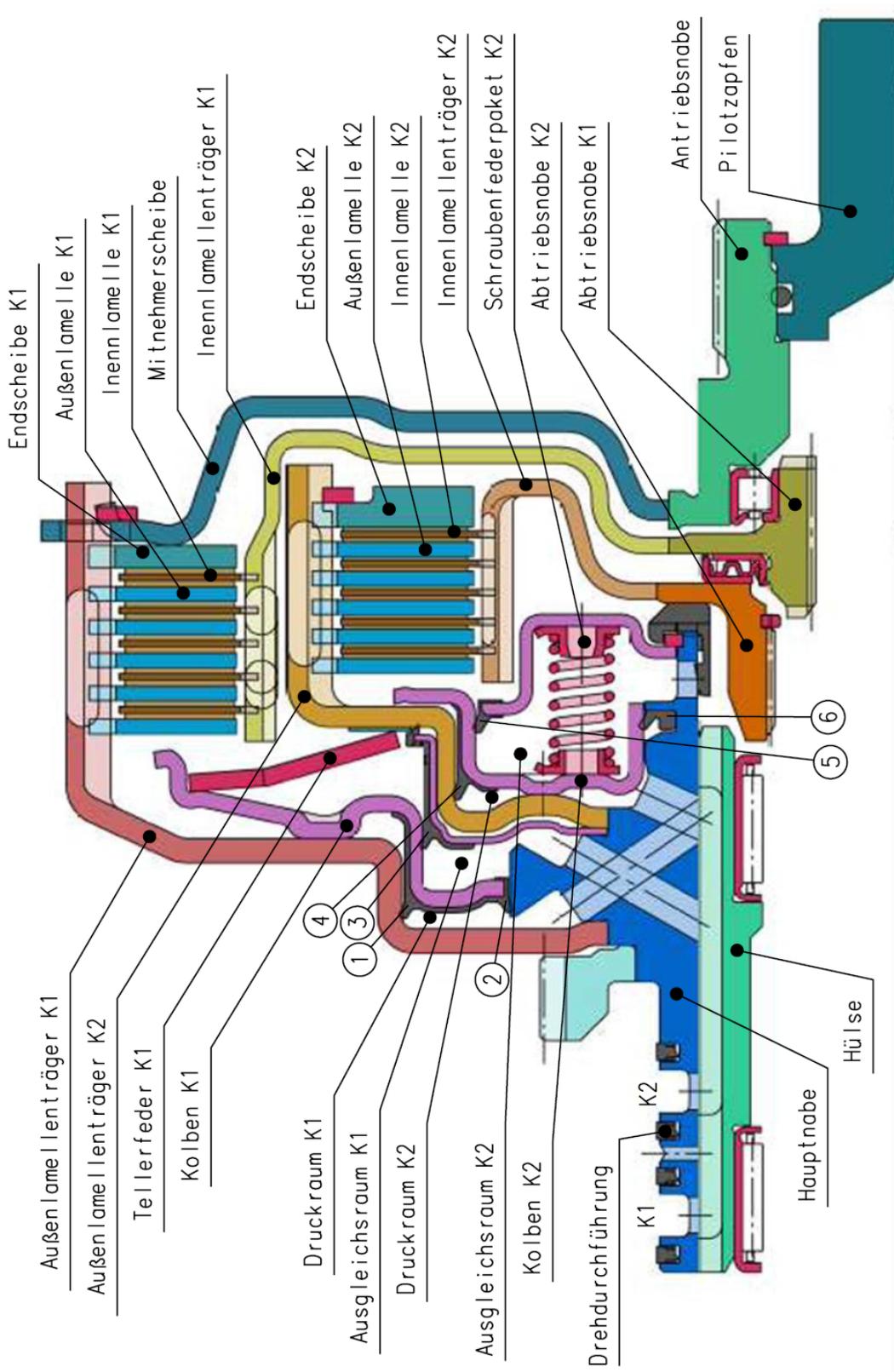


Abbildung 3.1: Schnitt der Doppelkupplung [2]

### 3.1.2 LMS AMESim Grundlagen

LMS Imagine.Lab AMESim ist eine Simulationsplattform die es ermöglicht multidisziplinäre physikalische Systeme zu modellieren und zu simulieren. Modelle werden unter Verwendung von nichtlinearen, zeitabhängigen analytischen Gleichungen aufgebaut. Die Simulation basiert auf dem Ursache - Wirkung - Prinzip, sodass die Ergebnisse in einer Vorwärtssimulation berechnet werden. Dieser Ansatz bietet die Möglichkeit, das Verhalten von Systemen in einem frühen Entwicklungsstadium zu simulieren und zu bewerten. Tabelle 3.1 zeigt Ursache und Wirkung verschiedener Domänen.

Die Modellierung der physikalischen Bereiche kann auf drei Elemente reduziert werden: Trägheit, Kapazität und Widerstand. Jedes dieser Elemente stellt eine Beziehung zwischen Ursache und Wirkung her. Tabelle 3.2 zeigt Beispiele zu den Elementen in den verschiedenen Bereichen der Physik.

**Tabelle 3.1:** Ursache und Wirkung in den Domänen

Domäne	Ursache	Wirkung
Hydraulik	$p$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]
Mechanik	$F$ [N]	$v$ [m/s]
	$M$ [Nm]	$\omega$ [rad/s]
Elektrik	$U$ [V]	$I$ [A]

**Tabelle 3.2:** Elemente in physikalischen Modellen

Domäne	Trägheit	Kapazität	Widerstand
Hydraulik	Volumen	Druckspeicher	Drossel
Mechanik	Masse	Steifigkeit	Dämpfung
Elektrik	Induktion	Kapazität	el. Widerstand

Die Erstellung eines Simulationsmodells basiert auf einem Satz von Bibliotheken mit validierten Komponenten zu verschiedenen physikalischen Bereichen wie zum Beispiel: Fluidodynamik, Thermodynamik, Elektrik oder Mechanik. Die Komponenten verfügen über mehrere Ein- und Ausgänge mit definierten Austauschvariablen. Über diese Schnittstellen werden die Komponenten miteinander zu einem System verbunden. Durch die vordefinierten Verknüpfungsmöglichkeiten der Komponenten ist Kausalität gewährleistet. [19, 10, 18]

Als Beispiel für die Modellbildung in AMESim soll ein Feder-Masse System dienen. Das System wird am freien Ende der Feder mit einer linearen Verschiebung erregt. Die Masse zwischen den Federn gleicher Steifigkeit beginnt dadurch zu Schwingen. Abbildung 3.2 zeigt die Ein- und Ausgänge der Komponenten, Masse und Feder, den Aufbau des Modells sowie die Position der Masse als Antwort auf die Erregung.

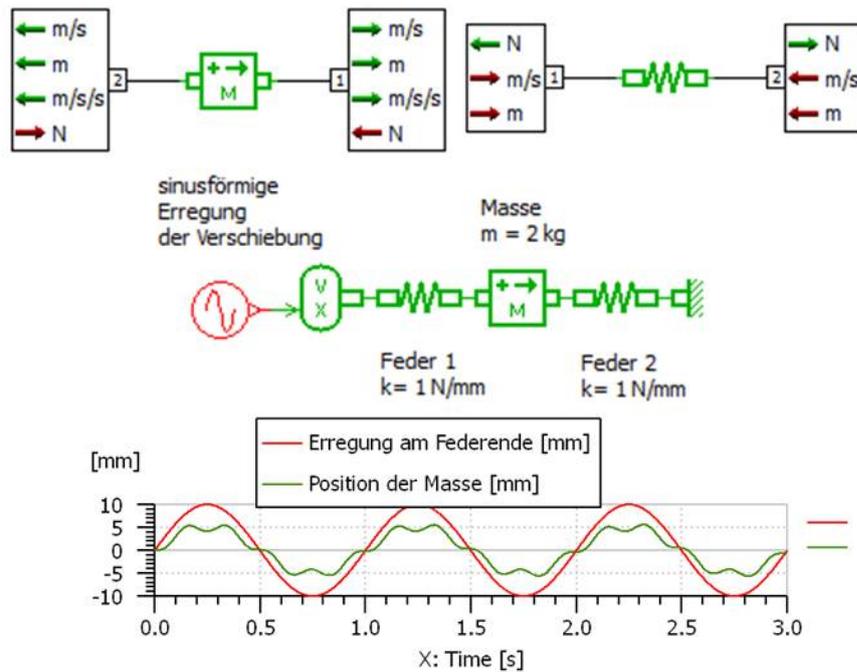


Abbildung 3.2: Modellierung und Simulation in AMESim

### 3.2 Mechanische Simulation der Doppelkupplung

Aufgabe des mechanischen Simulationsmodells ist es, das Systemverhalten der in Abbildung 3.1 dargestellte Kupplung innerhalb der geforderten Genauigkeit zu simulieren. Folgende Schnittstellen und Eingangsgrößen über die Systemgrenzen des Modells wurden definiert:

- Antriebswelle ( $n_{An}$ )
- Abtriebswellen ( $n_{Ab}$ )
- hydraulische Drehdurchführung ( $p_K, T_{\dot{O}l}$ )

Die Aktuierung der Kupplung erfolgt über den Druck  $p_K$  der an der Drehdurchführung anliegt. Das im Lamellenpaket übertragbare Moment stellt sich als Funktion des Betätigungsdrucks ein. Die Wirkkette zwischen der Eingangs- und Ausgangsgröße besteht aus mehreren Einzelsystemen. Abbildung 3.3 zeigt zusammengefasst die Ein- und Ausgangsgrößen sowie die notwendigen Parameter des Modells.

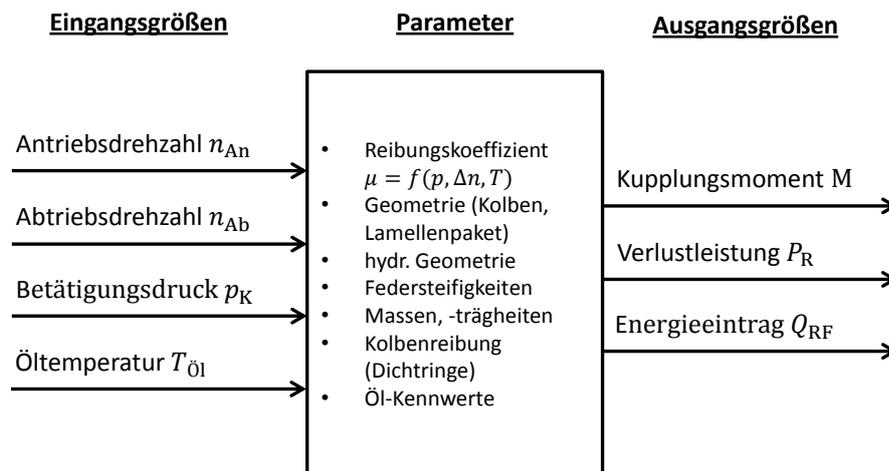


Abbildung 3.3: Ein- und Ausgänge der Simulation

Unter der Annahme konstanter Flächenpressung im System, radial sowie zwischen den Lamellen, können bei Betrachtung der Gleichung 3.1 zwei Subsysteme identifiziert werden. Zum einen das System der Kupplungsaktuierung, in Kombination mit der Steifigkeit von Lamellenpaket und Außenlamellenträger, welches für die Erzeugung der Normalkraft  $F_N$  verantwortlich ist und zum anderen das tribologische System im Lamellenpaket aus welchem der Reibungskoeffizient  $\mu$  resultiert.

$$M_K = \mu F_N r_m z_{RF} \quad (3.1)$$

### 3.2.1 Hydraulische Aktuierung und Lamellenpaket

Das Modell der Kupplungsaktuierung umfasst die relevanten Komponenten zwischen Drehdurchführung (1) und Krafteinleitung im Lamellenpaket. Da die Aktuierungen der beiden Kupplungen ähnlich aufgebaut und voneinander weitestgehend unabhängig sind, wird in weiterer Folge die Modellierung der äußeren Kupplung K1 beschrieben.

Die Komponenten der Aktuierung sind in Abbildung 3.4 hervorgehoben. Zu ihnen gehören die Hydraulikkanäle (2), der Druckraum (3), der Ausgleichsraum (4), der Kolben (5) und dessen Dichtungen (6) sowie die Rückstellfeder (7).

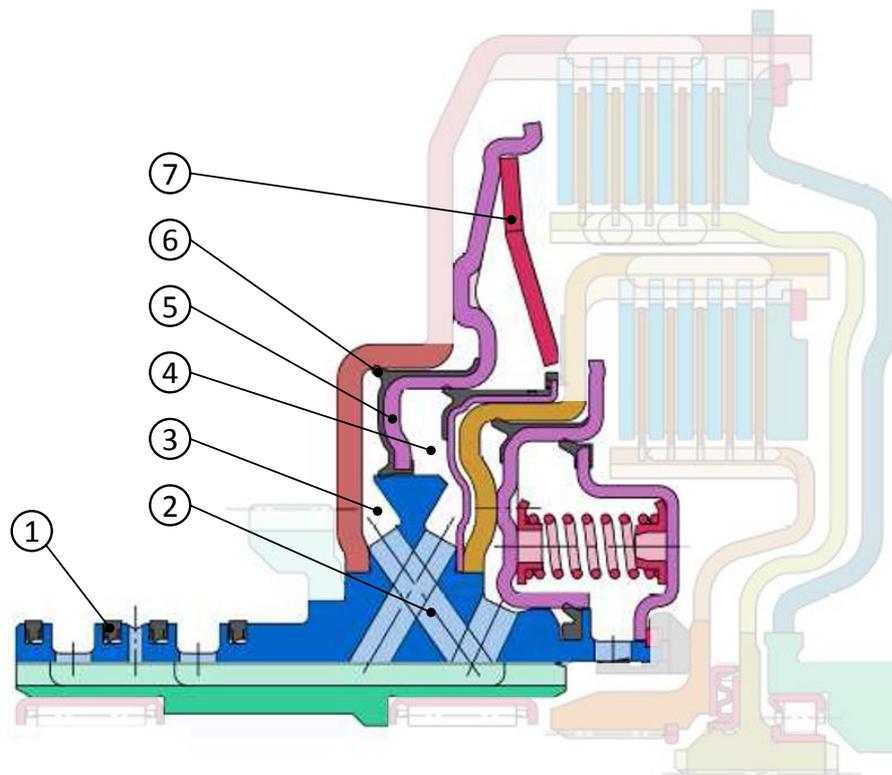


Abbildung 3.4: Komponenten des Aktuierungssystems

Für das übertragbare Kupplungsmoment im Lamellenpaket ist die wirkende Normalkraft  $F_N = F_{LP}$  von Bedeutung. Sie ist die Antwort des Systems auf die Verdichtung und Schließgeschwindigkeit des Pakets.

#### 3.2.1.1 physikalische Zusammenhänge

Wird die Kupplung betätigt, liegt an der Drehdurchführung der vorgegebene Druck  $p_K$  an. Die Ölkanäle in der Hauptnabe (blau) und in der Hülse (türkis) stellen die druckführende

Verbindung zwischen Drehdurchführung und Druckraum her. Des Weiteren leiten drucklose Kanäle das Öl in den Ausgleichsraum zur Fliehkraftkompensation und zu den Lamellenpaketen, um die Kühlung zu gewährleisten. Die Kanäle wirken dabei als hydraulischer Widerstand. Der auftretende Druckverlust  $\Delta p$

$$\Delta p = \frac{\rho v^2}{2} \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_v \right) \quad (3.2)$$

ist vom Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und der Dichte des Öls  $\rho$  abhängig. Er setzt sich aus zwei Faktoren zusammen:

- dem Rohrreibungswiderstand als Funktion der Geometrie (Länge  $l$ , Durchmesser  $d$ ) und der Oberflächenbeschaffenheit in Form des Rohrreibungsbeiwerts  $\lambda$  und
- dem Verlustbeiwert  $\zeta_v$  auf Grund von Übergängen oder Umleitungen im Kanal.

Der statische Druck  $p_{\text{stat}}$  der am Kolben anliegt ist somit

$$p_{\text{stat}} = p_K - \Delta p. \quad (3.3)$$

Für die Modellierung der Kolbendynamik wird das Kräftegleichgewicht am Kolben betrachtet.

$$m_{\text{Kolben}} \ddot{x}_{\text{Kolben}} = F_{\text{Kolben}} - F_{\text{D}} - F_{\text{A}} - F_{\text{F}} - F_{\text{LP}} \quad (3.4)$$

Die Betätigungskraft  $F_{\text{Kolben}}$  wird durch die Druckbeaufschlagung im Druckraum eingeleitet. Dieser Kraft wirken folgende Kräfte entgegen:

- Rückstellfeder  $F_{\text{F}}$
- Reibkräfte an den Dichtringen  $F_{\text{D}}$
- Ausgleichskraft  $F_{\text{A}}$
- Trägheitskraft  $m_{\text{Kolben}} \ddot{x}_{\text{Kolben}}$
- Kraft am Lamellenpaket  $F_{\text{LP}}$

In der ersten Phase der Betätigung tritt kein Druckverlust auf, da der Kolben still steht. Der statische Druck  $p_{\text{stat}}$  im Druckraum erzeugt über die Kolbenfläche  $A_{\text{K}}$  eine Axialkraft  $F_{\text{K,stat}}$ , vgl. Gl. 3.5.

$$F_{\text{K,stat}} = p_{\text{stat}} \cdot A_{\text{K}} \quad (3.5)$$

Zusätzlich zum statischen Druck wirkt auf die Kolbenfläche im Betrieb ein dynamischer Druck. Dieser beruht auf der Zentrifugalbeschleunigung

$$a_{\text{rad}} = r\omega^2 \quad (3.6)$$

die radial auf eine rotierende Masse wirkt und somit abhängig von der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und dem Radius  $r$  ist.

Durch Integration des radialen Druckverlaufs, Gl. 3.7, über die Kolbenfläche erhält man die resultierende dynamische Kolbenkraft  $F_{K,\text{dyn}}$ . Diese wird durch Gl. 3.8 beschrieben und zeigt den Einfluss der Kolbengröße  $r_a$  und  $r_i$  sowie des Öleintrittsradius  $r_{\text{inlet}}$  [1].

$$p(r) = \frac{\rho}{2}\omega^2(r^2 - r_{\text{inlet}}^2) \quad (3.7)$$

$$F_{K,\text{dyn}} = \int_{r_i}^{r_a} \int_0^{2\pi} p(r) \, d\varphi \, dr = \frac{\pi\rho\omega^2}{4}[r_a^4 - r_i^4 - 2r_{\text{inlet}}^2(r_a^2 - r_i^2)] \quad (3.8)$$

Die Kolbenkraft auf Grund der Druckbeaufschlagung im Druckraum ist somit die Summe aus stationärer und dynamischer Kraft.

$$F_{\text{Kolben}} = F_{K,\text{stat}} + F_{K,\text{dyn}} \quad (3.9)$$

Die Kraft der Rückstellfeder  $F_F$  wird bei beiden Kupplungen linear, in Abhängigkeit der Verschiebung am Kontaktpunkt, angenommen. Sie hängt von der Vorspannkraft  $F_{F,0}$  und der Federkonstante  $k_F$  ab.

$$F_F = F_{F,0} + k_F x_F \quad (3.10)$$

Auf Grund der unterschiedlichen Einleitungspunkte der Federkraft gelten folgende Zusammenhänge:

$$\begin{aligned} \text{K1} : x_F &= x_{\text{LP}} \\ \text{K2} : x_F &= x_{\text{Kolben}} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Die Steifigkeit des Kolbens K1 hat dadurch einen Einfluss auf die Kompression der Rückstellfeder.

Bezeichnung der axialen Verschiebungen  $x$ :

- $x_{\text{Kolben}}$ : Verschiebung des Kolben im Druckraum
- $x_F$ : Kompression der Rückstellfeder
- $x_{\text{LP}}$ : Verschiebung am Kontaktpunkt Kolben - Lamellenpaket

Die Reibung an den Dichtringen wird vereinfacht abgebildet. Sie setzt sich auf Grund ihrer Geometrie aus einem konstanten und einem druckproportionalen Term zusammen. Im eingebauten Zustand üben die Dichtringe eine Vorspannkraft  $F_V$  auf die Wandung aus. Diese bildet den konstanten Term der Reibkraft. Die druckproportionale Reibkraft wird linear, in Abhängigkeit vom Druck im Kolbenraum  $p_{\text{stat}}$ , über den Faktor  $k_{\text{Reib,p}}$  berücksichtigt. Das Verhältnis von Gleit- zu Haftreibung wird mit 1 angenommen.

$$F_D = \mu_D(F_V + p_{\text{stat}} k_{\text{Reib,p}}) \quad (3.12)$$

Die dynamische Kolbenkraft  $F_{K,\text{dyn}}$  tritt auch bei unbetätigter Kupplung auf. Sie kann bei höheren Drehzahlen einen unerwünschten Axialhub verursachen, wodurch das Lamellenpaket geschlossen wird und ein Reibmoment auftritt. Um einen unerwünschten Axialhub des Kolbens zu verhindern ist die Rückstellfeder vorgespannt.

Durch die dynamische Kolbenkraft wird auch das Systemverhalten der Kupplung verändert. So ist bei hohen Drehzahlen ein geringerer Kupplungsdruck  $p_K$  erforderlich, um das geforderte Drehmoment zu übertragen. Dieses Verhalten beeinflusst die Regelbarkeit der Kupplung negativ. Die Kompensation der dynamischen Kraft ist konstruktiv über einen ölgefüllten Ausgleichsraum möglich. Das Öl im Ausgleichsraum übt, wie im Druckraum, einen drehzahlabhängigen Druck auf den Kolben aus. Die daraus resultierende Ausgleichskraft  $F_A$  kann durch einsetzen der Abmaße in Gl. 3.8 berechnet werden. Der Kompensationsgrad  $\kappa$  ist dabei von der Ähnlichkeit der Flächen abhängig.

$$\kappa = \frac{F_A}{F_{K,\text{dyn}}} \quad (3.13)$$

Die Kraft  $F_{LP}$  wirkt am Kontaktpunkt von Kolben und Lamellenpaket und ist die Antwort auf die Kompression des Pakets. Beim Schließen der Kupplung wird im ersten Schritt das Lüftspiel überwunden und das Öl zwischen den Lamellen ausgepresst. Auf Grund geringer Unebenheiten tritt der Kontakt zwischen den Lamellen zu Beginn nicht vollflächig auf. Bis zum Herstellen eines gleichmäßigen Kontakts ist daher die Steifigkeit des Pakets gering. Erst in der dritten Phase kommt die Steifigkeit des Papierbelags zur Wirkung. Das Verhalten kann mit einem Feder-Dämpfer-System nachgebildet werden. Die nichtlineare Federcharakteristik des Lamellenpakets kann messtechnisch erfasst werden.

$$F_{LP} = F_{LP,k}(x_{LP}) + d_{LP}\dot{x}_{LP} \quad (3.14)$$

Die Kraft im Lamellenpaket entspricht der Normalkraft  $F_N$  in Gl. 3.1 und ist somit die Ausgangsgröße des Submodells.

### 3.2.1.2 Umsetzung in AMESim

AMESim bietet die Möglichkeit, die in Abbildung 3.4 hervorgehobenen Komponenten und deren Zusammenhänge mit Hilfe von verifizierten Elementen zu modellieren. Die Elemente sind dabei in farblich gekennzeichnete Kategorien unterteilt. Folgende Bibliotheken wurden verwendet:

- Thermal Hydraulic and Resistance (orange)
- Thermal Hydraulic Component Design (braun)
- Mechanical (grün)
- Signal, Control (rot)

#### Drehdurchführung und Hydraulikkanäle

Da die Drehdurchführung als Schnittstelle über die Systemgrenze definiert wurde, wird der anliegende Druck und die Öltemperatur als Eingangsgröße vorgegeben.

Abbildung 3.5 zeigt das Modell der Drehdurchführung, der hydraulischen Kanäle und des Kolbens. Die Dichtungen der Drehdurchführung verursachen eine Leckage in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Der Leckagemassenstrom  $\dot{m}_{\text{Leck}}$  ist über eine variable Blende modelliert. Dieser ist ein Kennfeld hinterlegt, welches den Massenstrom in Abhängigkeit des Differenzdrucks  $\Delta p$  und der Temperatur  $T_{\text{Öl}}$  vorgibt. Das Kennfeld für  $\dot{m}_{\text{Leck}} = f(\Delta p, T_{\text{Öl}})$  basiert auf Herstellerdaten.

Ausgehend vom Kreisringvolumen der Drehdurchführung strömt das Öl durch zwei am Umfang verteilte Bohrungen in axiale Taschen. Von den Taschen führen jeweils zwei Bohrungen in den Druckraum. Dabei wird dem Öl eine Richtungsänderung aufgezwungen. Der Ölkanal kann wie folgt aufgebaut werden:

Kreisringvolumen → Blende → Leitung → Krümmung → Leitung.

Der dominierende Druckverlust in den Kanälen ist auf die Eintrittsbohrung sowie die Krümmung zurückzuführen. Die Reibung in den kurzen Leitungen wird vernachlässigt. Die für die Parametrierung notwendigen Kanaldurchmesser, Krümmungsradien und Winkel basieren auf CAD-Daten. Anhand der Geometriedaten werden die Druckverluste ermittelt.

Der Kanal zum Ausgleichsraum ist ähnlich aufgebaut. Das Ölvolumen für den Ausgleichsraum wird dem Kühlölstrom entnommen, deshalb wird im Modell das Öl einem Tank mit konstantem Druck zugeführt und entnommen.

Der Kolben wird mit einem doppelwirkenden Hydraulikzylinder modelliert. Dieser kann an beiden Wirkflächen mit Druck beaufschlagt werden. Somit wird die Krafteinleitung auf Grund der statischen Drücke im Druck- sowie im Ausgleichsraum berücksichtigt. Die Kolbenflächen sind über Außen- und Innendurchmesser definiert. Im Druckraum herrscht der

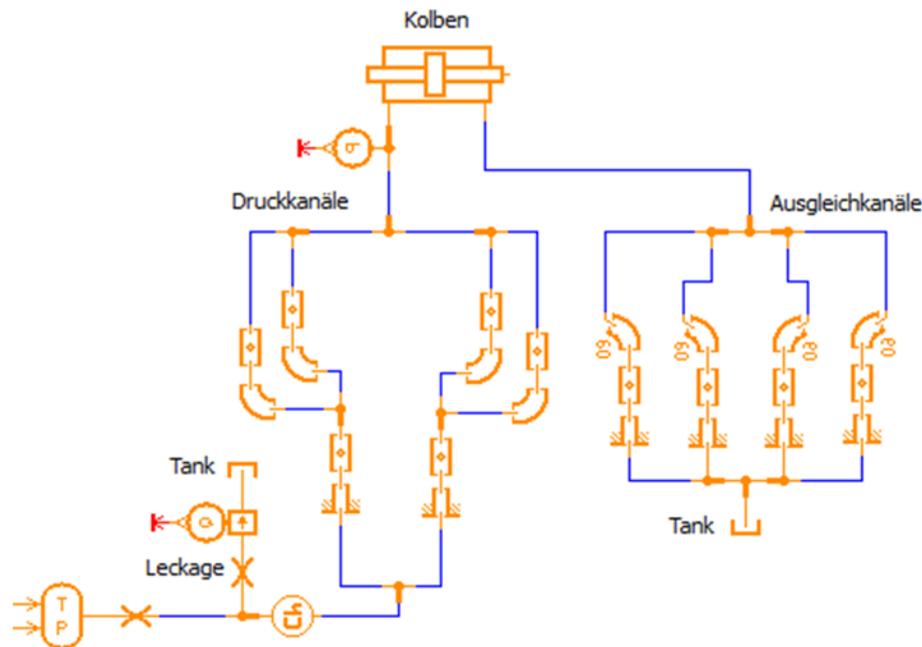


Abbildung 3.5: Modell der Hydraulik

statische Druck  $p_{stat}$ , der dynamische Effekt wird nachstehend überlagert. Der statische Druck im Ausgleichsraum entsteht durch den hydraulischen Widerstand der Ausgleichkanäle und tritt nur kurzzeitig bei der Betätigung auf.

In der Doppelkupplung kommt ein Öl mit der Bezeichnung Pentosin FFL-4 als Hydraulik- und als Kühllöl zum Einsatz. Für die Simulation der genannten hydraulischen Modelle sind die Stoffwerte des Öls in Abhängigkeit der Temperatur zu definieren. Es werden folgende Eigenschaften definiert:

- spezifisches Volumen  $v$  [ $\frac{m^3}{kg}$ ]
- dynamische Viskosität  $\mu$  [Pas]
- Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  [ $\frac{W}{mK}$ ]
- spez. Wärmekapazität  $c_p$  [ $\frac{J}{kgK}$ ]

#### Kolbenkraft durch Zentrifugalbeschleunigung

Das Modell soll die drehzahlabhängige Kolbenkraft auf der Druck- und Ausgleichsseite berechnen. Laut Angaben des Herstellers sind, bei rotierender Kupplung, beide Kammern vollständig mit Öl gefüllt. AMESim beinhaltet kein verifiziertes Element, das diese Randbedingung erfüllt. Darum erfolgt die Berechnung der wirkenden Kräfte im Signalpfad, vgl. Gl. 3.8. Die errechneten Signale werden in Kräfte umgewandelt und mit der statischen Kolbenkraft summiert. Die für die Berechnung notwendige Dichte des Mediums wird über einen

„Eigenschafts - Sensor “ am Kolbeneintritt ermittelt. Abbildung 3.6 zeigt den Aufbau zur Berechnung der drehzahlabhängigen Kräfte am Kolben.

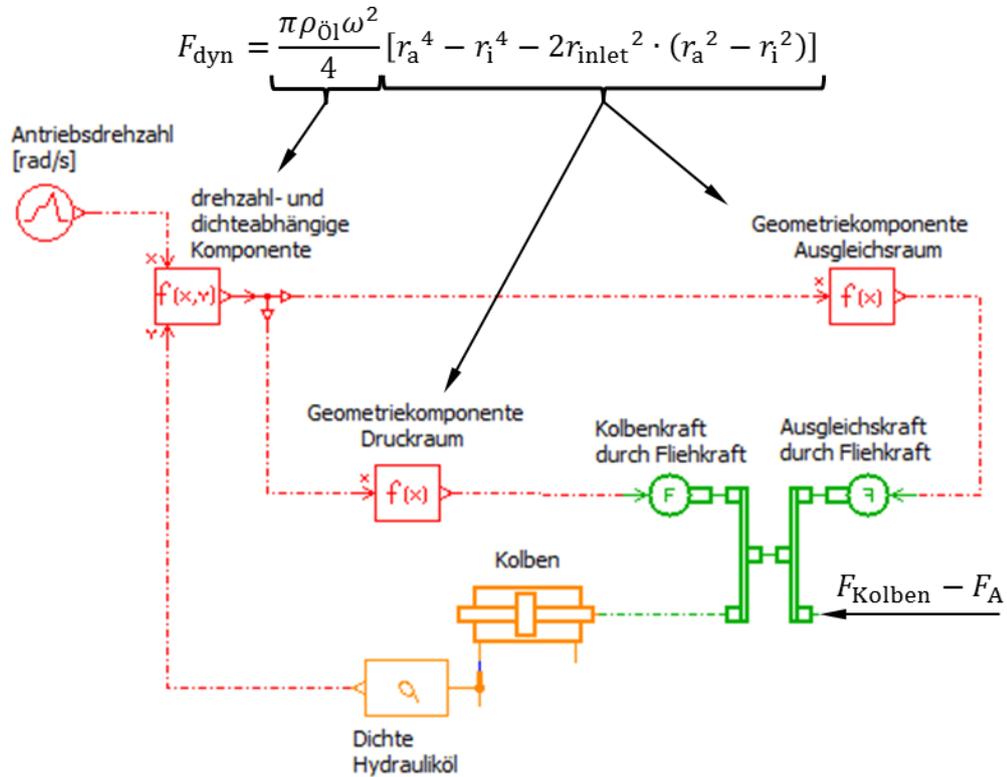


Abbildung 3.6: Modell der drehzahlabhängigen Kräfte

### Dichtringreibung

Im Modell der Dichtringe wird eine konstante und eine druckproportionale Reibkraft definiert. Die konstante Reibkraft tritt auf Grund der Vorspannung im eingebauten Zustand auf. Die Druckproportionale ist von der Druckdifferenz zwischen Druckraum und Umgebung abhängig. Die Reibkräfte sind im Modell zu definieren. Abbildung 3.7 zeigt das Dichtelement und dessen Eingänge.

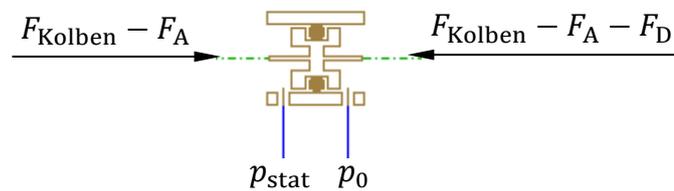
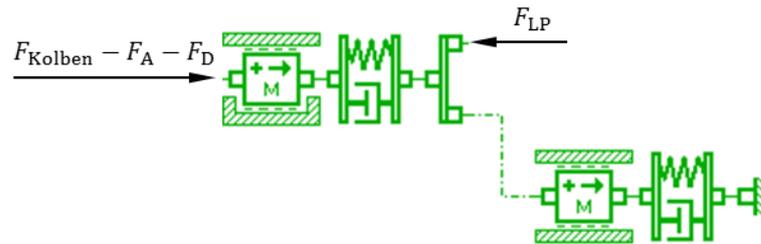


Abbildung 3.7: Dichtringreibung

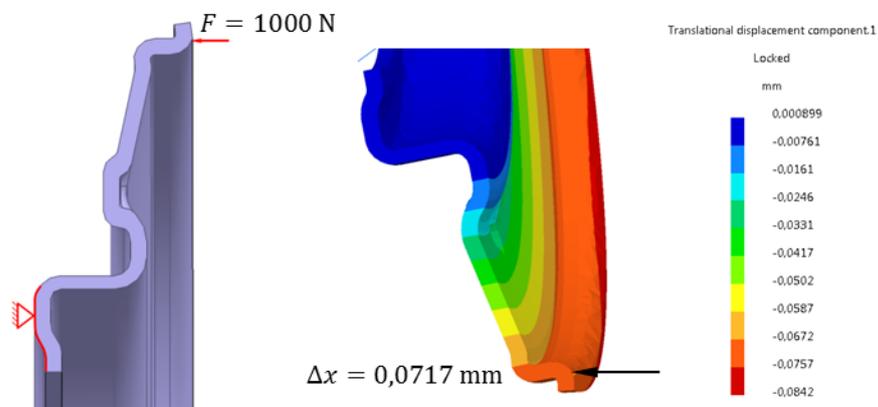
Kolben und Rückstellfeder

Der Kolben sowie auch die Rückstellfeder besitzen eine Masse  $m$  und eine Steifigkeit  $k$ . Der obere Anschlag des Kolbenhubs ist vom Modell des Lamellenpakets abhängig und stellt sich über das Kräftegleichgewicht ein. Der untere Anschlag, bei unbetätigter Kupplung, ist über einen elastischen Kontakt zwischen Kolben und Außenlamellenträger definiert. Die Abstützung der Rückstellfeder wird als starr angenommen. Abbildung 3.8 zeigt die Umsetzung von Kolben und Rückstellfeder in AMESim.



**Abbildung 3.8:** Modell von Kolben und Rückstellfeder

Die Steifigkeit des Kolbens  $k_{K1}$  wurde anhand von CAD-Daten mit FEM berechnet. Der Kolben wurde an der druckbeaufschlagten Fläche fest eingespannt und am Kontaktpunkt mit dem Lamellenpaket mit der Kraft  $F$  belastet. Die Randbedingungen, die Belastung sowie die berechnete Verschiebung in x-Richtung sind in Abbildung 3.9 gezeigt.



**Abbildung 3.9:** FEM-Berechnung Kolbensteifigkeit

$$k_{K1} = \frac{F}{\Delta x} = \frac{1000}{0,0717} = 13947 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (3.15)$$

Die Federsteifigkeit der Rückstellfeder basiert auf Herstellerdaten und kann mit der Weg-Druck Messung abgeglichen werden.

### Lamellenpaket und Abstützung

Das Lamellenpaket wird über eine nichtlineare Feder und eine viskose Dämpfung dargestellt. Die Federkennlinie kann messtechnisch erfasst werden und enthält zwei wesentliche Bereiche:

- Ausgleich von Unebenheiten bis zum vollflächigen Kontakt
- geschlossenes Lamellenpaket

Die viskose Dämpfung beschreibt den Ausquetschvorgang des Kühllöls, vgl. Abbildung 3.10. Der Leerhub des Kolbens bis zum Anliegen an der Stahllamelle wird über einen Spalt mit elastischem Kontakt modelliert. Die Abstützung der Normalkraft erfolgt über den Sicherungsring und den Außenlamellenträger. Das Setzverhalten des Sicherungsringes und die Steifigkeit des Außenlamellenträgers werden über die Parallelanordnung von Feder-Dämpfer-System und Spalt mit elastischem Kontakt dargestellt.

Für die weitere Simulation des Kupplungsmoments ist die Kraft im Lamellenpaket notwendig. Diese wird mit einem Kraftsensor gemessen und in ein Signal umgewandelt. Abbildung 3.10 zeigt den Aufbau des Simulationsmodells für das Lamellenpaket und die Abstützung. Die dargestellten Massen sind für die Kopplung der Steifigkeiten erforderlich.

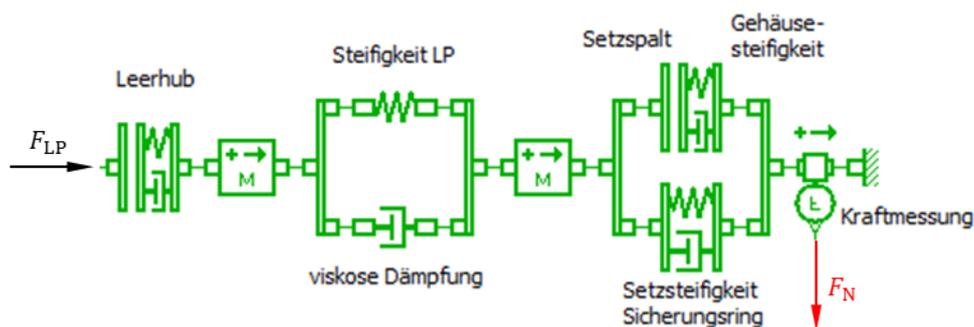


Abbildung 3.10: Modell von Lamellenpaket und Abstützung

Für die Definition des Dämpfungsgrades sind Referenzmessungen heranzuziehen. Alternativ kann der Ausquetschvorgang mit dem Modell von Rao [14] nachgebildet werden.

Die Steifigkeit der Abstützung wurde mit FEM berechnet. Abbildung 3.11 zeigt die Randbedingungen, die Belastungen und das Ergebnis der Berechnung. Folgende Randbedingungen wurden gewählt:

- Feste Einspannung an der Schweißstelle Träger-Hauptnabe
- Druckbeaufschlagung der vom Druckraum berührten Fläche mit  $p_{\max} = 14 \text{ bar}$
- Kräfteinleitung am Kontaktpunkt Endscheibe-Mitnehmerscheibe,  $F = 5085 \text{ N}$

Die Abstützkraft an der Mitnehmerscheibe entspricht der Normalkraft im Lamellenpaket bei 14 bar Aktuierungsdruck und Vernachlässigung der Reibung.

$$k_{Lt1} = \frac{F}{\Delta x} = \frac{5085}{0,15} = 33900 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (3.16)$$

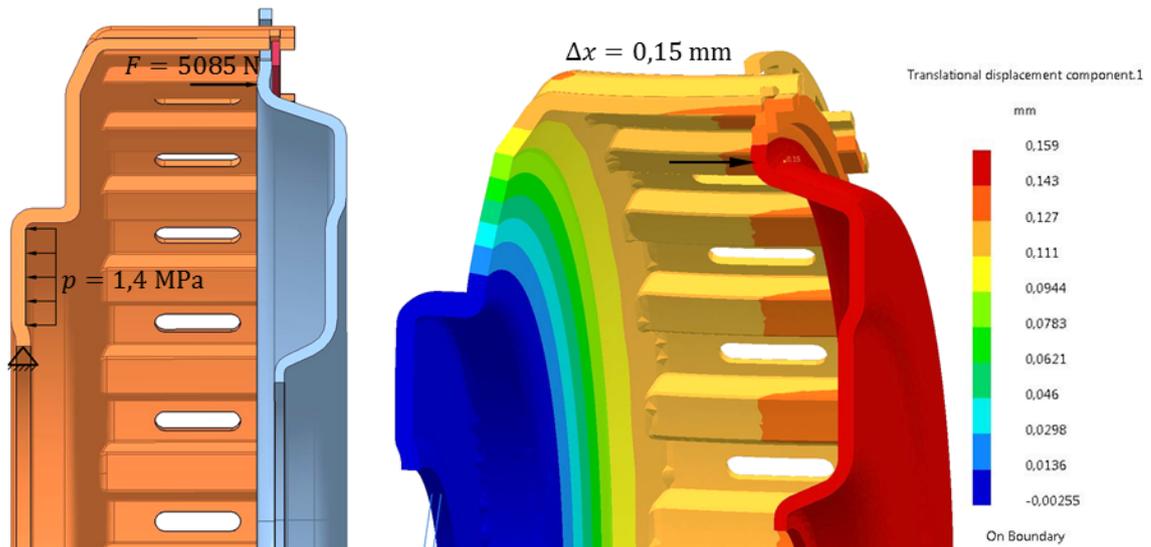


Abbildung 3.11: FEM-Berechnung, Steifigkeit der Abstützung

### 3.2.2 Tribologie und Kupplungsmoment

Für die Simulation des Kupplungsmoments spielt neben der Normalkraft  $F_N$  das tribologische System eine große Rolle. Um die dynamischen Abhängigkeiten darstellen zu können, ist es notwendig die Kupplung als Gesamtsystem zwischen An- und Abtrieb zu Modellieren.

#### 3.2.2.1 physikalische Zusammenhänge

Einen zentralen Einfluss auf das System nimmt das Verhalten des Reibungskoeffizienten, die so genannte Reibcharakteristik. Wie bereits in Kapitel 2.2.1 beschrieben, ist die Reibcharakteristik zum einen vom komplexen Zusammenspiel der beteiligten Komponenten und zum anderen von den Parametern wie Relativgeschwindigkeit, Temperatur, Flächenpressung u.a. abhängig. So hat jedes tribologische System eine systemspezifische Reibcharakteristik, welche nur durch Prüfstandsversuche ermittelt werden kann. Die experimentell ermittelten Verläufe dienen als Basis für die Modellierung.

Je nach Entwicklungsstand der Kupplung werden unterschiedliche Messmethoden eingesetzt. In der frühen Entwicklungsphase kann die Reibcharakteristik der Reibpaarung im „Pin-on-

Disk“ Test näherungsweise ermittelt werden. Dabei wird das Reibmaterial an einem Stift angebracht und gegen eine rotierende Stahlscheibe gepresst. Der Prüfaufbau befindet sich vollständig in einem Ölbad. Die Ergebnisse aus diesem Test bilden eine gute Basis für die Kupplungsauslegung, müssen jedoch an der Gesamtkupplung überprüft werden [14].

Liegt bereits ein Prototyp der Kupplung vor, kann die Messung an einem Komponentenprüfstand durchgeführt werden. Dabei kann der Reibwert indirekt aus dem Betätigungsdruck und dem Reibmoment, bei gegebenen geometrischen Rahmenbedingungen abgeleitet werden. Im Falle der vorliegenden Doppelkupplung wurde die Messung am Prototyp durchgeführt. Die Reibcharakteristik beider Kupplungen liegt jeweils bei den Temperaturen  $T_{\dot{O}1} = 40\text{ °C}$  und  $T_{\dot{O}1} = 90\text{ °C}$  vor. Das Temperaturverhalten des Reibwerts ist von der Additivierung des Öls abhängig [6]. Abbildung 3.12 zeigt stellvertretend die Reibcharakteristik eine nasslaufenden Lamellenkupplung in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl  $\Delta n$  und der Flächenpressung im Lamellenpaket  $p_{F1}$  bei einer Temperatur  $T_{\dot{O}1}$ .

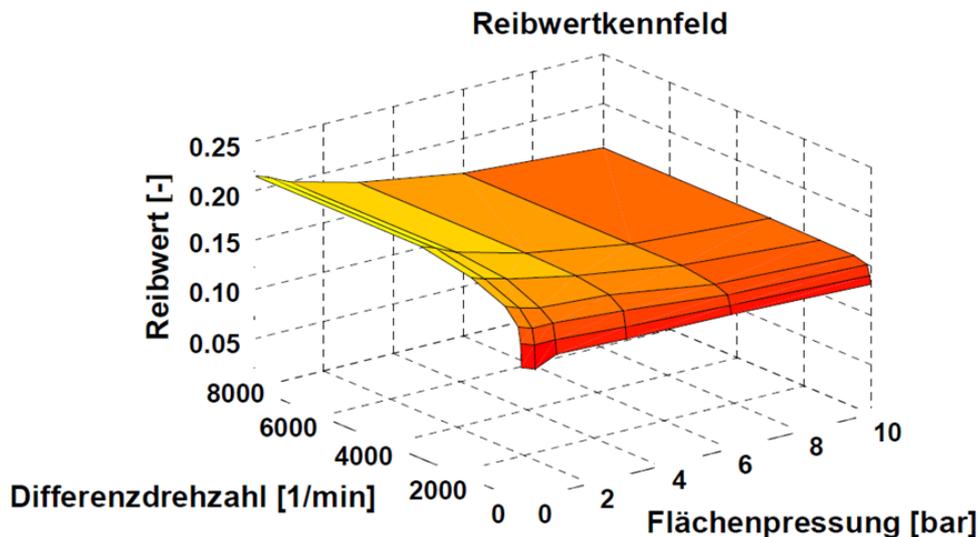


Abbildung 3.12: Reibcharakteristik einer nasslaufenden Lamellenkupplung [14]

Um einen Schaltvorgang mit Drehzahlausgleich simulieren zu können, ist es erforderlich die Trägheitsmomente der Kupplungskomponenten zu berücksichtigen. Die Trägheit von Antriebstrang und Fahrzeug kann in einem zusätzlichen Trägheitsmoment zusammengefasst werden.

Tritt in der geschlossenen Kupplung eine Differenzdrehzahl zwischen Stahl- und Reiblamelle auf, kommt es in Abhängigkeit des übertragenen Moment  $M_R$  zu einer Verlustleistung  $P_R$ , vgl. Gl. 2.6. Diese Leistung hat eine Temperaturerhöhung in der Kupplung zur Folge und bildet die Berechnungsgrundlage für die thermische Simulation

Wird die geöffnete Lamellenkupplung mit Öl durchströmt, tritt in Abhängigkeit der Diffe-

renzdrehzahl der Lamellen ein Schleppmoment auf, vgl. 2.2.1.2. Auf Grund der komplexen Zusammenhänge ist das Schleppmoment nur schwer zu simulieren. Dräxl schreibt in dem Abschlussbericht seines Forschungsvorhabens [5]: „Zahlreiche Berechnungsverfahren für das Schleppmoment auf Basis analytischer und numerischer Methoden wurden vorgestellt und liefern teilweise brauchbare Aussagen im Rahmen von Parametervariationen ausgehend von bekannten Messwerten. Dennoch ist keines der Verfahren in der Lage, das Schleppmoment einer neuen Kupplung unter gegebenen Betriebsbedingungen mit befriedigender Genauigkeit vorherzusagen. Besonders unzureichend sind die existierenden Verfahren für Betriebsarten, bei denen beide Mitnehmer rotieren.“

Gerader dieser Betriebsbereich ist jedoch für eine, wie hier vorliegende Doppelkupplung von großer Bedeutung.

### 3.2.2.2 Umsetzung in AMESim

Die in AMESim verfügbaren Kupplungsmodelle sind nicht in der Lage die Reibcharakteristik als Funktion von drei Parametern abzubilden. Aus diesem Grund wird das übertragbare Moment im Signalpfad berechnet und an die Kupplung übergeben. An den mechanischen Eingängen des Kupplungselements werden die Drehzahlen der Wellen festgelegt und am Thermal-Port die Reibleistung in Watt ausgegeben. Das tatsächlich übertragene Moment  $M_T$  wird durch ein Modell der Coulombschen Reibung errechnet. Dabei wird nur Drehmoment übertragen, wenn eine Drehzahldifferenz vorherrscht. Der Übergang zwischen den beiden Phasen erfolgt anhand der tanh-Funktion. Das übertragene Moment errechnet sich aus dem übertragbaren Moment  $M_K$ , der Differenzdrehzahl  $\Delta\omega$  und der Drehzahlschwelle  $k_{stick}$  nach Gl. 3.17. Die Drehzahlschwelle definiert die Differenzdrehzahl, bei welcher 96% des übertragbaren Drehmoments übertragen werden und ist Modellspezifisch. Der Rechenaufwand dieses Modells ist gering. Ein Stick-Slip Verhalten kann nicht dargestellt werden. [1]

$$M_T = M_K \cdot \tanh\left(2 \frac{\Delta\omega}{k_{stick}}\right) \quad (3.17)$$

Abbildung 3.13 zeigt das Modell zur Simulation des übertragbaren Kupplungsmoments und der auftretenden Verlustleistung. Die Drehzahl am Ein- und Ausgang der Kupplung wird vorgegeben.

Die in AMESim verfügbaren Modelle zur Simulation des Schleppmoments konnten den gemessenen Verlauf nicht abbilden. Einen Kompromiss stellt hier das Simulationsmodell von Rao [14] dar. Bei einer stehenden Lamelle beschreibt das Modell den Schleppmomentenverlauf plausibel [5]. Bei der Rotation beider Lamellen kann das Modell jedoch nicht mit der Messung abgeglichen werden.

Aus diesem Grund wird das Modell zur Berechnung des Schleppmoments  $M_S$  bei geöffneter Kupplung auf Messdaten basierend umgesetzt. Die vorhandenen Messdaten wurden bei einem Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{Öl,ref}}$  von 3 l/min und bei zwei Temperaturen ermittelt. Das gemessene Schleppmoment beinhaltet beide Kupplungen, K1 und K2. Laut Herstellerinformationen kann es zu einem Drittel der inneren Kupplung K2 und zu zwei Drittel der äußeren Kupplung K1 zugerechnet werden. Abbildung 3.14 zeigt den gemessenen Schleppmomentenverlauf  $M_S$  der Doppelkupplung über die Differenzdrehzahl  $n_{\text{An}} - n_{\text{Ab}}$  bei zwei Temperaturen.

Im Modell wird das gemessene Schleppmoment in Abhängigkeit des Ölvolumenstroms  $\dot{V}_{\text{Öl}}$  linear skaliert.

$$M_S(\Delta n, T_{\text{Öl}}, \dot{V}_{\text{Öl}}) = M_S(\Delta n, T_{\text{Öl}}) \cdot \frac{\dot{V}_{\text{Öl}}}{\dot{V}_{\text{Öl,ref}}} \quad (3.18)$$

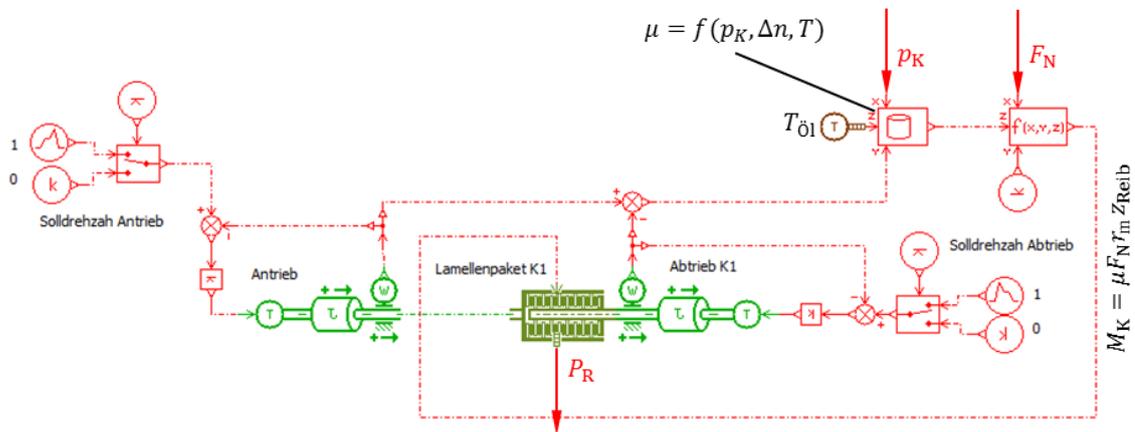


Abbildung 3.13: Modell des übertragbaren Kupplungsmoments

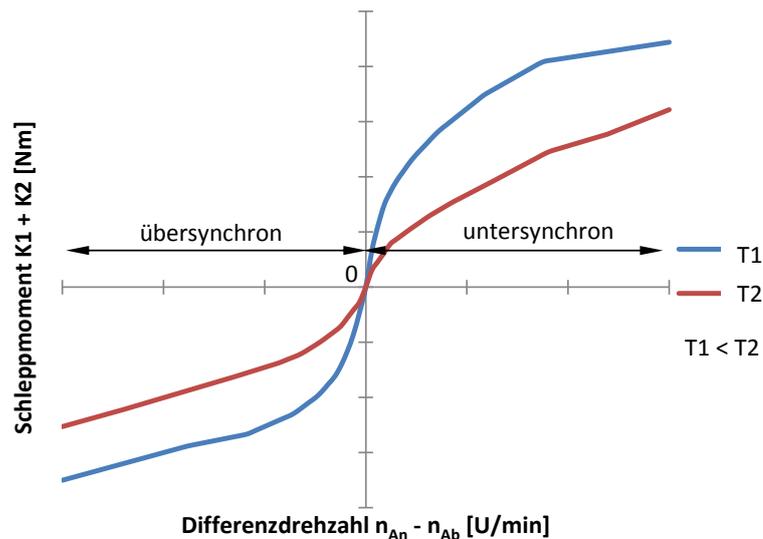


Abbildung 3.14: Schleppmoment der Doppelkupplungseinheit

### 3.2.3 Abgleich mit Messungen

Um das Schließverhalten der Kupplung, anhand des in Kapitel 3.2.1.2 behandelten Modells, zu simulieren, sind folgende Eingabeparameter notwendig:

- Konstruktionsdaten der Kupplung, zb:
  - Geometrie der Hydraulikkanäle
  - Geometrie des Kolbens
  - Leerhub bzw. Lüftspiel des Lamellenpakets
- Reibungskoeffizient und Vorspannung der Dichtringe
- Masse von Kolben und Rückstellfeder
- Federcharakteristik von Kolben, Rückstellfeder, Lamellenpaket, Setzverhalten, Abstützung
- Öl-Kennwerte

Diese Eingabewerte können zum einen mit Hilfe von Herstellerdaten und zum anderen mit Daten aus der Literatur sowie Erfahrungswerten parametrisiert werden. Bei der technischen Abnahme von Prototypenkupplungen werden sowohl im Stillstand als auch im dynamischen Betrieb Messungen durchgeführt. Basierend auf diesen Messungen wurden die einzelnen Komponenten der Aktuierung abgeglichen.

Bei der im Stillstand durchgeführten Messung zur Ermittlung der statischen Druck-Weg Kennlinie wird der Betätigungsdruck mit 1 bar/s erhöht und der Weg an der Endscheibe gemessen. Dazu wird die Kupplung vertikal eingespannt und über die Drehdurchführung mit Druck beaufschlagt. Das Lamellenpaket liegt auf Grund der wirkenden Schwerkraft am Kolben an. Nach Überwinden der Rückstellkraft erfolgt ein axialer Hub des Kolbens und die letzte Stahllamelle (Endscheibe) wird gegen die Abstützung gepresst. Die Messanordnung bei der Versuchsdurchführung ist in Abbildung 3.15 dargestellt.

Das Messergebnis für die Kupplung K1 ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Dabei ist der Weg an der Endscheibe über den Absolutdruck im Kolben  $p_K$  [barA] aufgetragen. Folgende Systemeigenschaften können interpretiert werden:

- Vorspannung der Rückstellfeder
- Steifigkeit der Rückstellfeder
- Setzverhalten des Sicherungsringes
- Auspressen des Öls und Ausgleich von Unebenheiten
- Steifigkeit der Abstützung
- Hysterese der Kupplungsbetätigung

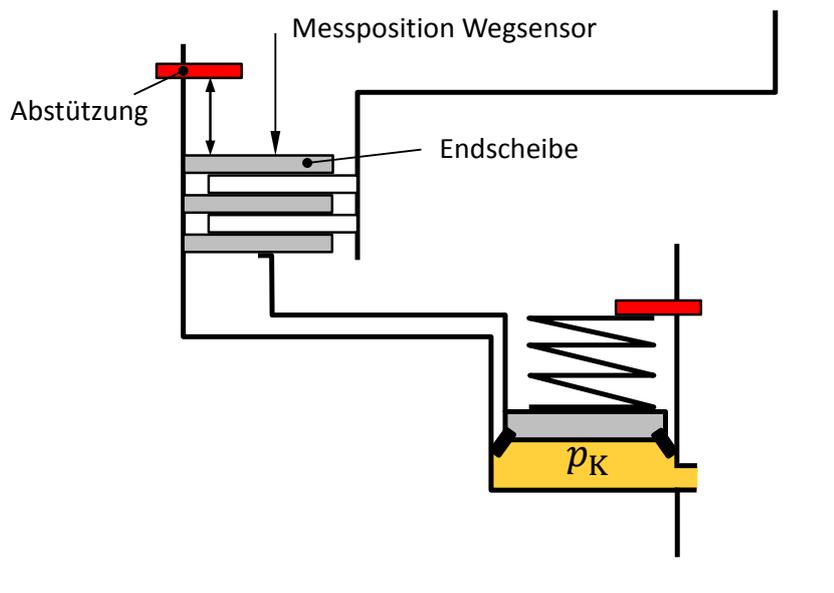


Abbildung 3.15: Messanordnung Druck-Weg Kennlinie

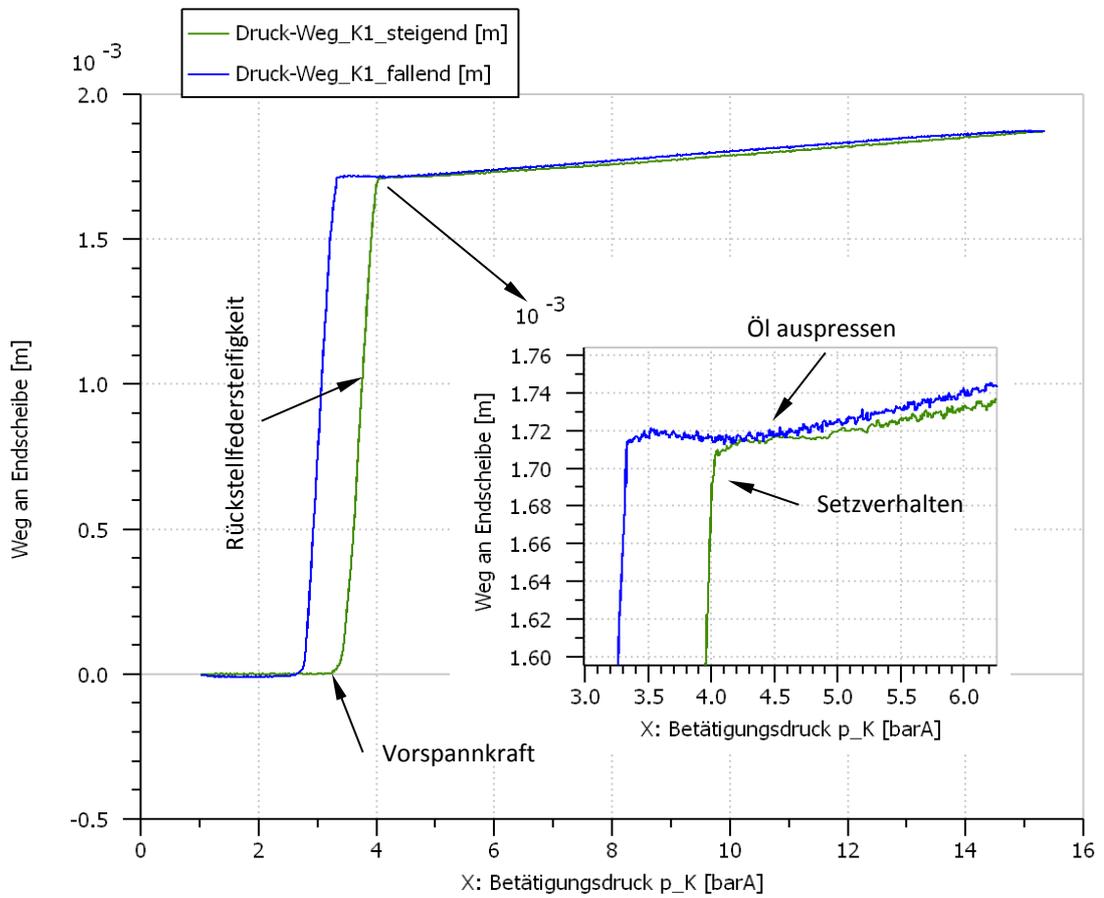


Abbildung 3.16: Druck-Weg Messung des Herstellers

### 3.2.3.1 Abgleich Kupplung K1

Um die Messanordnung und Durchführung in der Simulation nachbilden zu können, wurde die Anordnung der Komponenten im Lamellenpaket, wie in Abbildung 3.17 dargestellt, angepasst.

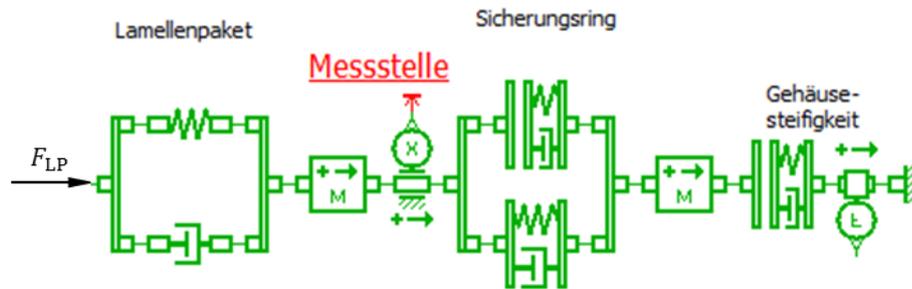


Abbildung 3.17: Angepasstes Modell des Lamellenpakets

Abbildung 3.18 zeigt den, im angepassten Simulationsmodell, berechneten Druck-Weg Verlauf der Kupplung K1. Die Simulation bildet den Verlauf in weiten Bereichen gut ab. Dabei ist anzumerken, dass das Nennmoment der Kupplung bereits bei ca. 12 barA erreicht wird und die Simulation deshalb hier endet.

Der Abgleich zwischen Messung und Simulation wurde mit den in Tabelle 3.3 gelisteten Parametern erreicht. Der Einfluss der druckproportionalen Reibkraft, vgl. Gl. 3.12, kann in den Messungen nicht beobachtet werden und wird deshalb vernachlässigt. Die mit der FEM (Finite Elemente Methode) berechneten Steifigkeiten des Kolbens und der Abstützung werden für den Abgleich nicht verändert.

Als weitere Vergleichsmessung wird die Momentenkennlinie in Abhängigkeit des Betätigungsdrucks herangezogen. Die Messung wurde an einem Prototyp am Komponentenprüfstand durchgeführt. Dazu wurde bei konstanter An- und Abtriebsdrehzahl der Betätigungsdruck bis zum Erreichen des Nennmoments erhöht und anschließend reduziert. Die Hysterese des übertragbaren Moments wird dadurch ersichtlich.

In Abbildung 3.19 sind die Messdaten bei zwei Öltemperaturen verglichen. Es ist ersichtlich, dass bei steigender Temperatur der Reibwert der Reibpaarung sinkt und dadurch bei gleichem Betätigungsdruck ein geringeres Moment übertragen werden kann.

Die simulierten Ergebnisse, bei zwei Temperaturen, sind in Abbildung 3.21 und 3.22 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die Temperaturabhängigkeit der hinterlegten Reibwertkennfelder geringer ist als die der gemessenen Momentenkennlinie. Abbildung 3.20 zeigt den Vergleich der simulierten Temperaturen.

Um die Hysterese der Momentenkennlinie abzugleichen, wurde die Dichtringreibung auf  $F_D = 120 \text{ N}$  reduziert.

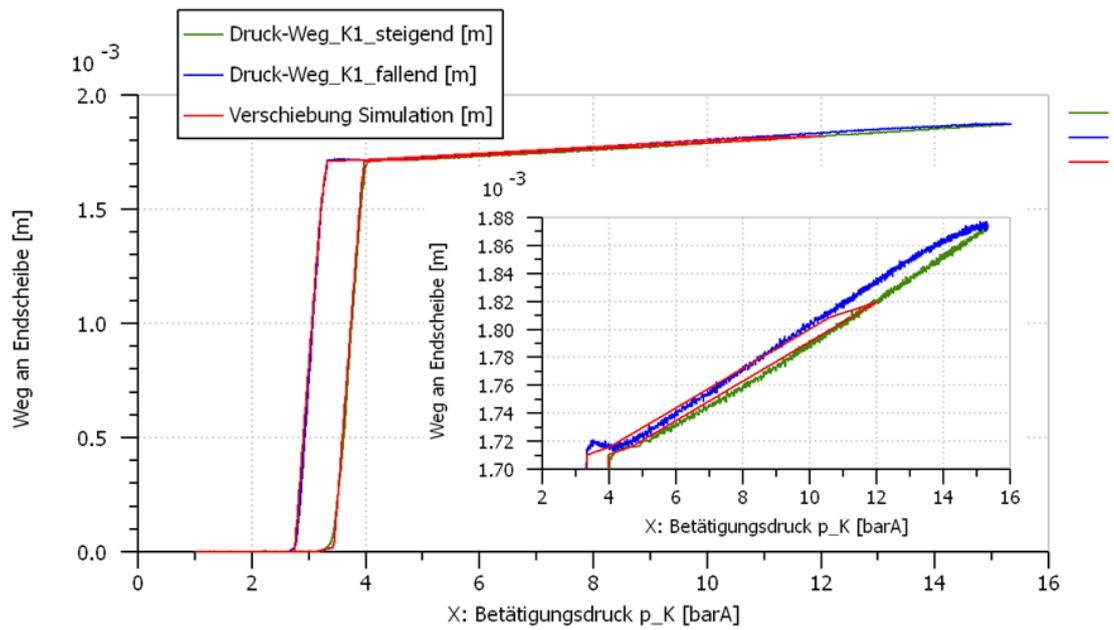


Abbildung 3.18: Simulation des Druck-Weg Verlaufs K1

Tabelle 3.3: Abgleichparameter der Druck-Weg Kennlinie K1

Parameter		Wert
Dichtringreibung, $F_D$	konstant	150 N
	druckprop.	0 N
Kolben K1	Steifigkeit, $k_{K1}$	$13950 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Vorspannung, $F_{0,K1}$	980 N
Tellerfeder	Steifigkeit, $k_{Tf}$	$140 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Vorspannung, $F_{0,Tf}$	980 N
	Dämpfung, $d_{Tf}$	$0,1 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{mm}}$
Lamellenpaket	Steifigkeit, $k_{Lp}$	$x < 1 \text{ mm} \quad k_{Lp} = 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ $x > 1 \text{ mm} \quad k_{Lp} = 100000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Setzverhalten	Steifigkeit, $k_{Setz}$
		Dämpfung, $d_{Setz}$
Gehäuse & Spalt	Steifigkeit, $k_{Lt1}$	$33900 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Spalt, $l_{Lüft}$	1,55 mm
	Dämpfung, $d_{Lt1}$	$0,01 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{mm}}$

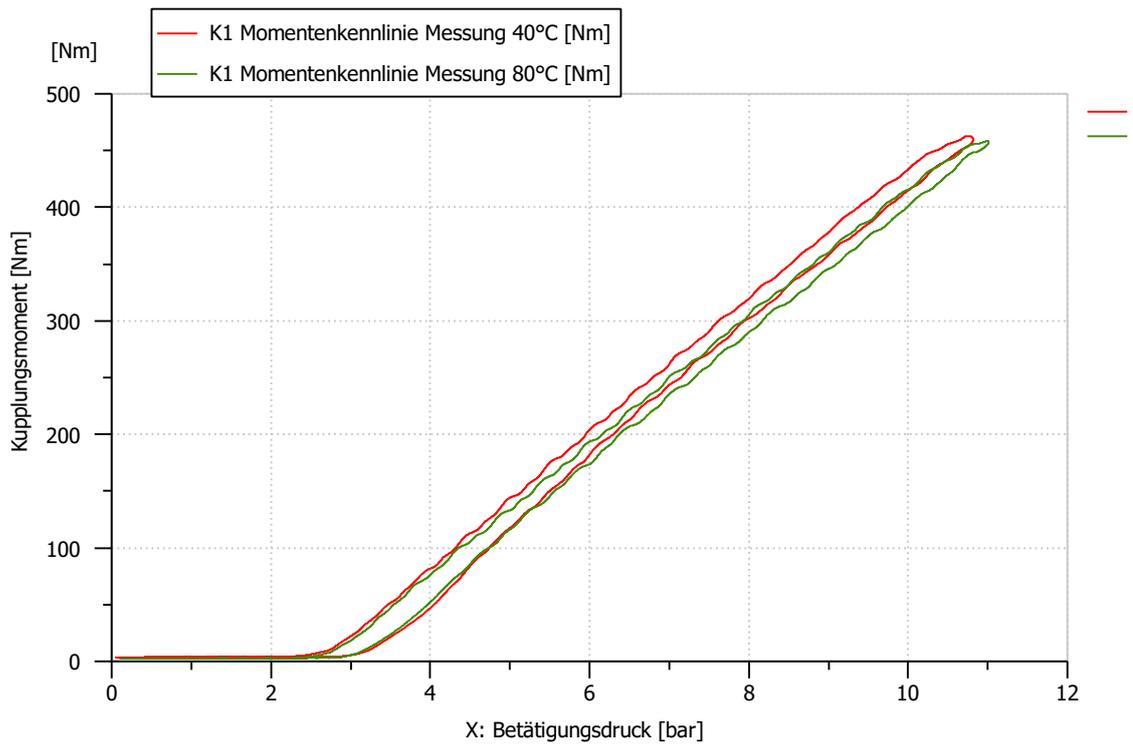


Abbildung 3.19: Momentenkennlinie K1 bei 40°C und 80°C

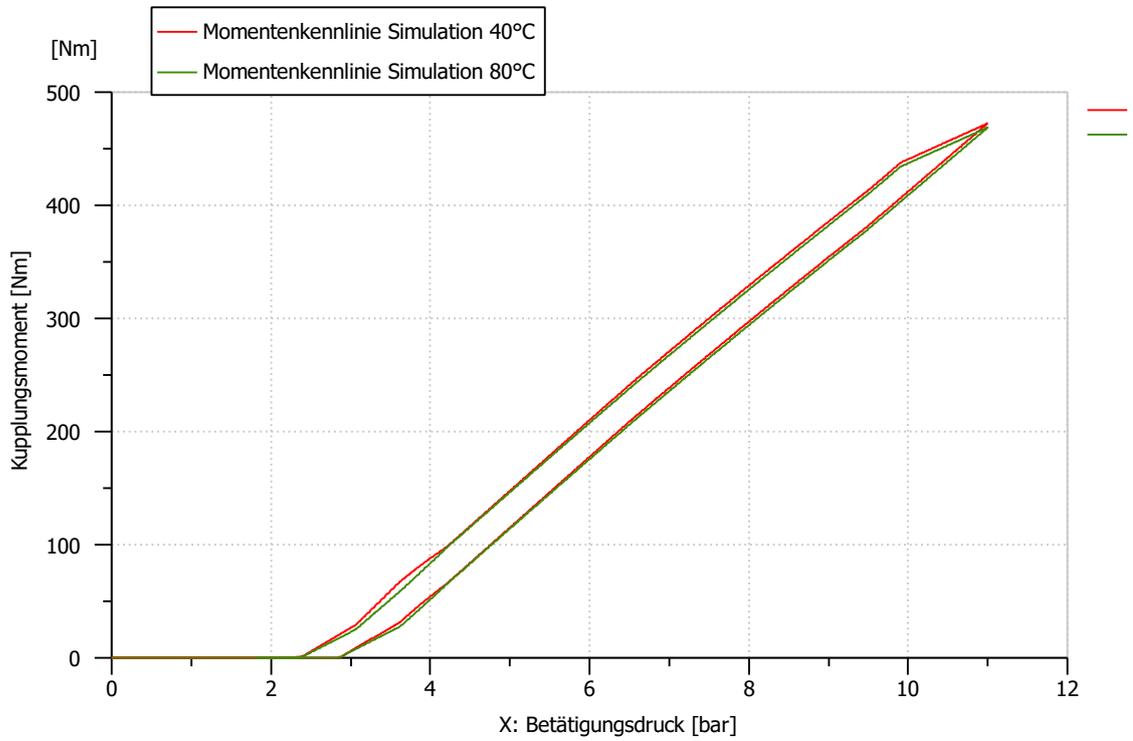


Abbildung 3.20: simulierte Momentenkennlinie K1 bei 40°C und 80°C

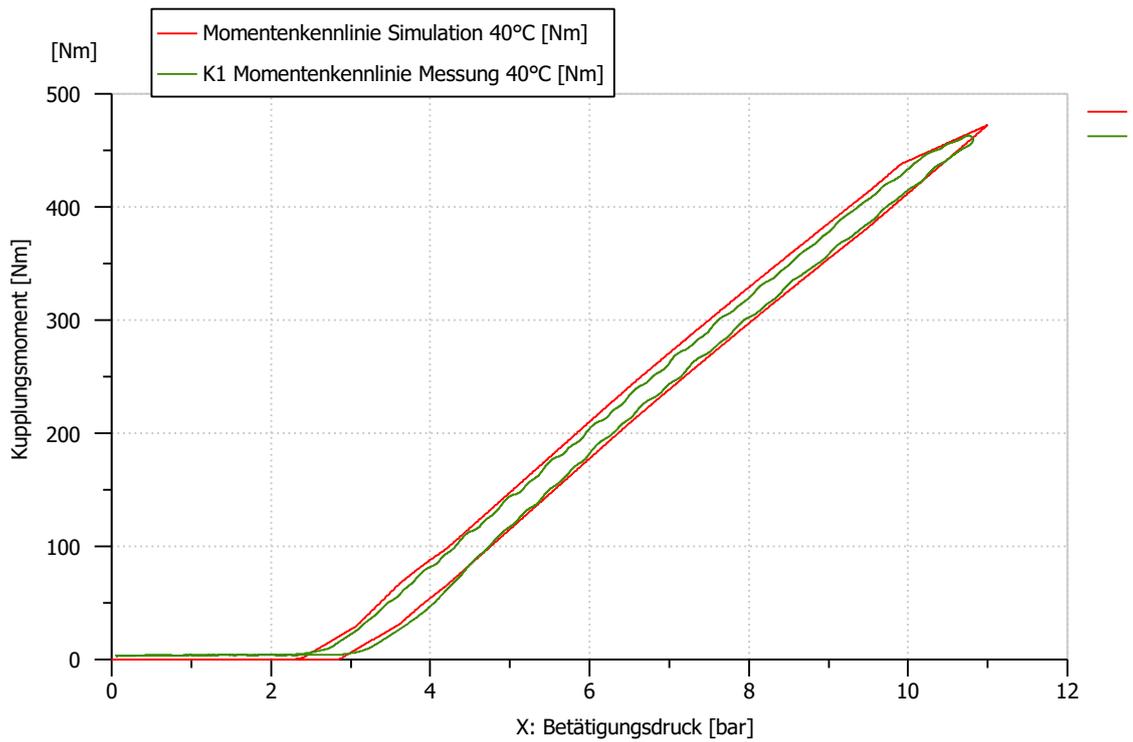


Abbildung 3.21: gemessene und simulierte Momentenkennlinie K1 bei 40°C

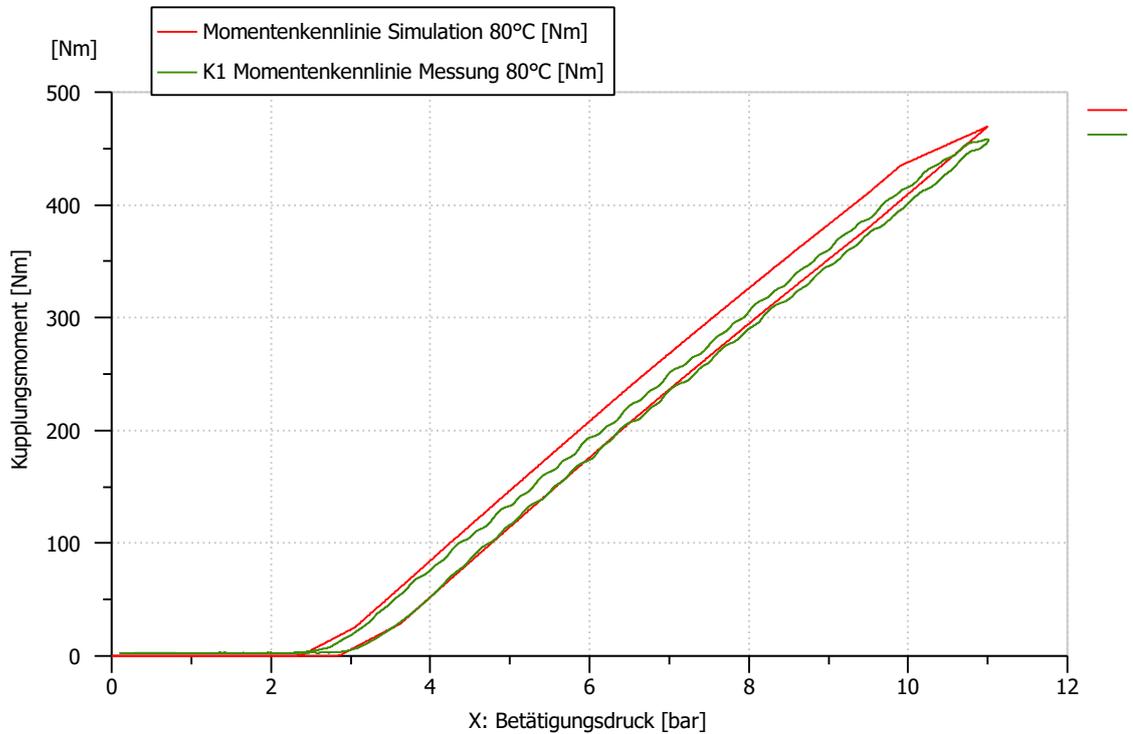


Abbildung 3.22: gemessene und simulierte Momentenkennlinie K1 bei 80°C

### 3.2.3.2 Abgleich Kupplung K2

Der Abgleich zwischen Messung und Simulation wurde bei der Kupplung K2 anhand von Herstellerdaten und den beide Messungen, Weg-Druck Kennlinie und Momentencharakteristik, durchgeführt. Auf Grund der unterschiedlichen Abstützung des Lamellenpakets in den Kupplungen K1 und K2 wurde das in Abbildung 3.17 gezeigte Modell für die Kupplung K2 abgeändert.

Die axiale Abstützung des Lamellenpakets erfolgt in K2 nicht auf der radialen Höhe der Krafteinleitung, sondern über einen Sicherungsring im Außenlamellenträger. Dadurch kommt, zusätzlich zur axialen Verdichtung des Lamellenpakets, ein „tellern“ der Lamellen hinzu. Hinsichtlich der Steifigkeit des Systems kann dieser Effekt mit Tellerfedern in Serie verglichen werden. Zusätzlich kommt es durch diese Verkippung zu einer Relativbewegung zwischen Reib- und Stahllamellen. Diese Bewegung zeigt sich im betroffenen Bereich der Hub-Druck Messung durch eine größere Hysterese.

Um die Abstützung darzustellen, wurde das Modell des Lamellenpakets, wie in Abbildung 3.23 gezeigt, abgeändert.

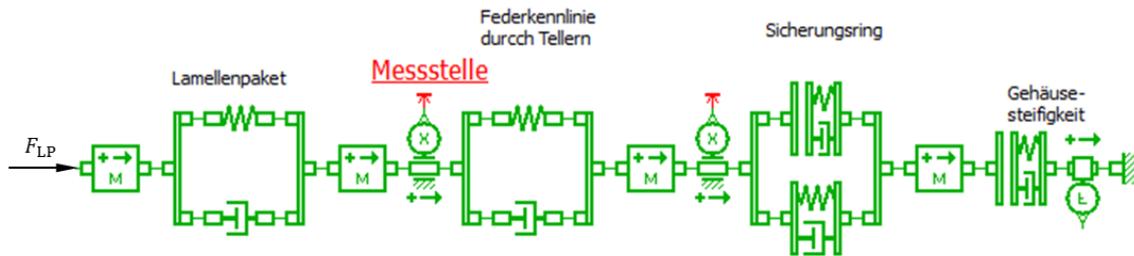


Abbildung 3.23: Angepasstes Modell des Lamellenpakets K2

Abbildung 3.24 zeigt den simulierten Druck-Weg Verlauf der Kupplung K2 im Vergleich mit den Messdaten. Der Übergangsbereich nach überwinden des Lüftspiels ist charakteristisch für die Abstützung und wird durch das Modell angenähert. Die große Hysterese im oberen Bereich der Messung wird im Modell nicht dargestellt, da sie in der Momentenkennlinie nicht ersichtlich ist. Die Steifigkeiten von Kolben und Abstützung sind aus der FEM-Berechnung übernommen. Die Parametrierung des abgeglichenen Simulationsmodells ist in Tabelle 3.4 aufgelistet.

Für den weiteren Abgleich wird, wie bei der Kupplung K1, die Momentenkennlinie in Abhängigkeit des Betätigungsdrucks verwendet. In Abbildung 3.25 sind die gemessenen Momentenkennlinien bei zwei Temperaturen verglichen. Das übertragbare Moment sinkt bei steigender Temperatur, was auf die Reibcharakteristik zurückzuführen ist.

Die Abbildung 3.27 und 3.28 zeigen den Vergleich zwischen Simulation und Messung bei zwei Temperaturen. Dabei ist ersichtlich, dass die Temperaturabhängigkeit in der Simulati-

on plausibel ist. Abbildung 3.26 zeigt die simulierten Ergebnisse im Vergleich.

Um die Hysterese der Momentenkennlinie abzugleichen, wurde die konstante Dichtringreibung auf  $F_D = 120\text{ N}$  reduziert.

Im Vergleich der gemessenen Weg-Druck Kennlinie und der Momentenkennlinie ist auffällig, dass zum Erreichen des Kiss-Points unterschiedliche Betätigungsdrücke erforderlich sind. In der Simulation der Momentenkennlinie wurde die Vorspannkraft der Rückstellfeder auf  $F_{0,\text{Spf}} = 800\text{ N}$  reduziert, um den Kiss-Point abzugleichen.

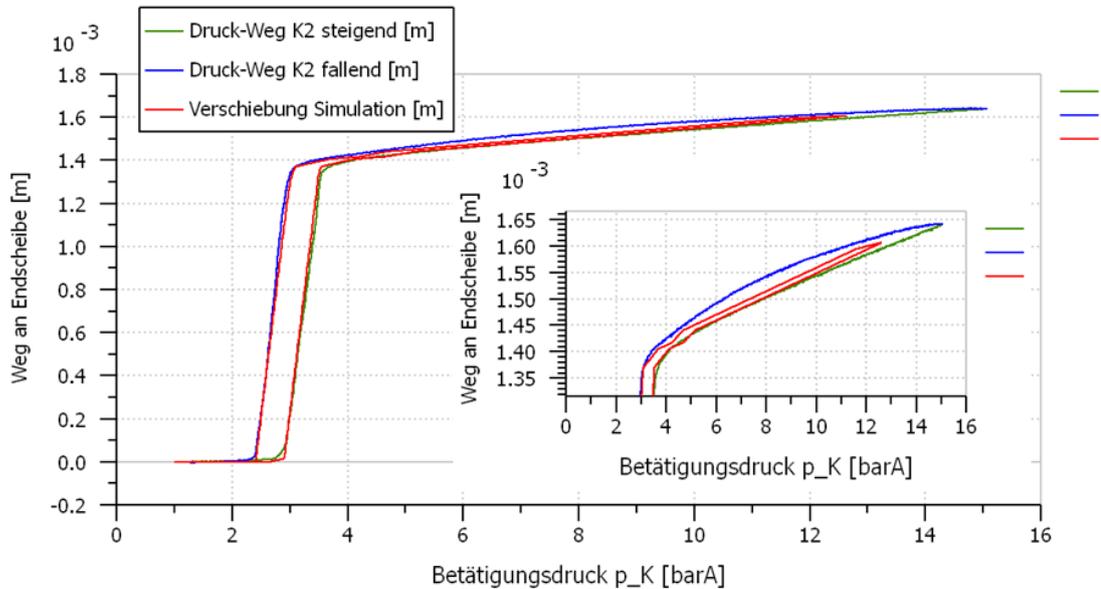


Abbildung 3.24: Simulation des Druck-Weg Verlaufs K2

Tabelle 3.4: Abgleichparameter der Druck-Weg Kennlinie K2

Parameter		Wert
Dichtringreibung, $F_D$	konstant	150 N
	druckprop.	0 N
Kolben K2	Steifigkeit, $k_{K2}$	$31327 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
Spiralfederpaket	Steifigkeit, $k_{\text{Spf}}$	$285,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Vorspannung, $F_{0,\text{Spf}}$	1050 N
	Dämpfung, $d_{\text{Spf}}$	$0,1 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{mm}}$
Lamellenpaket	Steifigkeit, $k_{\text{LP}}$	$x < 1,5\text{ mm}$ $k_{\text{LP}} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
		$x > 1,5\text{ mm}$ $k_{\text{LP}} = 100000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
Setzverhalten	Steifigkeit, $k_{\text{Setz}}$	$k_{\text{Setz}} = 1000000 \frac{\text{N}}{\text{mm}} (l_{\text{Setz}} = 0)$
	Dämpfung, $d_{\text{Setz}}$	$0,1 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{mm}}$
Gehäuse & Spalt	Steifigkeit, $k_{\text{Lt2}}$	$29667 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
	Spalt, $l_{\text{Lüft}}$	1,32 mm
	Dämpfung, $d_{\text{Lt2}}$	$0,01 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{mm}}$

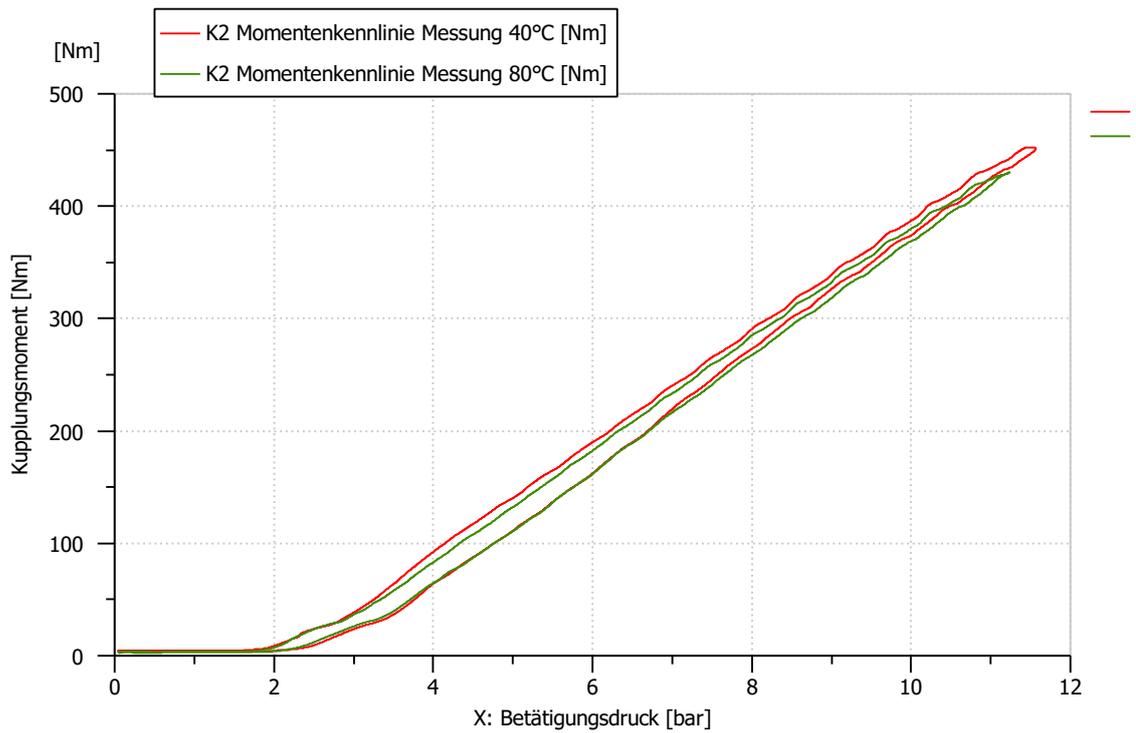


Abbildung 3.25: Momentenkennlinie K2 bei 40°C und 80°C

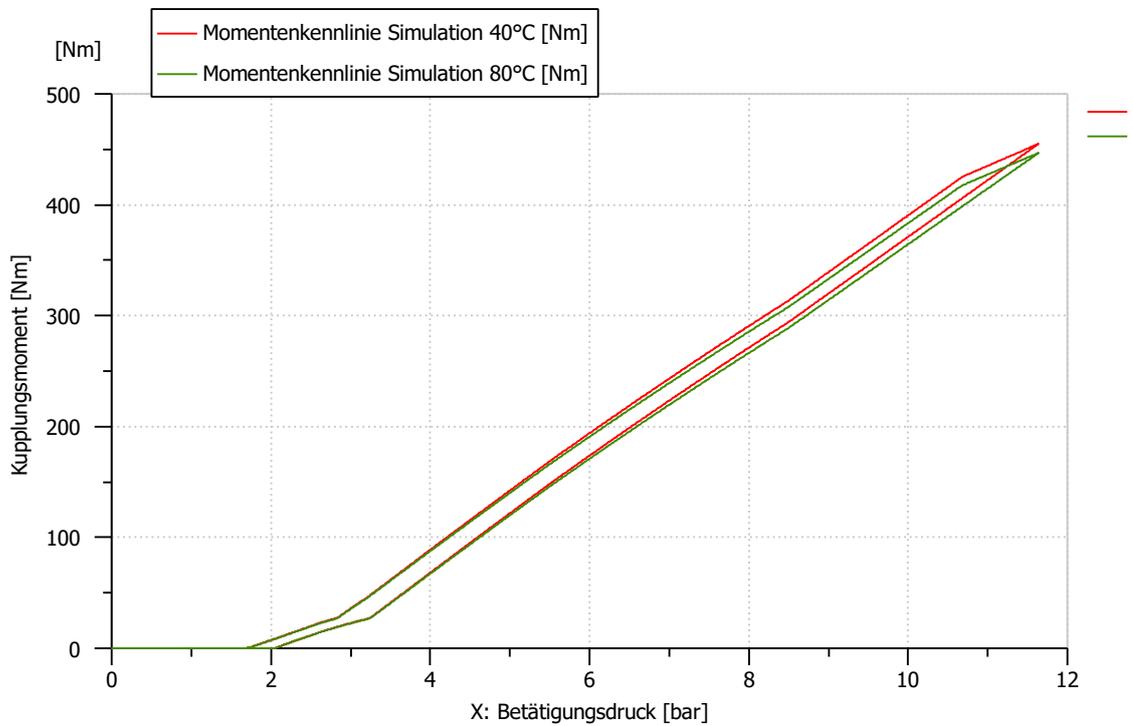


Abbildung 3.26: simulierte Momentenkennlinie K2 bei 40°C und 80°C

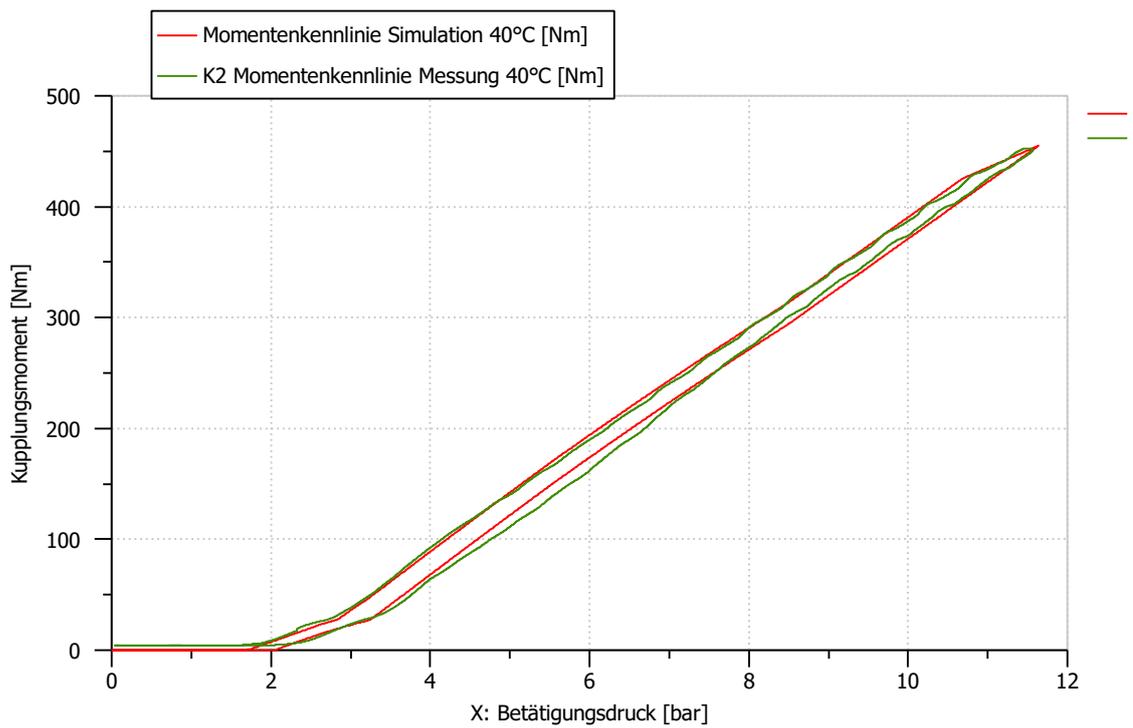


Abbildung 3.27: gemessene und simulierte Momentenkennlinie K2 bei 40°C

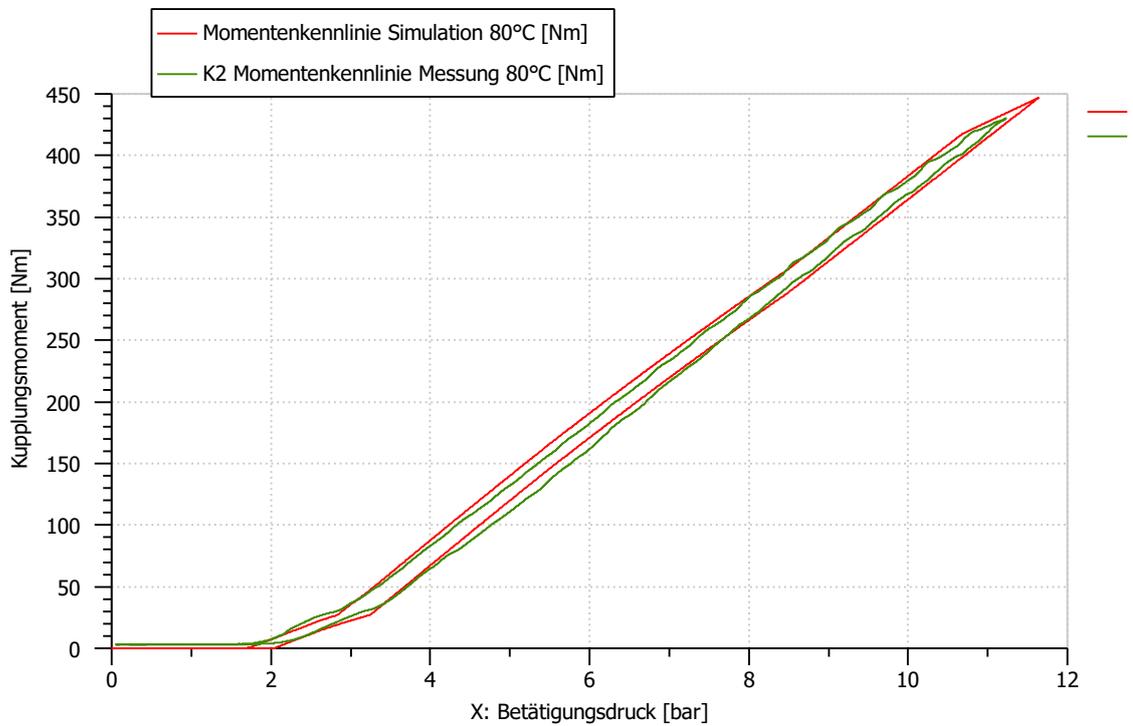


Abbildung 3.28: gemessene und simulierte Momentenkennlinie K2 bei 80°C

### 3.3 Thermische Simulation der Doppelkupplung

Das thermische Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen spielt sowohl in der Auslegung und Entwicklung sowie im späteren Betrieb des Systems eine entscheidende Rolle. Die maximale Belastung der Kupplung wird durch die maximal auftretenden Reibbelag- und Öltemperaturen limitiert. Die zulässigen Temperaturen sind von der Reibbelag- und Ölzusammensetzung abhängig und werden in der Regel vom Hersteller angegeben. Tabelle 3.5 zeigt die Grenzwerte der behandelten Doppelkupplung. Der für die Kühlung erforderliche Volumenstrom ist vom Betriebszustand der Kupplung abhängig. Die Herstellerangaben dazu sind in Tabelle 3.6 gelistet.

Die Anforderungen an das Modell sind es, sicherheits- und schädigungsrelevanten Temperaturen abzubilden und den Energieeintrag in das Getriebeöl zu errechnen. Um das Modell als Überwachungstool in einem Steuergerät einsetzen zu können, steht die Rechengeschwindigkeit im Vordergrund. Die errechneten Temperaturen dienen zur Überwachung der Kupplung. So können Schaltvorgänge, hinsichtlich ihres Energieeintrags, abgeschätzt werden. Für die Erfüllung der Anforderungen ist es sinnvoll, das Modell in Form eines Punktmassenmodells aufzubauen. Das heißt, es erfolgt keine Berechnung der Temperaturverteilung in der Lamelle und zwischen den Lamellen.

**Tabelle 3.5:** Grenztemperaturen der Komponenten

Temperatur	Grenzwert
Reibbelagoberfläche	350 °C – 400 °C
mittlere Öltemperatur	165 °C – 175 °C

**Tabelle 3.6:** Kühlölbedarf der Doppelkupplung laut Herstellerangaben (Richtwerte)

Betriebszustand	Volumenstrom
geschlossene Kupplung	0,5 – 1 l/min
Gangwechsel	3 – 5 l/min
Anfahrvorgang	15 – 20 l/min

#### 3.3.1 Wärmeübertragung in der Kupplung

Durch die Reibung in der Kupplung kommt es zu einem Energieeintrag und dadurch zu einer Temperaturerhöhung in den Lamellen. Um einen Überblick über das thermische Verhalten einer nassen Lamellenkupplung zu gewinnen ist es notwendig, die Wärmepfade und die Arten der Wärmeübertragung zu identifizieren. In Abbildung 3.29 ist die Schnittansicht der Kupplung mit einer Visualisierung der Kühlölpfade dargestellt. Die Darstellung entspricht einer betätigten Kupplung K1 und geöffneten K2. Das Kühlöl wird durch die geöffnete

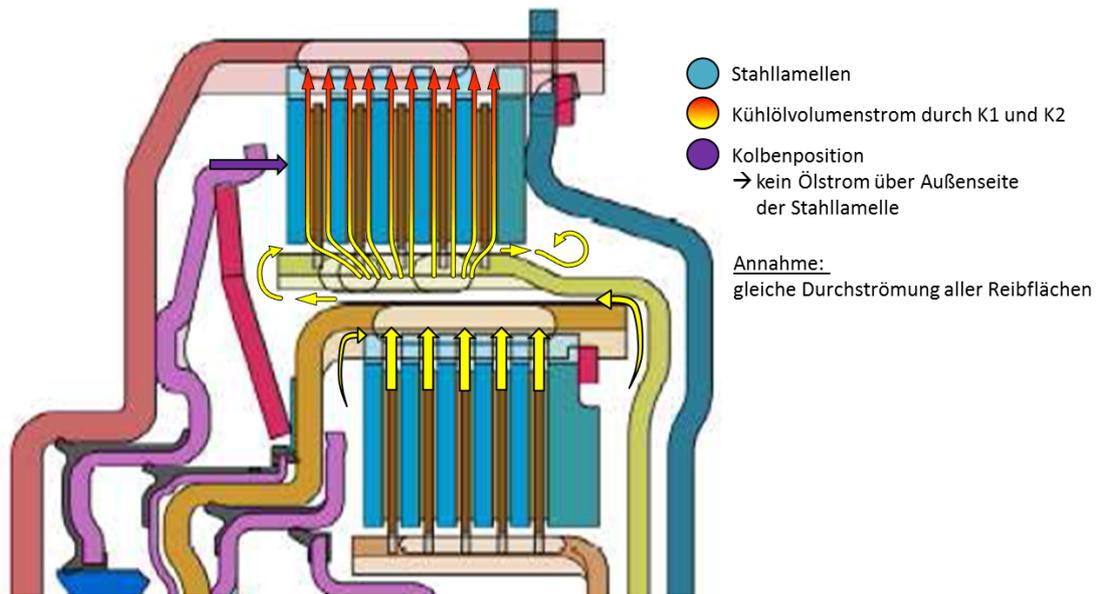


Abbildung 3.29: Kühlölpfad K1 geschlossen

K2 nach außen geschleudert und tritt durch Öffnungen im Innenlamellenträger K1 in das Lamellenpaket. Dabei ist die Anordnung der Durchtrittsöffnungen entscheidend für eine gleichmäßige Durchströmung des Lamellenpakets [16].

Die Reiblamellen der Kupplung sind „Double-Sided“ ausgeführt. Dadurch wird in die innen liegenden Stahllamellen die Reibleistung zweier Reibflächen zugeführt. Diese sind somit thermisch höher belastet und werden in weiterer Folge genauer behandelt.

Auf Grund der geometrischen Symmetrie der inneren Reibflächen kann, stellvertretend für das Lamellenpaket, der Wärmepfad einer Reibfläche betrachtet werden. Die Systemgrenzen liegen in den Symmetrieebenen von Stahl- und Reiblamelle. Abbildung 3.30 zeigt den Wärmepfad einer Reibpaarung in Form eines Blockdiagramms.

An der Kontaktfläche zwischen Stahl- und Reiblamelle, der Reibfläche, entsteht die Reibleistung  $P_{R,RF}$ .

$$P_{R,RF} = \frac{M_K \cdot |\omega_{An} - \omega_{Ab}|}{z_{RF}} \quad (3.19)$$

Diese Leistung bildet die Wärmequelle  $\dot{Q}_{RF}$  für das System. Der Wärmestrom liegt an den Kontaktflächen von Stahl- und Reibbelag an und fließt, in Abhängigkeit der Temperaturleitfähigkeit  $a$  des Materials, in und durch das Bauteil. Diese Art der Wärmeübertragung wird als Wärmeleitung bezeichnet. Gl. 3.20 beschreibt die allgemeine Differentialgleichung für die zeitliche und örtliche Temperaturverteilung in einer Platte [4].

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 T \quad \text{mit} \quad a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (3.20)$$

Der Wärmestrom in  $x$ -Richtung, der auf Grund von Wärmeleitung durch ein Material fließt ist:

$$\dot{Q}_{WL} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (3.21)$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $[\lambda] = \frac{W}{m \cdot K}$  ist eine Stoffkonstante und beschreibt die Wärmeleitung durch ein Material, die Fläche  $A$  beschreibt die an der Wärmeleitung beteiligte Fläche und  $\frac{\Delta T}{\Delta x}$  die Temperaturänderung über eine Länge. Vergleicht man nun die in Tabelle 3.7 dargestellten Stoffwerte der unterschiedlichen Reibpartner, so wird ersichtlich, dass die Wärmeleitfähigkeit von Stahl um den Faktor 180 - 470 größer ist als die von organischem Material. Die auftretende maximale Temperatur ist somit wesentlich von der Stahllamellenmasse und der Wärmeabfuhr durch das Kühlöl abhängig.

Der Wärmeaustausch zwischen den Lamellen und den Lamellenträgern erfolgt über die Kontaktfläche der Mitnehmerverzahnung. Im Wesentlichen wird jedoch die gesamte Wärme vom Kühlöl abgeführt, da alle beteiligten Komponenten mit dem Öl in Kontakt stehen. Bei dieser Art der Wärmeübertragung spricht man von Zwangskonvektion. Sie beschreibt anhand des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ , wieviel Wärme bei einer gegebenen Temperaturdifferenz  $\Delta T$  an einer Fläche  $A$  übertragen wird und wird als konvektiver Wärmestrom  $\dot{Q}_K$  bezeichnet.

$$\dot{Q}_K = \alpha \cdot A \cdot (T - T_{\text{Öl}}) \quad (3.22)$$

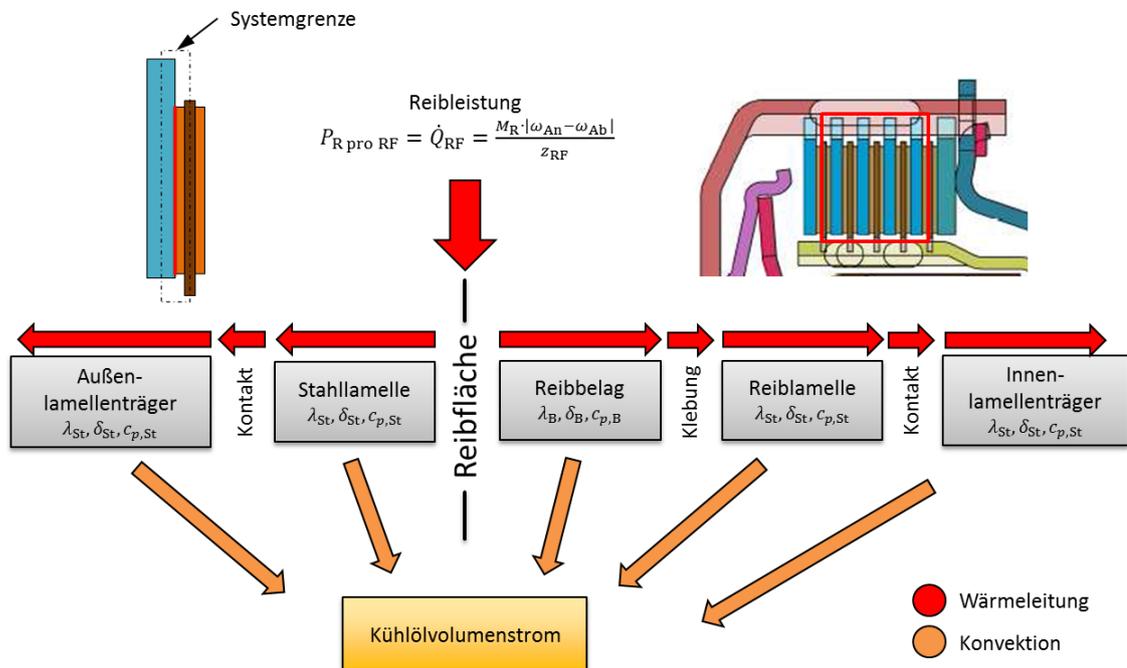


Abbildung 3.30: Wärmepfad der inneren Reibflächen

**Tabelle 3.7:** Stoffwerte für Lamellenwerkstoffe [20]

Werkstoff \ Stoffwert	Dichte $\rho$ [kg/dm <sup>3</sup> ]	Wärmekapazität $c_p$ [J/kgK]	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ [W/mK]	Quelle
Stahl	7,76 – 7,85	475 – 520	46 – 52	KUPSIM
Stahl	7,85	450 - 470	47 – 58	Industrie
Papier/ Phenolharzgewebe	0,70 – 1,40	1300 – 1600	0,12 – 0,16	Literatur
organ. Belag	0,61 – 0,90	1500 – 2890	0,11 – 0,25	KUPSIM
organ. Belag	0,65	2450	0,125	Industrie
Messing-/ Bronzesinter	6,30 – 7,50	370 – 385	74 -113	Literatur
Sinter-Belag	6,14 – 6,66	390 – 420	80 – 90	KUPSIM
Sinter-Belag	5,0 – 6,1	395 – 490	13 – 80	Industrie

Die Herausforderung liegt in der Ermittlung dieser Wärmeübergangszahlen. Sie ist von Strömungsparameter, der Bauteilgeometrie und Stoffwerten, z.B. *Re*-Zahl, *Pr*-Zahl, abhängig. Auf Grund der zahlreichen Einflussgrößen und der komplexen Zusammenhänge, ist es sinnvoll den Wärmeübergangskoeffizienten messtechnisch zu ermitteln. Dabei ist eine isolierte Betrachtung der Wärmeübertragung zwischen den einzelnen Komponenten und dem Öl nicht möglich. Stellvertretend dafür wird der Wärmeübertragungskoeffizient, bezogen auf die Reibfläche der Stahllamelle ermittelt.

Bei der Wärmeübertragung im Lamellenpaket ist zwischen drei Phasen zu unterscheiden:

- geschlossene Kupplung mit Drehzahldifferenz, oder Reibphase
- geschlossenen Kupplung ohne Drehzahldifferenz
- offene Kupplung

Auf Grund der unterschiedlichen thermodynamischen Bedingungen in den Phasen muss die Wärmeübertragung gesondert betrachtet werden [14, 15, 21].

Des Weiteren hängt der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  von drei Parametern wesentlich ab [15]:

1. Kühlölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{Ö}}$ : Bei steigendem Ölvolumenstrom steigt die Strömungsgeschwindigkeit und die benetzte Fläche in den Nuten
2. Differenzdrehzahl  $\Delta n$ : Je nach Nutbild, ist bei erhöhter Schlupfdrehzahl die gesamte Reibfläche an der Wärmeübertragung beteiligt, da die kühlölführenden Nuten die gesamte Fläche mit ausreichender Geschwindigkeit überstreicht.

3. Absolutdrehzahl  $n_{An}$ : Mit zunehmender Absolutdrehzahl nimmt die Geschwindigkeit ebenfalls zu. Durch die Fliehkraftwirkung auf das Öl entsteht eine Pumpwirkung, die bei steigender Drehzahl das Schluckvermögen des Lamellenpakets erhöht. So kann auch der Kühlölvolumenstrom bei hohen Drehzahlen gesteigert werden.

### 3.3.2 Punktmassenmodell

Bei diesem Modell werden die Komponenten der Lamellenkupplung auf einzelne Punktmassen zusammengefasst. Thermisch betrachtet bedeutet das: Die Wärmeleitung in einem Körper ist so groß, dass im ganzen Ersatzkörper eine konstante Temperatur herrscht. Reduziert man die in Abbildung 3.30 gezeigten Wärmepfade auf ein Punktmassenmodell, so wird die Wärmeleitung im Material vernachlässigt. Vergleicht man die in Tabelle 3.7 gelisteten Wärmeleitungskoeffizienten von Stahl und Papier wird deutlich, dass die eingebrachte Wärme zum größten Teil in der Stahllamelle aufgenommen wird. Der Reibbelag wirkt auf Grund seiner schlechten Wärmeleitfähigkeit als Isolator. Die Wärmeleitung zwischen Stahllamelle und Außenlamellenträger wird vernachlässigt, da sie messtechnisch schwer zu erfassen ist.

Folgende Annahmen werden getroffen:

- Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{RF}$  fließt zu 100% in die Stahllamelle
- Die Stahllamelle führt Wärme über erzwungene Konvektion an das Kühlöl ab

Abbildung 3.31 zeigt das vereinfachte Punktmassenmodell und die physikalischen Zusammenhänge unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen.

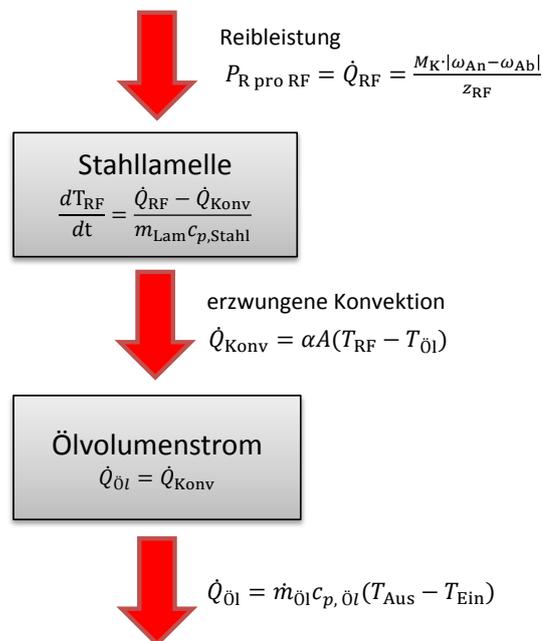


Abbildung 3.31: vereinfachtes Punktmassenmodell

### 3.3.3 Aufbau des thermischen Modells

Das beschriebene, vereinfachte Punktmassenmodell wird in AMESim umgesetzt. Abbildung 3.32 zeigt das Modell zur Simulation der Reibflächentemperatur unter Berücksichtigung von zu und abgeführten Wärmeströmen.

Die in der Kupplung erzeugte Reibleistung ist die Eingangsgröße für die Simulation. Der Wärmestrom wird der Punktmasse „Stahllamelle“ zugeführt und bewirkt dadurch, in Abhängigkeit der Masse  $m$  und der Wärmekapazität  $c_p$ , eine Temperaturerhöhung. Die Wärmeabfuhr erfolgt konvektiv an das Kühlöl mit der Temperatur  $T_{\text{ein}}$ . Das Produkt  $\alpha A$  dient als Eingangsparameter für den konvektiven Wärmeübergang. In Abhängigkeit vom Kühlölvolumenstrom pro Reibfläche und der Schaltphase ( $\Delta n > 0$ ,  $\Delta n = 0$ ) wird das Produkt  $\alpha A$  aus Kennlinien ermittelt. Die Abhängigkeiten von Differenz- und Absolutdrehzahl sind in diesem Modell nicht berücksichtigt, können aber anhand von Messdaten einfach implementiert werden.

Der abgeführte Kühlwärmestrom  $\dot{Q}_K$  wird in weiterer Folge dem Ölvolumen in den Nuten zugeführt, vgl. Abbildung 3.33. Die Nuten sind vom reibflächenbezogenen Kühlölvolumenstrom mit der Eintrittstemperatur  $T_{\text{ein}}$  durchströmt. Die Temperatur des Nutvolumens soll die Ölaustrittstemperatur am Außenradius widerspiegeln. Das erwärmte Öl fließt über ein Sammelvolumen in den Ölsumpf. Das Sammelvolumen stellt ein konstruktiv vorgesehenes Ölvolumen dar. Dieses Volumen soll eine Temperaturmessung im Kupplungsgehäuse zu Verifizierung ermöglichen. Die Berechnete Öltemperatur entspricht einer gemittelten Ölaustrittstemperatur der Reibflächen, da von einer gleichmäßigen Durchströmung des Lamellenpakets ausgegangen wird.

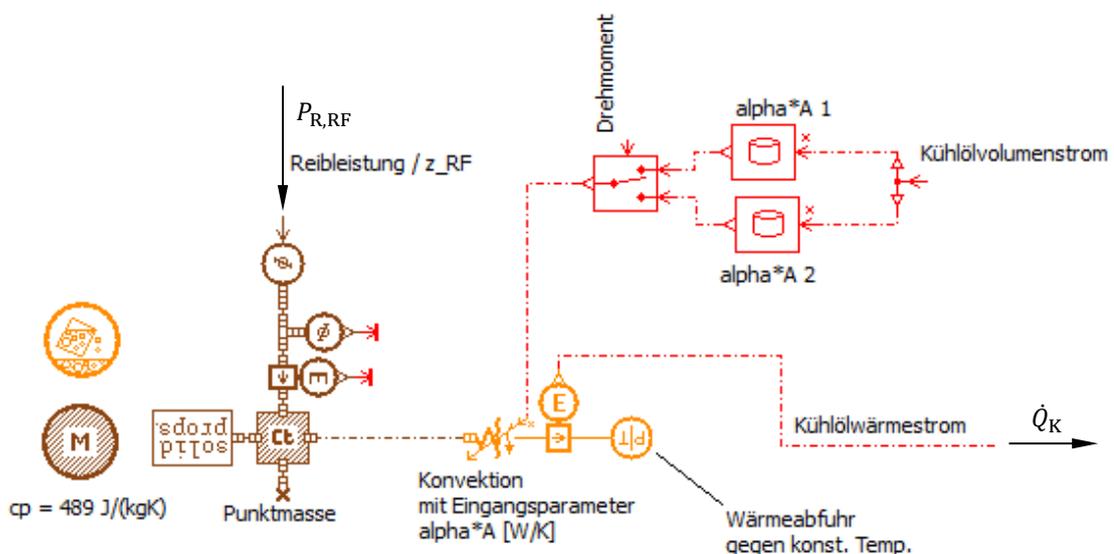


Abbildung 3.32: Modell zur Simulation der Reibflächentemperatur

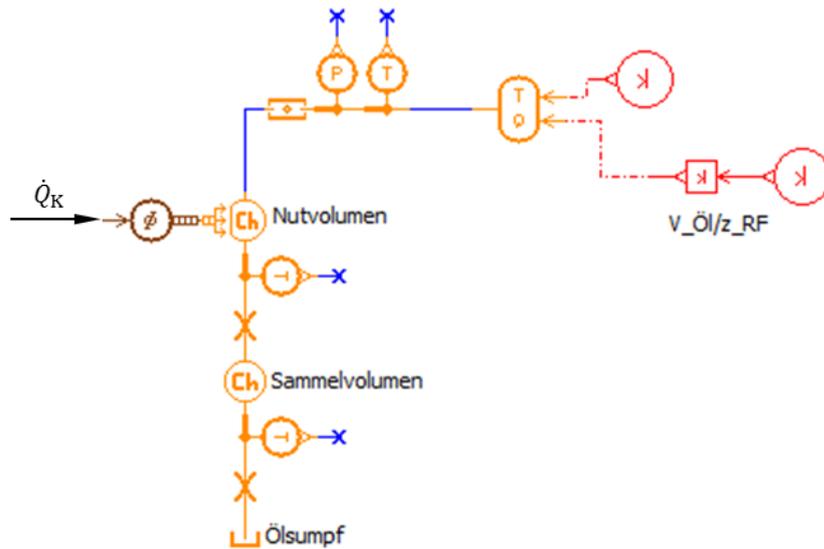


Abbildung 3.33: Modell zur Simulation der Öltemperatur

### 3.3.4 Abgleich des Modells mit Herstellerdaten

Als Basis für den Abgleich des Modells steht ein Blackbox-Simulationsmodell des Kupplungsherstellers, BorgWarner (BW), zur Verfügung. Das Modell ist in Matlab-Simulink aufgebaut und berechnet die charakteristische Öltemperatur  $T_{\text{Characteristic}}$  und die Reibflächentemperatur  $T_{\text{Interface}}$ . Als Eingangsgrößen müssen die Ein- und Ausgangsdrehzahl, die Eintrittstemperatur, der Kühlölvolumenstrom und das Kupplungsmoment zur Verfügung stehen. Über eine Co-Simulation zwischen Simulink und AMESim kann das aufgebaute Modell mit dem Herstellermodell verglichen werden.

Im ersten Schritt wurde das Verhalten des Herstellermodells analysiert. Dazu wurde ein Einkuppelvorgang ohne Wärmeabfuhr simuliert. Abbildung 3.34 zeigt den Verlauf der zugeführten Wärme und der Reibflächentemperatur. Deren Maximalwerte werden durch eine vertikale Messlatte visualisiert. Dabei ist ersichtlich, dass die Wärme ausschließlich über das Kühlöl abgeführt wird. Die sich bei bekanntem Wärmeeintrag eingestellte Reibflächentemperatur ist charakteristisch für das Modell. Es kann auf das Produkt aus Lamellenmasse und spezifischer Wärmekapazität geschlossen werden.

Unter der Annahme einer konstanten spezifischen Wärmekapazität von Stahl kann auf die parametrisierte Masse im BW-Modell geschlossen werden.

$$m_{\text{Lam}} \cdot c_{p, \text{Stahl}} = \frac{Q_{\text{zu}}}{\Delta T} = \frac{1099,2}{(81,23 - 40)} = 26,66 \frac{\text{J}}{\text{K}} \quad (3.23)$$

n_An [U/min]	n_Ab [U/min]	l_Fzg [kgm <sup>2</sup> ]	Q_Öl [l/min]	T_Öl [°C]
1000	0-1000	2	0	40

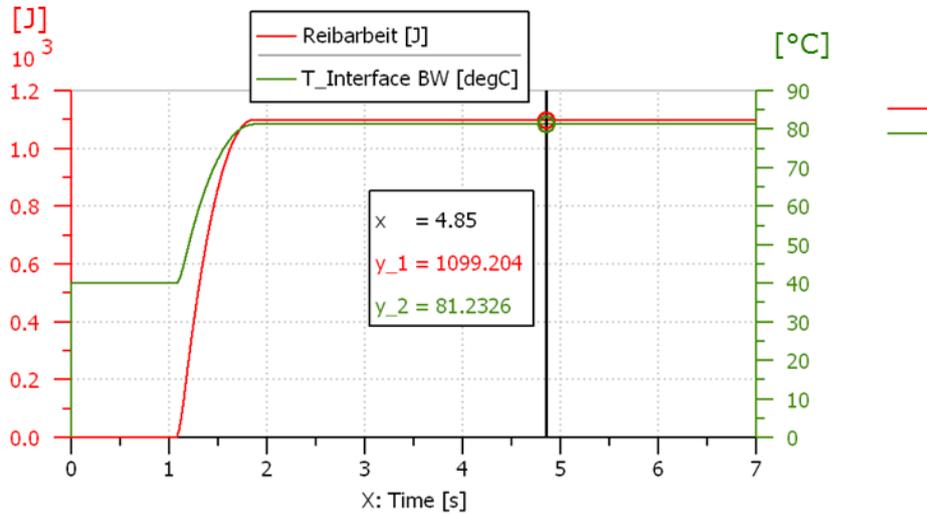


Abbildung 3.34: Modell K1 BorgWarner ohne Kühlung

Annahme:  $c_{p, \text{Stahl}} = 489 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$  bei  $T = 150^\circ\text{C}$

$$m_{\text{Lam, BW, K1}} = \frac{26,66}{489} = 0,0545 \text{ kg} \quad (3.24)$$

Die parametrisierte Masse im Modell der Kupplung K2 ist:

$$m_{\text{Lam, BW, K2}} = \frac{21,1}{489} = 0,0431 \text{ kg} \quad (3.25)$$

Die aus dem BW-Modell ermittelte Masse der Stahllamelle  $m_{\text{Lam, BW}}$  ist geringer als die Masse der halben Stahllamelle aus CAD-Daten. Berücksichtigt man jedoch nur die radiale Erstreckung der Stahllamelle im Bereich der berührenden Belaglamelle, so sind die Massen vergleichbar, vlg. Tabelle 3.8.

Tabelle 3.8: Masse der halben Stahllamelle

Kupplung	Masse $\frac{1}{2}$ Stahllamelle (CAD) [kg]	Masse im Bereich der RF (CAD) [kg]	Masse BW-Modell [kg]
K1	0,0659	0,0547	0,0545
K2	0,0506	0,0433	0,0431

Um das Verhalten des Modells mit Kühlung nachbilden zu können, wurde der für den Wärmeübergang relevante Faktor  $\alpha A$  aus dem Temperaturverlauf rechnerisch ermittelt.

Die Wärmebilanz der Stahllamelle ergibt sich zu:

$$Q_{\text{zu}} - Q_{\text{ab}} = m_{\text{Lam}} c_p T_{\text{RF}} \quad (3.26)$$

Anhand der Leistungsbilanz

$$\dot{Q}_{\text{zu}} - \dot{Q}_{\text{ab}} = m_{\text{Lam}} c_p \frac{dT_{\text{RF}}}{dt} \quad (3.27)$$

und der Formulierung der Zu- und Abgeführten Wärmeströme

$$\dot{Q}_{\text{zu}} = P_{\text{R,RF}} \quad (3.28)$$

$$\dot{Q}_{\text{ab}} = \alpha A \cdot (T_{\text{RF}} - T_{\text{Öl}}) \quad (3.29)$$

errechnet sich der Faktor  $\alpha A$ .

$$\alpha A = \frac{P_{\text{R,RF}} - m_{\text{Lam}} c_p \frac{dT_{\text{RF}}}{dt}}{T_{\text{RF}} - T_{\text{Öl}}} \quad (3.30)$$

Um die Phasen, zwischen denen im BW-Modell unterschieden wird, identifizieren zu können, wird in der Simulation, bei anfänglicher Differenzdrehzahl, die Kupplung geschlossen und in der Reibphase sowie bei gleicher Drehzahl ein Moment übertragen. Nach kurzem halten des Moments wird die Kupplung geöffnet. Der Drehzahl- und Momentenverlauf sowie der sich einstellende Temperaturverlauf der BW-Simulation sind in Abbildung 3.35 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei geschlossener Kupplung nicht zwischen Reibphase und Drehzahldifferenz = 0 unterschieden wird. Das Modell unterscheidet zwischen den Betätigungszuständen offen und geschlossen. Der Faktor  $\alpha A$  ist innerhalb der Phase konstant. Die Ausreißer in der Ermittlung des Wärmeübergangs sind auf Unstetigkeiten im Temperaturverlauf des BW-Modells zurückzuführen. Die Modelle der Kupplungen K1 und K2 zeigen das gleiche Verhalten.

Zur Ermittlung der Wärmeübergangsfaktoren des BW-Modells bei geschlossener Kupplung wurde die Kupplung im Dauerschlupf unter den in Abbildung 3.36 angeführten Randbedingungen betrieben. Dabei wurde der Kühlölvolumenstrom schrittweise von 30 auf  $0,5 \frac{1}{\text{min}}$  gesenkt und  $\alpha A$  anhand der Steigung des Temperaturverlaufs im Postprozessor berechnet. Abbildung 3.36 zeigt die Reibflächentemperaturen des BW-Modells und des abgeglichenen Simulationsmodells der Kupplung K2 im Vergleich. Die Ermittlung der Wärmeübergangsfaktoren der offenen Kupplung sind in Abbildung 3.37 dargestellt. Hier wurde im Dauerschlupf die Stahllamelle auf Temperatur gebracht und anschließend die offene Kupplung mit steigendem Kühlölvolumenstrom abgekühlt.

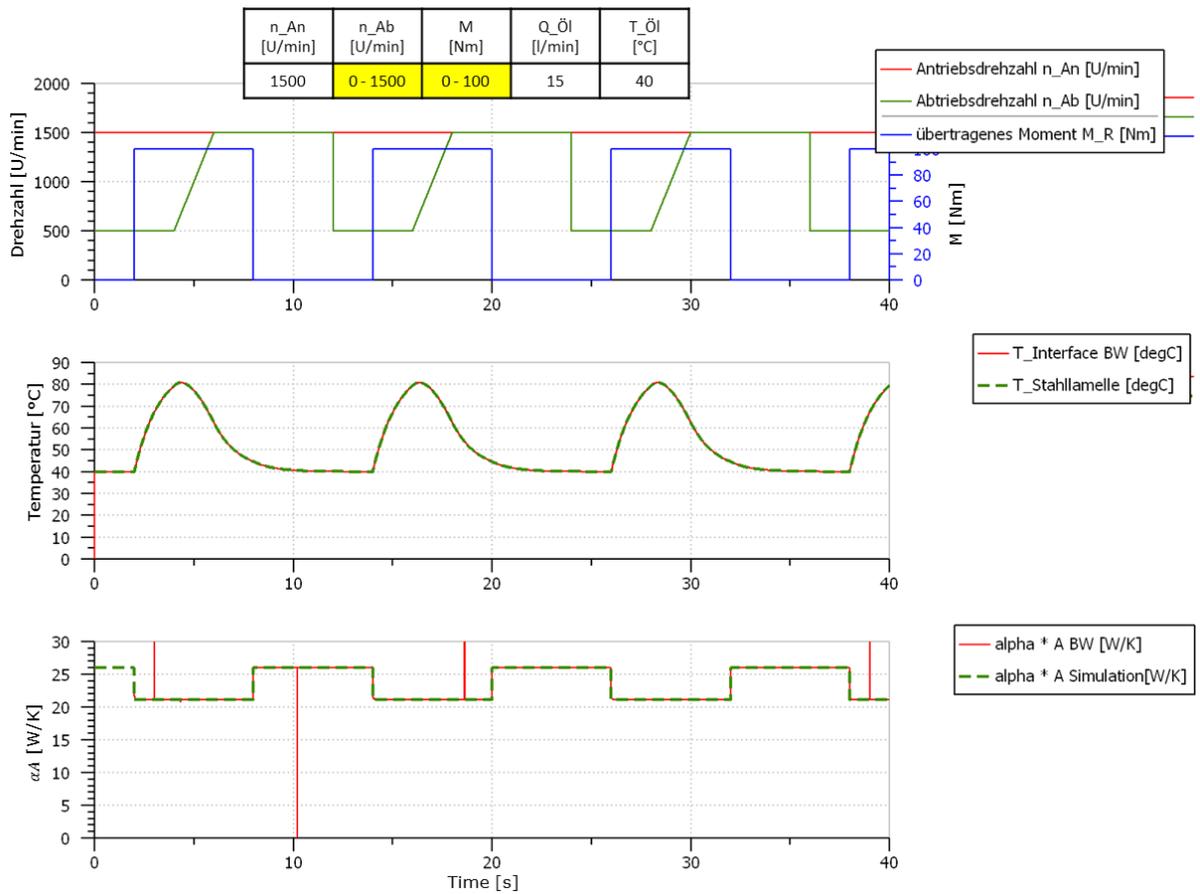


Abbildung 3.35: Identifikation der Phasen im BW-Modell der Kupplung K1

Die Wärmeübergangszahl ist im BW-Modell unabhängig von Differenzdrehzahl und absoluten Drehzahlen. Lediglich eine geringe Abhängigkeit der Kühllöltemperatur ist gegeben. Die Faktoren der Phasen für die Kupplung K2 sind in Abbildung 3.39 dargestellt. Zwischen den abgeglichenen Stützpunkten wurde eine kubische Spline- Interpolation durchgeführt.

Der Abgleich der Kupplung K1 wurde auf gleiche Art und Weise durchgeführt. Der Verlauf des Faktors  $\alpha A$  für beide Phasen ist in Abbildung 3.38 gezeigt.

Im abgeglichenen Modell ist der Faktor  $\alpha A = f(Q_{\ddot{O}l})$  somit eine Funktion des Kühllölvolumenstroms. Die Kupplungen konnten mit dieser Umsetzung hinsichtlich Reibflächentemperatur in der Reib- und Kühlphase gut nachgebildet werden.

Bei einem messtechnischen Abgleich des Modells hinsichtlich Implementierung als Kuppelungsschutz, ist ein Kennfeld des Faktors  $\alpha A$  als Funktion von Kühllölvolumenstrom, Differenzdrehzahl und absoluten Drehzahl der Antriebswelle vorzusehen, da auch in der Literatur auf diese Abhängigkeiten hingewiesen wird [15].

Um den Abgleich der Öltemperaturberechnung zu ermöglichen, werden die Modelle im Dau-

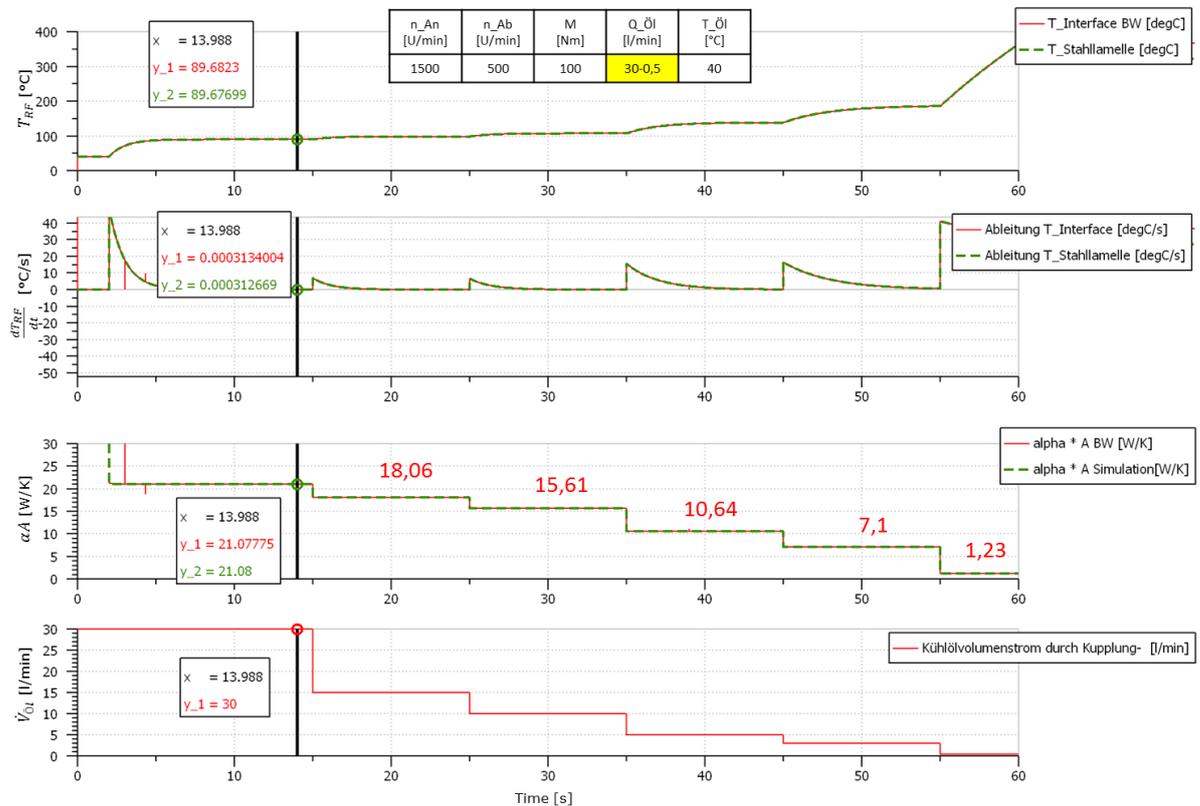


Abbildung 3.36: Abgleich des Wärmeübergangs bei geschlossener Kupplung K2

erschlepf betrieben. Dadurch wird der dynamische Einfluss der Größe des Ölvolumens eliminiert. Abbildung 3.40 zeigt die Reibflächen und Öltemperatur beider Modelle der Kupplung K1 in Beharrung. Daraus ist ersichtlich, dass sich bei gleichem Ölvolumenstrom am Eintritt unterschiedliche Beharrungstemperaturen am Kühllölaustritt einstellen. Ein Unterschied in den Stoffwerten des Öls ist auszuschließen. Ein weiterer Faktor für die Beharrungstemperatur ist der an der Kühlung beteiligte Ölmassestrom. Eine Reduktion des Volumenstroms auf 90% des parametrisierten bewirkt eine ähnliche Beharrungstemperatur, jedoch erfolgt der Temperaturanstieg in den ersten Sekunden zu träge.

Das gleiche Verhalten ist bei der Simulation der Kupplung K2 zu beobachten, vgl Abbildung 3.41. Dabei bewirkt eine Reduktion des Volumenstroms auf 88% einen Abgleich der Temperaturen.

Auf Grund der Kupplungsgeometrie K2 ist ein sekundärer Ölstrom, vorbei am Lamellenpaket, möglich. Dies kann zu einem reduzierten Ölvolumenstrom durch das Lamellenpaket führen.

### 3 Modellierung und Simulation einer Doppelkupplung

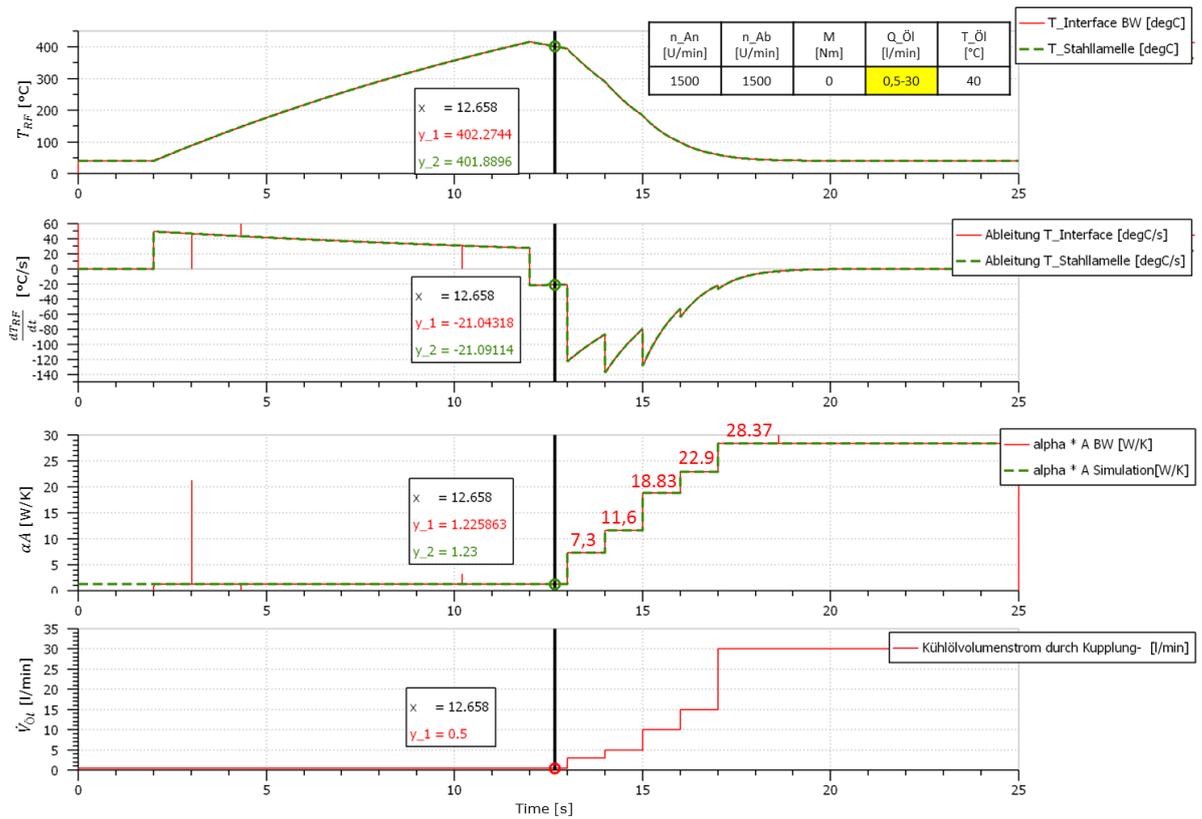


Abbildung 3.37: Abgleich des Wärmeübergangs bei offener Kupplung K2

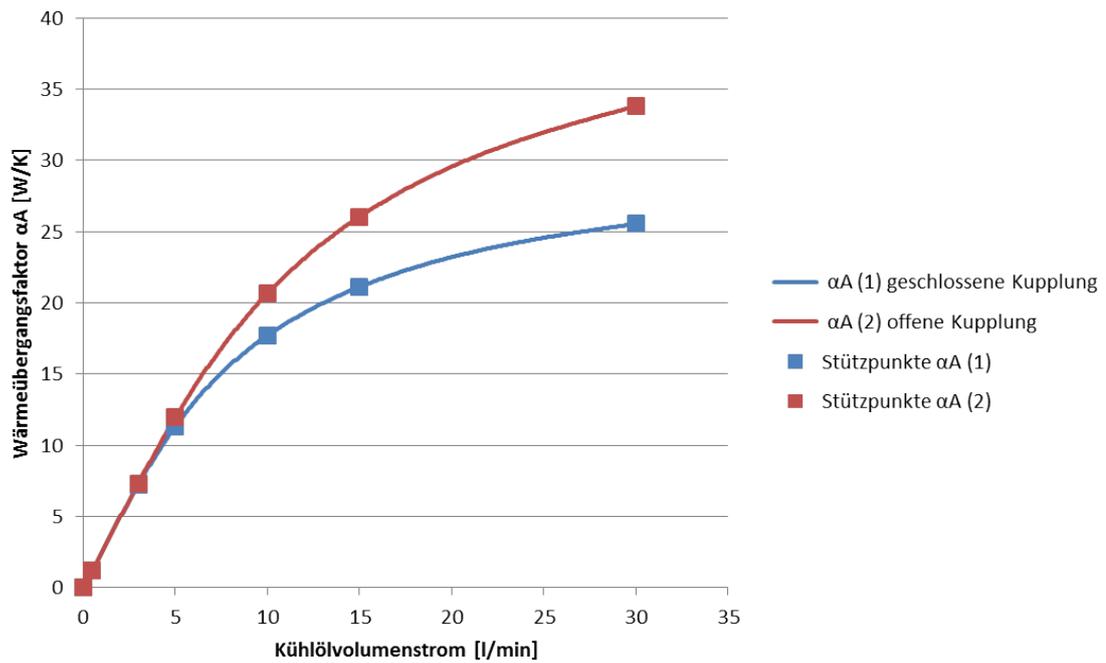


Abbildung 3.38: Kubische Spline-Interpolation der abgeglichenen Faktoren  $\alpha_A$  der Kupplung K1

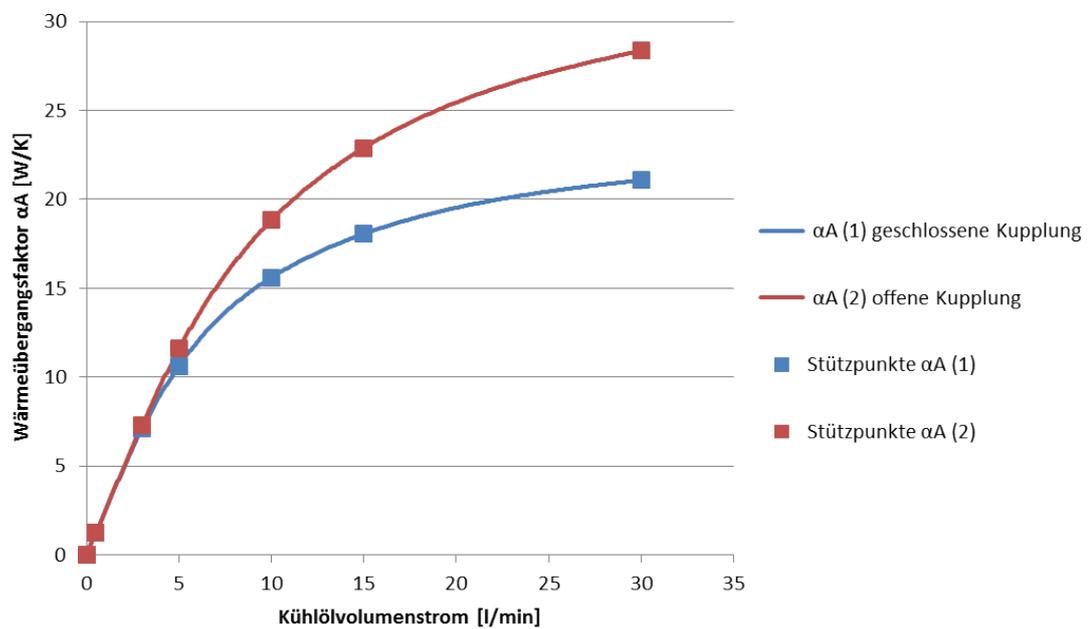


Abbildung 3.39: Kubische Spline-Interpolation der abgeglichenen Faktoren  $\alpha_A$  der Kupplung K2

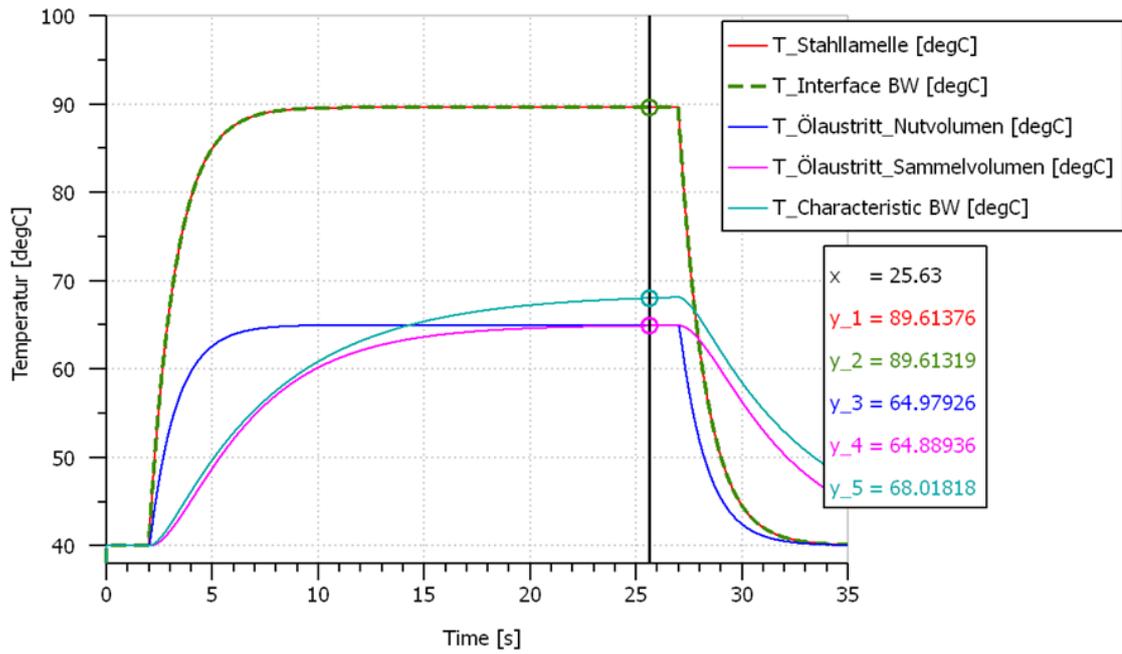


Abbildung 3.40: Vergleich der Öltemperatur in Beharrung, K1

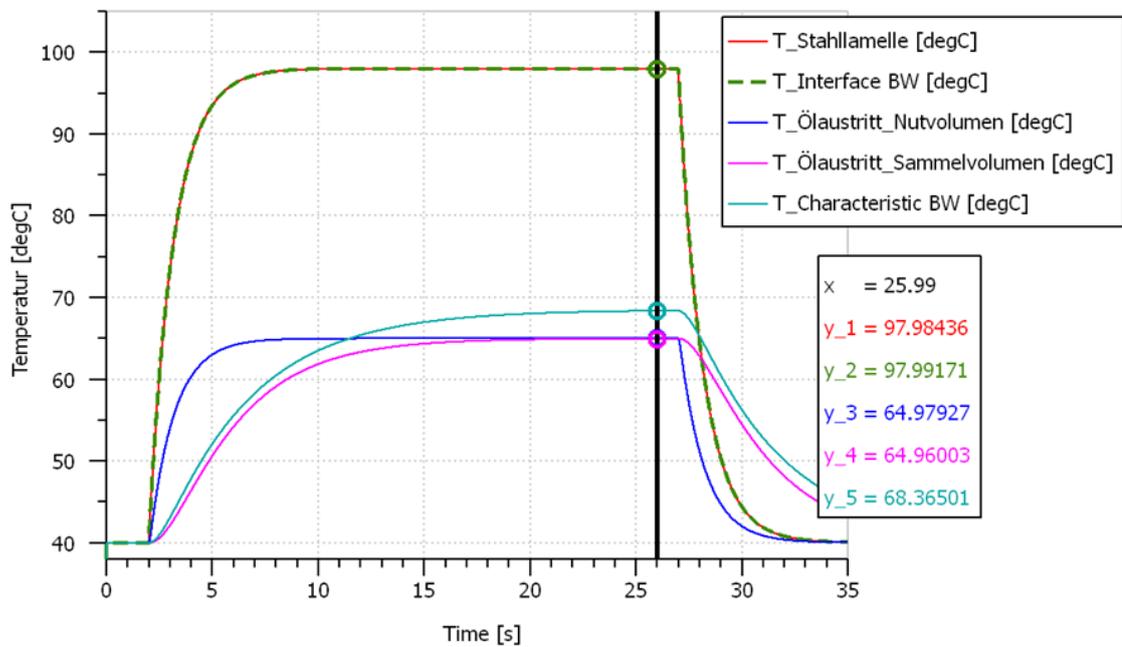


Abbildung 3.41: Vergleich der Öltemperatur in Beharrung, K2

### 3.4 Gesamtsimulation der Doppelkupplung

Die einzelnen Simulationen der Kupplungen K1 und K2 ergeben zusammengesetzt die Gesamtsimulation der Doppelkupplung. Sie besteht aus folgenden Einzelsimulationen je Kupplung:

- Aktuierung
- Lamellenpaket
- Kupplungsmoment
- Schleppmoment
- thermisches Verhalten

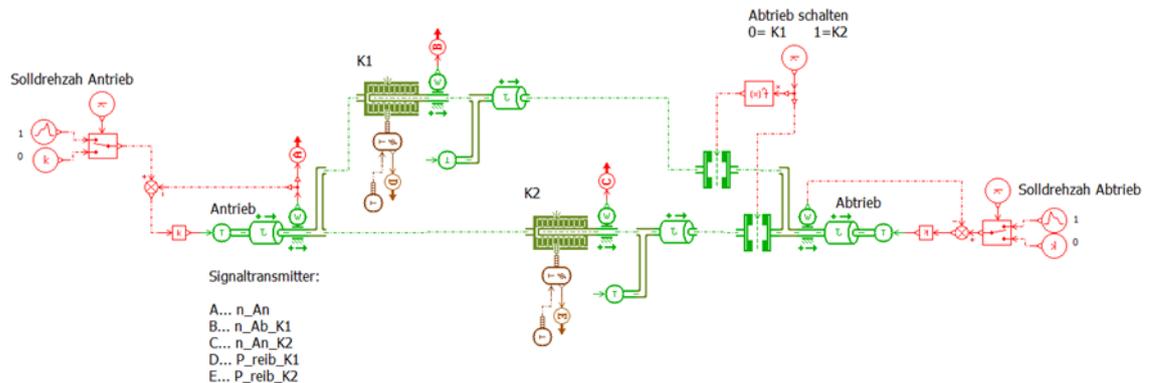


Abbildung 3.42: Modell der Doppelkupplung ohne Einzelsimulationen

Das Modell ermöglicht die Simulation von Schaltvorgängen mit überschneidender Betätigung und kann somit in eine Antriebsstrangsimulation integriert werden. Weiters ist dieses Modell als Streckenmodell für die Entwicklung des Kupplungsreglers verwendbar. Die Anordnung der Kupplungsmodelle und die Einleitung des Schleppmoments ist in Abbildung 3.42 dargestellt. Des Weiteren wird der Einfluss der radiale Anordnung der Kupplung über die Kopplung der thermischen Simulation vereinfacht berücksichtigt. Die äußere Kupplung K1 wird mit dem Kühlöl der Kupplung K2 durchströmt  $T_{\text{aus},K2} = T_{\text{ein},K1}$ .

Abbildung 3.43 zeigt die Übersicht der Gesamtsimulation mit den farblich gekennzeichneten Einzelsimulationen.

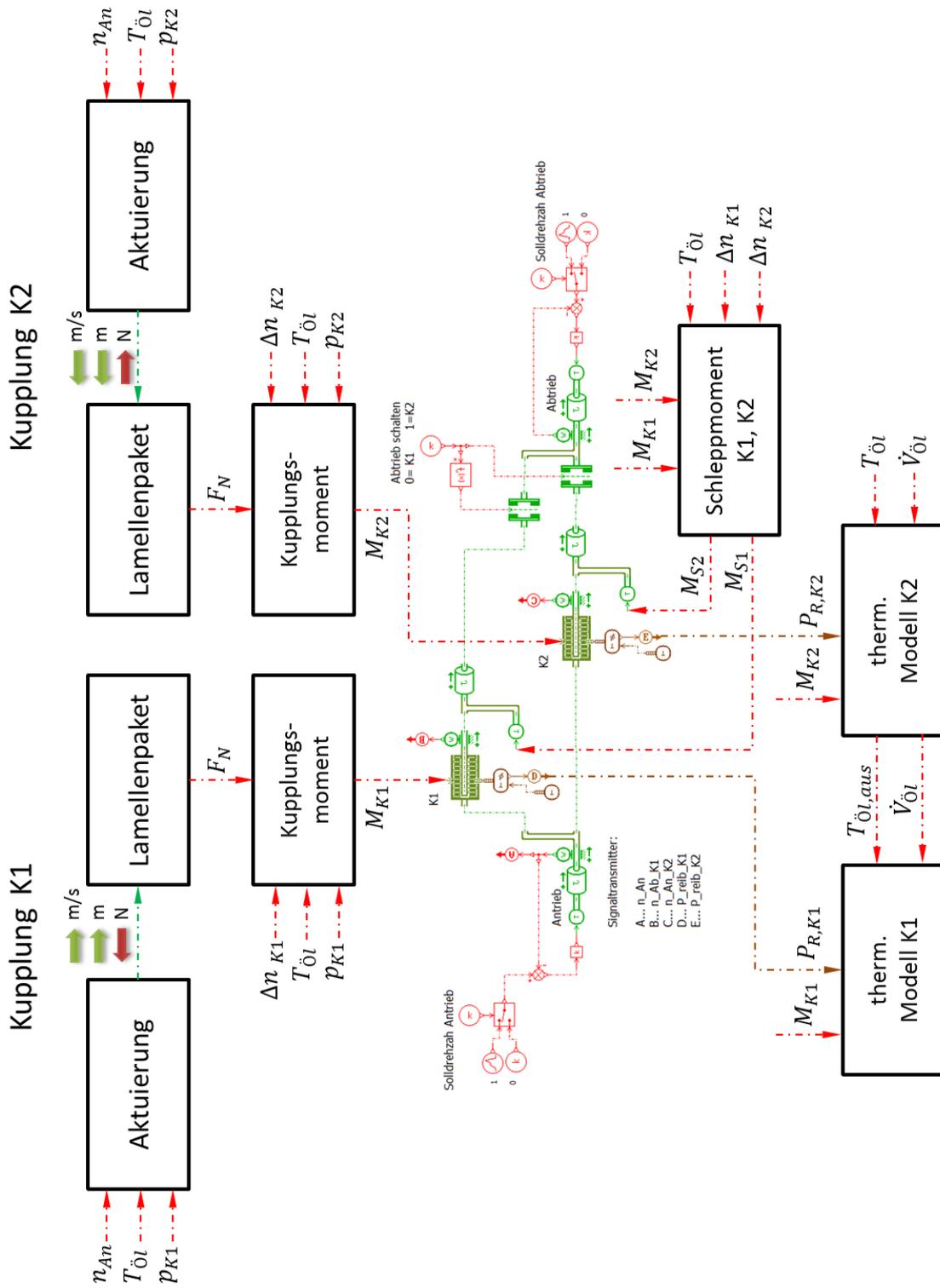


Abbildung 3.43: Modell der Gesamtsimulation

## 4 Skalierbare Einzelkupplung

Auf Basis des Doppelkupplungsmodells wird ein Modell einer skalierbaren, nassen Einzelkupplung abgeleitet. Die Skalierbarkeit der einzelnen Komponenten wird diskutiert und deren Umsetzung beschrieben. Um die Modularität des Modells zu erweitern, werden unterschiedliche Aktuierungskonzepte umgesetzt.

### 4.1 Ableitung der Einzelkupplung

Für die Darstellung einer einzelnen nassen Lamellenkupplung wird die Kupplung K1 als Basis gewählt. Die Kraftereinleitung des Kolbens sowie die Abstützung des Lamellenpakets liegen bei dieser Kupplung nahe am mittleren Reibradius. Ein Verkippen des Lamellenpakets und eine daraus resultierende, ungleichmäßige Flächenpressungsverteilung kann dadurch weitestgehend ausgeschlossen werden. Die verwendete Reibwertcharakteristik kann somit näherungsweise auf eine andere Reibflächengeometrie skaliert werden.

Folgende Modellkomponenten werden in weiterer Folge skalierbar ausgeführt:

- hydraulische Aktuierung, inkl. Rückstellmechanismus
- Lamellenpaket
- Kupplungsmoment
- Schleppmoment

Die Skalierung der Kupplung erfolgt im Wesentlichen durch Variation globaler Parameter. Deren Zugehörigkeit und die Vorgehensweise bei der Bedatung werden in den folgenden Kapiteln erläutert.

Eine realistische Skalierung des thermischen Modells ist auf Grund der Komplexität der physikalischen Zusammenhänge, ohne Abgleich mit Messungen, nicht möglich.

### 4.1.1 Hydraulischen Aktuierung

Als Modellschnittstelle der hydraulischen Aktuierung wird die Drehdurchführung definiert. Die Skalierung des Modells wird durch die Parametrierung von Geometrie, Masse, Steifigkeit, Reibungskräfte und Leckage der Drehdurchführung ermöglicht. Des Weiteren können die Eigenschaften der Rückstellfeder angepasst werden. In Tabelle 4.1 werden die Parameter der Aktuierung im Überblick dargestellt. Die Schreibweise gleicht jener des Simulationsmodells.

**Tabelle 4.1:** Parameter der hydraulischen Aktuierung

<b>Kolben der Aktuierung</b>			
Parameter	Bezeichnung	Einheit	Pos.
Da_K	Außendurchmesser Kolben	mm	1
Di_K	Innendurchmesser Kolben	mm	
Di_ausgl_K	Innendurchmesser Ausgleichsraum Kolben	mm	
Da_ausgl_K	Außendurchmesser Ausgleichsraum Kolben	mm	
D_inl_K	radiale Position des Ölkanals im Kolben	mm	
D_inl_ausgl_K	radiale Position des Ölkanals im Ausgleichsraum	mm	
F_R_konst	konstante Reibkraft	N	2
F_R_prop	druckproportionale Reibkraft	N/bar	
m_K	Kolbenmasse	kg	3
k_K	Kolbensteifigkeit	N/mm	4
<b>Rückstellfeder</b>			
Parameter	Bezeichnung	Einheit	Pos.
m_Feder	Masse Rückstellfeder	kg	5
F_0_Feder	Vorspannkraft Rückstellfeder	N	6
k_Feder	Federsteifigkeit	N/mm	

Die Variablen der Tabelle 4.1 sind in Positionen gegliedert und können exemplarisch folgendermaßen parametrisiert werden:

Pos. 1: Geometrie des Kolbens aus Erstdimensionierung als  $f(p_{\max}, F_{LP,erf})$

Pos. 2: Vorspannkraft der Dichtung und Reibbeiwert aus Herstellerdaten

z.B.:  $\mu_{NBR} = 0,45 - 0,6$ , oder aus Vergleichsmessungen

Pos. 3: Aus Geometrie abschätzen, oder aus CAD-Daten ermitteln

Pos. 4: Steifigkeit des Kolbens in FEM berechnen, oder am Prototypen messen

Pos. 5: Masse laut Herstellerangaben oder aus CAD-Daten

Pos. 6: Notwendige Vorspannkraft und Federsteifigkeit aus Erstdimensionierung

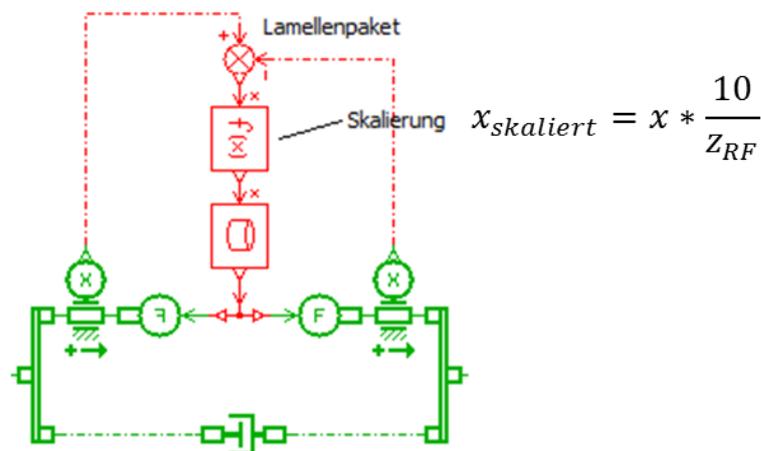
### 4.1.2 Lamellenpaket

Das Auslegungskriterium einer Kupplung ist das übertragbare Drehmoment. Um Dieses anforderungsgerecht dimensionieren zu können, stehen bei gewähltem tribologischen System und begrenzter Betätigungskraft die folgenden Parameter zur Verfügung:

- Reibflächenanzahl
- mittlerer Reibradius

Die diesbezügliche Skalierung des Modells wird über die in Tabelle 4.2 gelisteten Parameter (Pos. 1) ermöglicht. Die Dimensionierung einer nassen Lamellenkupplung wird an dieser Stelle nicht beschrieben.

Aus Sicht der Betätigung besteht das Lamellenpaket aus den seriell angeordneten Steifigkeiten: Stahl - Öl - Reibbelag. Eine Erhöhung der Reibflächenanzahl bewirkt dadurch eine geringere Steifigkeit des Lamellenpakets. Auf Basis der abgeglichen Lamellenpaketsteifigkeit der Kupplung K1 ( $z_{RF} = 10$ ) wird die Steifigkeit skaliert, sodass bei doppelter Reibflächenanzahl die Kraft  $F_{LP}$  die doppelte Komprimierung zur Folge hat. Abbildung 4.1 zeigt die Umsetzung in AMESim.



**Abbildung 4.1:** Skalierung der Lamellenpaketsteifigkeit in Abhängigkeit der Reibflächenanzahl  $z_{RF}$

Der Einfluss der Abstützung auf das Systemverhalten ist von der konstruktiven Umsetzung abhängig und wird mit den Parametern Pos. 3 bis 5 abgebildet.

**Tabelle 4.2:** Parameter zur Beschreibung von Lamellenpaket und Abstützung

<b>Lamellenpaket</b>			
Parameter	Bezeichnung	Einheit	Pos.
z_RF	Anzahl der Reibflächen	-	1
Ra_Reib	Außendurchmesser des Reibbelags	mm	
Ri_Reib	Innendurchmesser des Reibbelags	mm	
A_Reib	Reibfläche brutto	mm <sup>2</sup>	
k_NF	Nutflächenanteil	-	
d_oil	Dämpfung durch Ölauspressung	N/(mm/s)	2
<b>Abstützung</b>			
Parameter	Bezeichnung	Einheit	Pos.
k_Alt	Steifigkeit Außenlamellenträger	N/mm	3
L_Lüft	Leerhub (Summe Lüftspiel)	mm	4
k_Setz	Setzsteifigkeit Sicherungsring	N/mm	5
L_Setz	Hub durch Setzen	mm	

### 4.1.3 Kupplungsmoment

Die Reibcharakteristik der Kupplung K1 basiert auf Herstellerdaten und liegt als Funktion von Kupplungsdruck, Differenzdrehzahl und Temperatur vor. Um die Charakteristik, bei gleichbleibendem tribologischen System, universeller verwenden zu können, wird diese als Funktion von Flächenpressung, Differenzgeschwindigkeit und Temperatur dargestellt.

Dazu wird die im Modell auftretende Normalkraft im Lamellenpaket bei den Stützpunkten des Betätigungsdrucks ermittelt und die wirkende Flächenpressung nach Gl. 4.1 errechnet.

$$p_{F1} = \frac{F_{LP}}{A_{Reib} \cdot (1 - k_{NF})} \quad (4.1)$$

Die Umrechnung der Differenzdrehzahl  $\Delta n$  auf Differenzgeschwindigkeit  $\Delta u$  erfolgt über den Zusammenhang

$$\Delta \omega = \frac{\Delta n \cdot \pi}{30} = \frac{\Delta u}{r_m} \quad (4.2)$$

Im Simulationsmodell wird die auftretende Flächenpressung und die Differenzgeschwindigkeit anhand der in Tabelle 4.2, Pos. 1, gelisteten Parameter berechnet und der dazugehörige, Reibungskoeffizient ausgegeben.

Eine Skalierung des Modells über Reiblamellengeometrie ist somit in Bezug auf das Kupplungsmoment möglich.

#### 4.1.4 Schleppmoment

Wie in Kapitel 3.2.2 erläutert, sind die publizierten Simulationsansätze [5] des Schleppmoments in diesem Modell nicht zielführend. Die im Modell implementierte Schleppmomentsimulation ist nur bedingt skalierbar. Geometrische Änderungen der Lamellen sowie Variationen des Lüftspalts können nicht berücksichtigt werden, da die Simulation auf kupplungsspezifischen Messdaten basiert. Tabelle 4.3 listet die Versuchskonfiguration der Kupplung K1, für die Ermittlung der zugrunde liegenden Messdaten.

Eine Skalierung über die Reibflächenanzahl ist möglich, da unter der Voraussetzung einer gleichmäßigen Ölverteilung das Schleppmoment mit steigender Reibflächenanzahl linear zunimmt.

**Tabelle 4.3:** Konfiguration des Lamellenpakets

Parameter	Wert	Einheit
Anzahl der Reibflächen $z_{\text{RF}}$	10	-
Außendurchmesser des Reibbelags $r_{\text{a, Reib}}$	96	mm
Innendurchmesser des Reibbelags $r_{\text{i, Reib}}$	82	mm
Lüftspiel je RF $l_{\text{Lüft}}$	0,16	mm

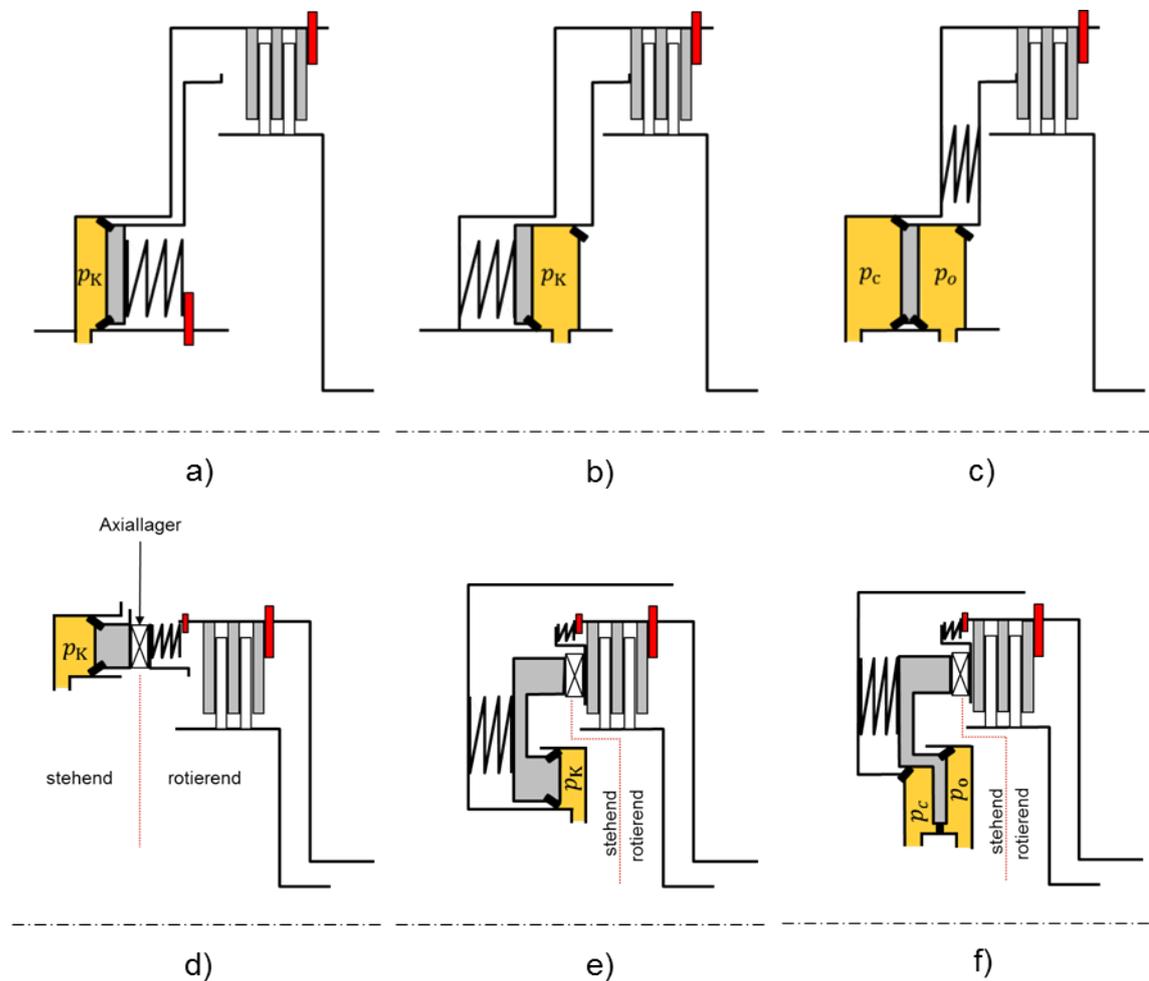
## 4.2 Aktuierungskonzepte

Im Basismodell der skalierbaren Einzelkupplung wurde die Aktuierung der DK übernommen. Dabei handelt es sich um eine hydraulische Betätigung mit rotierendem Kolben in „normally open“ Bauweise (NO). Um den Anwendungsbereich des Modells zu erweitern, wurden zusätzlich zum Aktuierungskonzept der Doppelkupplung folgende Konzepte Modelliert:

- hydraulisch
  - rotierender Kolben
    - \* normally closed (NC)
    - \* doppelwirkend, NC
  - stehender Kolben
    - \* normally open
    - \* normally closed
    - \* doppelwirkend, NC
- elektromechanisch mit Kugelrampe, NO

### 4.2.1 Hydraulische Aktuierungskonzepte

Abbildung 4.2 zeigt die Funktionsprinzipien der hydraulischen Aktuierungsvarianten im Überblick. Auf die konzeptspezifischen Eigenschaften wird in weiterer Folge eingegangen.



**Abbildung 4.2:** hydraulische Aktuierungskonzepte: 1) rotierender Kolben: a) NO, b) NC, c) doppelwirkend, NC; 2) stehender Kolben: d) NO, e) NC, f) doppelwirkend, NC

#### 4.2.1.1 Hydraulische Aktuierung mit rotierendem Kolben

Die Besonderheit dieser Varianten liegt darin, dass an die benachbarten Komponenten keine Axialkräfte übertragen werden. Der Kolben rotiert mit dem Außenlamellenträger auf einer gemeinsamen Nabe. Somit müssen keine Drehzahlunterschiede am Kontaktpunkt Kolben - Stahllamelle ausgeglichen werden und die Axialkräfte im System heben sich auf.

Die Hydraulikölzufuhr für die Betätigung und Kühlung der Kupplung erfolgt über eine Drehdurchführung. Diese verursacht Leckage- und Reibungsverluste.

normally closed

In Bezug auf die NO-Variante wirken die Betätigungs- und Federkraft gegensinnig auf den Kolben. So wird das maximal übertragbare Kupplungsmoment ausschließlich von der Federkraft bestimmt. Zum Öffnen der Kupplung muss die Schließfeder überwunden werden. Der Fliehkrafteinfluss auf den rotierenden Kolben verringert bei hohen Drehzahlen das übertragbare Drehmoment.

Aus Gründen der Energieeffizienz ist es sinnvoll diese Variante bei überwiegend geschlossenen Kupplungen zu verwenden. Nachteilig ist jedoch das Fail-Safe-Verhalten der Aktuierung zu erwähnen, da bei einem Fehlverhalten im Aktuierungssystem die Kupplung geschlossen wird. Dies kann zu einer ungewollten Beschleunigung oder Verzögerung des Fahrzeugs führen.

doppeltwirkend, NC

Die Funktionsweise der doppeltwirkenden Betätigung in NC Bauweise entspricht im Grunde der konventionellen NC-Variante. Hinzu kommt die hydraulische Druckbeaufschlagung der zweiten Kolbenseite. So ist das maximal übertragbare Drehmoment nicht durch die Federkraft limitiert. Bei Bedarf kann die Kupplung zusätzlich hydraulisch geschlossen werden.

Durch die geringere Federkraft der Schließfeder sind der zum Öffnen der Kupplung notwendige Druck und somit die Leckageverluste geringer.

#### **4.2.1.2 Hydraulische Aktuierung mit stehendem Kolben**

Bei der Kupplungsaktuierung mit stehendem Hydraulikkolben muss der Drehzahlunterschied im Kontaktpunkt Kolben - Stahllamelle durch ein Axiallager ausgeglichen werden. Die ausreichende Vorspannung dieses Wälzlagers ist in jedem Betriebszustand sicherzustellen. Die Axiallagerung verursacht, in Abhängigkeit der wirkenden Axialkraft und der Drehzahldifferenz, mechanische und hydraulische Verluste. Des Weiteren muss die wirkende Axialkraft über ein zusätzliches Bauteil, z.B.: das Gehäuse, abgestützt werden.

Im Vergleich zur Aktuierung mit rotierendem Kolben ist keine Drehdurchführung notwendig. Die daraus resultierenden Leckage- und Reibungsverluste entfallen. Ein drehzahlabhängiger Einfluss auf die Kraft im Lamellenpaket tritt bei stehendem Kolben nicht auf. Auf aufwendige, konstruktive Kompensationsmaßnahmen kann dadurch verzichtet werden.

Ein Überblick über die Ausführungsvarianten mit stehendem Kolben kann aus Abbildung 4.2 d), e) und f) gewonnen werden. Die charakteristischen Eigenschaften der Varianten NO, NC, doppeltwirkend-NC bleiben im Vergleich zum rotierenden Kolben unverändert. Bei den beiden letzteren Varianten muss jedoch im geöffneten Zustand der Kupplung die Vorspannung des Axiallagers, zwischen rotierender und stehender Komponente, sichergestellt werden,

z.B.: durch zusätzliche Feder. Dies führt bei geschlossener Kupplung zu einer Reduktion der Kraft im Lamellenpaket.

#### Umsetzung in AMESim

Das Modell basiert auf der Aktuierung mit rotierendem Kolben. Folgende Komponenten entfallen:

- Leckage der Drehdurchführung,
- Fliehkräfteinfluss
- und dadurch der Ausgleichsraum an der Kolbenrückseite

Zusätzlich wird das Modell um ein Axiallager zwischen Kolben und Lamellenpaket ergänzt. Das aus der Lagerstelle resultierende Verlustmoment wird in Anlehnung an die Berechnungsvorschrift des Lagerherstellers INA berechnet [17].

### **4.2.2 Elektromechanische Aktuierung**

Bei der elektromechanischen Kupplungsbetätigung erfolgt die Aktuierung über das Zusammenwirken von Elektromotor und mechanischen Komponenten. Sie findet häufig in Verteilergetrieben von Allradsystemen ihre Anwendung und besteht beispielhaft aus folgenden Komponenten:

- Elektromotor
- Übersetzungsgetriebe
- Kugelrampe
- Axiallager
- rotierende Druckplatte

Das Drehmoment des Elektromotors wird durch das Übersetzungsgetriebe erhöht und bewirkt eine Rotation des beweglichen Kugelrampenrings. Mit Hilfe der Kugelrampe wird die Rotation in eine axiale Translation umgewandelt. Die Kugelrampe setzt sich aus zwei Scheiben mit dazwischenliegenden Kugeln zusammen. Die Kugeln befinden sich in Laufrinnen mit definierter Steigung. Die Verdrehung der Scheiben zueinander bewirkt einen axialen Hub. Dieser komprimiert das Lamellenpaket in Abhängigkeit des anliegenden Drehmoments am beweglichen Kugelrampenring und des daraus resultierenden Verdrehwinkels.

Über die Gesamtsteifigkeit des Systems kann ein direkter Zusammenhang zwischen Verdrehwinkel der Kugelrampe und der auftretenden Kraft im Lamellenpaket hergestellt werden.

Für den optimalen Betrieb der Aktuierung sind der Gesamtwirkungsgrad der Aktuatorikette sowie deren Neigung zur Selbsthemmung von Bedeutung. Es muss ein Kompromiss zwischen minimalem Haltemoment und maximalem Aktuierungsmoment des Elektromotors gefunden werden. Aus diesem Grund werden die Komponenten der Aktuierung reibungsbehaftet modelliert.

Die Modellierung des Systems geschieht in Anlehnung an eine konkrete Verteilergetriebeaktuierung, wie sie in MAGNA-Produkten im Einsatz ist.

#### 4.2.2.1 Elektromotor

Als Standardmotor für diese Anwendung wird häufig ein bürstenloser Gleichstrommotor mit Permanentmagnetrotor eingesetzt. Ein detailliertes Modell des Brushless direct current – Motors (BLDC) ist für die Simulation des Gesamtsystems nicht erforderlich. Es ist ausreichend den Elektromotor als Gleichstrom – Motor (DC) mit gleicher Momentenkennlinie darzustellen. Die Umsetzung des Motormodells in AMESim ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Dabei wird der Motor über den Wicklungswiderstand, die Drehmomentkonstante, die Wicklungsinduktivität und die Temperaturabhängigkeit der Parameter definiert. Des Weiteren werden die Massenträgheit des Rotors und dessen mechanische Verluste in Abhängigkeit der Temperatur berücksichtigt.

Das geforderte Drehmoment wird über die am Motor anliegende Spannung geregelt, dabei darf der maximal auftretende Strom einen Grenzwert nicht überschreiten. Der Maximalstrom  $I_{\max}$  ist durch die thermische Belastbarkeit der Komponenten begrenzt.

Abbildung 4.3 zeigt die Drehmomentkennlinien eines beispielhaften Elektromotors in Abhängigkeit der Rotordrehzahl bei unterschiedlichen Versorgungsspannungen. Dabei ist ersichtlich, dass bei niedrigen Drehzahlen und hohen Versorgungsspannungen der Strom begrenzt wird und somit das Drehmoment konstant bleibt.

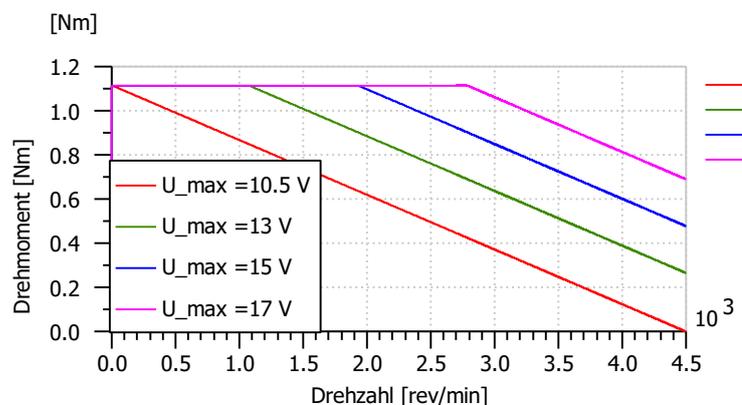


Abbildung 4.3: charakteristische Kennlinie eines Gleichstrommotors mit Stromlimitierung

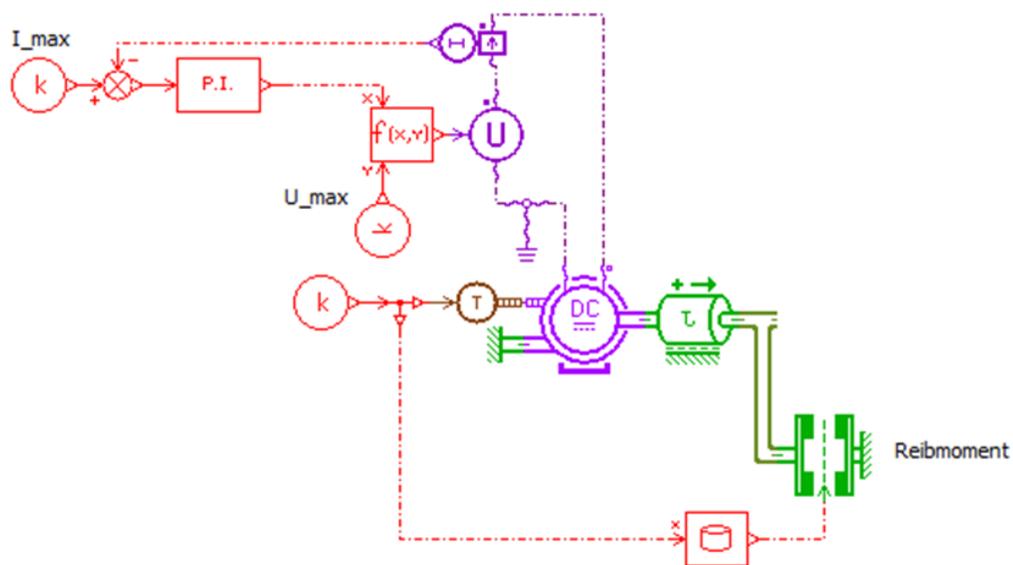


Abbildung 4.4: Modell eines Gleichstrommotors

#### 4.2.2.2 Übersetzungsgetriebe

Die Aufgabe des Übersetzungsgetriebes ist es, das vom Elektromotor gelieferte Drehmoment zu erhöhen. Die Höhe des notwendigen Drehmoments am Kugelrampenring  $M_{\text{Ring}}$  zum Erreichen des geforderten, übertragbaren Drehmoments an der Kupplung  $M_K$  ist im Wesentlichen von der Kugelrampensteigung und der Tribologie in der Kupplung abhängig.

Die notwendige, hohe Übersetzung zum Bereitstellen des geforderten Ringmoments kann durch ein mehrstufiges Stirnradgetriebe [7] oder durch ein Schraubradgetriebe erreicht werden. Im Modell wird die Variante Schraubradgetriebe umgesetzt.

Das modellierte Schraubradgetriebe ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Dabei wird die Schraubwelle mit dem Drehmoment des Elektromotors  $M_{\text{Motor}}$  beaufschlagt. Auf Grund des hohen Schrägungswinkels  $\beta_s$  der Schraubwelle kommt es zu einer Gleitbewegung im Zahnkontakt und daraus resultierend zu hohen Reibungsverlusten. Der niedrige Wirkungsgrad des Getriebes ermöglicht nach Erreichen des Sollmoments das Absenken des Motormoments bei gleichbleibendem Ringmoment.

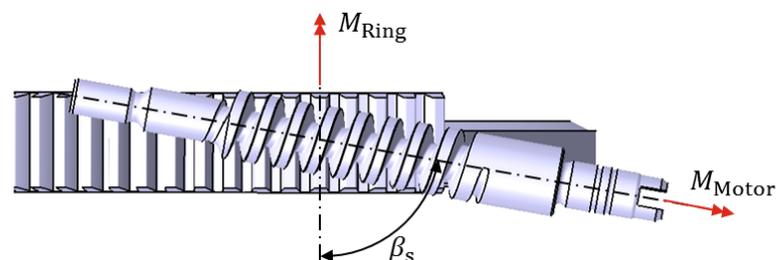


Abbildung 4.5: Schraubradgetriebe

Abbildung 4.6 zeigt das Modell des Schraubradgetriebes. Die auftretenden Drehmomente sowie die wirkende Reibung wird auf Basis der parametrisierten Daten, Übersetzungsverhältnis, Schrägungswinkel, Teilkreisdurchmesser und Reibbeiwert, berechnet. Das dynamische Verhalten wird durch die Massenträgheiten von Rad und Welle sowie die Torsionssteifigkeit der Welle modelliert.

Die Torsionssteifigkeit der Schraubwelle wurde mittels FEM berechnet. Die Welle wurde dazu am Kräfteinleitungspunkt Welle - Rad fest eingespannt und die tangentielle Verschiebung  $s$  an der Motoraufnahme, mit dem Radius  $r$ , unter Drehmomentbeaufschlagung ermittelt. Die Torsionssteifigkeit der Welle  $k_\varphi$  errechnet sich aus dem Verhältnis Drehmoment  $M_{\text{Motor}}$  zu Verdrehwinkel  $\Delta\varphi$ .

$$k_\varphi = \frac{M_{\text{Motor}}}{\Delta\varphi} = \frac{M_{\text{Motor}}}{\frac{s}{r} \cdot \frac{180}{\pi}} \quad (4.3)$$

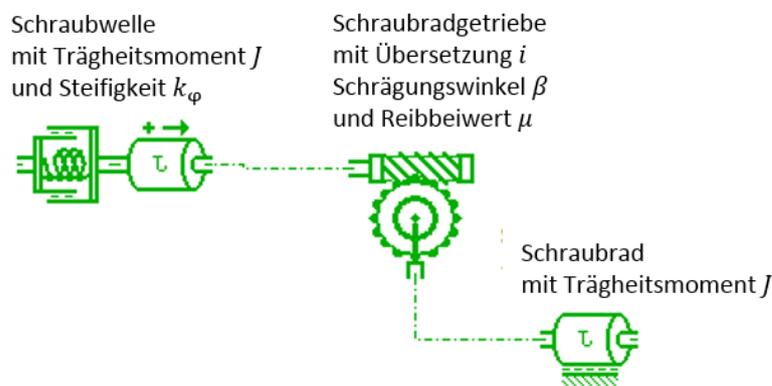


Abbildung 4.6: Modell des Schraubradgetriebes

#### 4.2.2.3 Kugelrampe

Die Kugelrampe besteht aus zwei Scheiben mit dazwischenliegenden Kugeln als Wälzkörper. In den Scheiben befinden kreisbogenförmige Laufflächen mit definierter Steigung. Bei Verdrehung einer Scheibe legt diese an der radialen Position der Lauffläche einen tangentialen Weg  $x_{\text{tang}}$  zurück und bewirken auf Grund der Steigung in den Laufflächen einen axialen Hub  $x_{\text{axial}}$ .

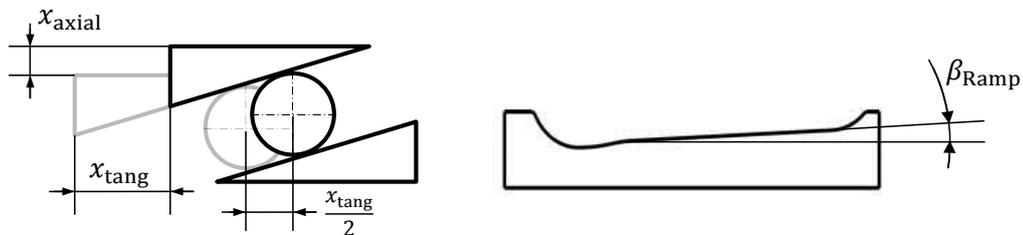


Abbildung 4.7: Funktionsweise der Kugelrampe; Kontur der Laufrinne

In Abhängigkeit der Laufbahnkontur ist der axiale Hub eine Funktion des Verdrehwinkels der Scheibe  $\varphi_{\text{Ramp}}$ . Abbildung 4.7 zeigt schematisch die Funktionsweise der Kugelrampe und die Kontur der zu modellierenden Laufbahn. Die gezeigte Kontur bewirkt bei geöffneter Kupplung ein erhöhtes Lüftspiel. Erst nach Überwinden des Leerhubs geht die Kontur in eine konstante Rampensteigung  $\beta_{\text{Ramp}}$  über.

Für die Modellbildung wurde die Rotation des Kugelrampenrings in eine translatorische Bewegung am Radius der Laufbahn  $r_{\text{Ramp}}$  umgerechnet. Die Kugelrampe wird über ein Kontaktmodell mit zwei in Berührung stehenden Geometrien modelliert. Die Geometrie 1 stellt die Kugel dar. Die Geometrie 2 definiert die Kontur der Laufbahn. Beide Geometrien besitzen eine Steifigkeit. In ihrer Kontaktstelle herrscht Reibung auf Grund der wirkenden Normalkraft. Das Modell berechnet die axiale Verschiebung der Geometrie 1 in Abhängigkeit der tangentialen Position der Geometrie 2. Die Endanschläge des Aktuierungsbereichs sind über Feder - Dämpfer Elemente definiert. Das Massenträgheitsmoment des Kugelrampenrings ist bereits im Modell des Schraubradgetriebes berücksichtigt. Die Massenträgheit des Rings, resultierend aus der axialen Translation, wird durch eine Masse berücksichtigt. Die durch den Axialhub entstehende Kraft im Lamellenpaket ist abhängig von der Systemsteifigkeit der Kupplung.

Durch die Funktionsweise der Kugelrampe, vgl. Abbildung 4.7, wird deutlich, dass die Verschiebung einer Lauffläche um den tangentialen Weg  $x_{\text{tang}}$  eine Positionsänderung der Kugel von  $x_{\text{tang}}/2$  bewirkt. Der Aktuierungsweg des Kugelrampenrings ist somit doppelt so lang wie die Laufbahn einer Kugel. Da im Modell nur ein Kontakt Kugel-Laufbahn abgebildet wird, müssen die Abmaße der Laufbahnkontur verdoppelt werden.

Abbildung 4.8 zeigt die definierten Geometrien und die Modellierung in AMESim. Entsprechend der Kugelanzahl wird das Kontaktelement in Reihe gesetzt.

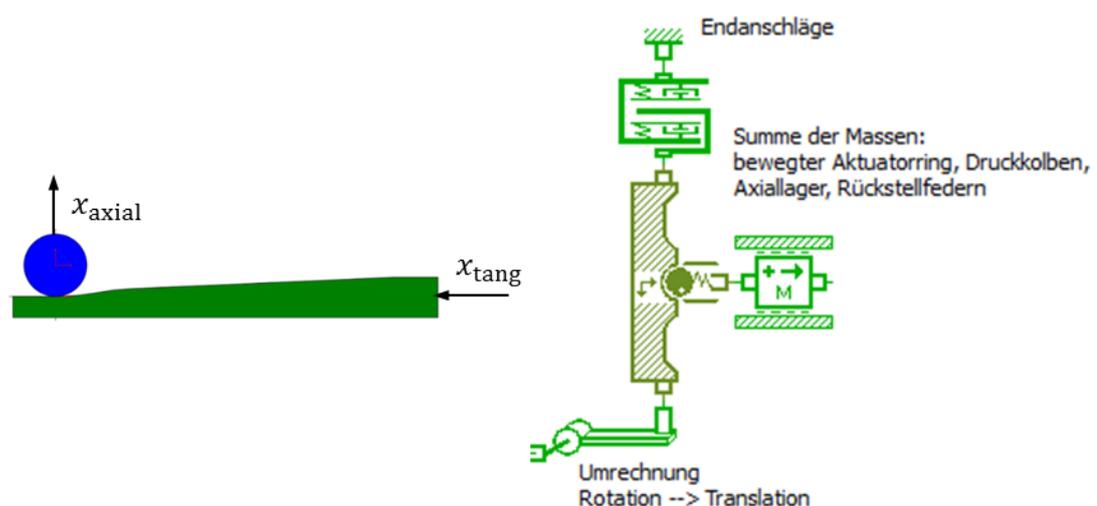


Abbildung 4.8: Modell der Kugelrampe

#### 4.2.2.4 Axiallager zwischen Kugelrampe und rotierender Druckscheibe

Die Druckscheibe stellt das Verbindungsglied zwischen Kugelrampe und Lamellenpaket dar. Je nach konstruktiver Ausführung rotiert sie mit der Drehzahl des Außen-, oder Innenlamellenträgers. Um die Drehzahldifferenz zwischen Kugelrampe und rotierender Druckscheibe bei hohen Axialkräften ausgleichen zu können, ist ein Axialnadellager vorgesehen.

Es ist zu beachten, dass das im Lager auftretende Reibmoment das Drehmoment am Kugelrampenring  $M_{\text{Ring}}$  je nach Einbausituation erhöht oder reduziert.

Das für die Simulation verwendete Lagermodell ermöglicht die Rotation beider Laufflächen und berechnet hydraulische und mechanische Verluste in Anlehnung an die Berechnungsvorschrift der Firma INA [17]. Die zu parametrierenden Kenngrößen sind dem Lagerkatalog entnommen.

### 4.3 Vergleich von elektrohydraulischer und elektromechanischer Aktuierung an einem konkreten Beispiel

Der Vergleich soll das Öffnungs- und Schließverhalten sowie den Energiebedarf zweier Varianten gegenüberstellen. Zu diesem Zweck wird die Simulation der Aktuierungsvarianten

- elektrohydraulisch mit stehendem Kolben, NO
- elektromechanisch mit Kugelrampe, NO

an einem von MAGNA Powertrain entwickelten Verteilergetriebe umgesetzt. Somit kann das Modell auf Basis von CAD- und Messdaten parametriert, bzw. abgeglichen werden.

#### 4.3.1 Modellierung der Verteilergetriebekupplung

Die Lamellenkupplung des Verteilergetriebes ist auf ein maximal übertragbares Kupplungsmoment von  $M_{K,\text{max}} = 1300 \text{ Nm}$  ausgelegt und überträgt dieses bei betätigter Kupplung über 18 Reibflächen an die Vorderachse.

Die für die Modellbildung notwendigen Daten des Schraubradgetriebes, der Lagerung, der Kugelrampe, der Rückstellfeder und des Lamellenpakets sind aus Konstruktionszeichnungen und CAD-Daten entnommen.

Anhand von Messungen des Kupplungsmoments  $M_K$  in Abhängigkeit des Verdrehwinkels der Kugelrampe  $\varphi_{\text{Ramp}}$  kann unter Einbeziehung der Reibwertcharakteristik und der Kugelrampensteigung  $\beta_{\text{Ramp}}$  auf die Systemsteifigkeit der Kupplung  $F_{\text{LP}} = f(x_{\text{LP}})$  geschlossen

werden, vgl. Abbildung 4.9.

$$F_{LP} = \frac{M_K}{\mu r_m z_{RF}} \quad (4.4)$$

$$x_{LP} = \frac{\pi \cdot \varphi_{Ramp}}{180} \cdot r_{Ramp} \cdot \tan\left(\frac{\pi \cdot \beta_{Ramp}}{180}\right) \quad (4.5)$$

Die Systemsteifigkeit umfasst dabei die Einzelsteifigkeiten von Kugelrampe, Axiallager, Druckscheibe, Lamellenpaket, Außenlamellenträger und Abstützungen.

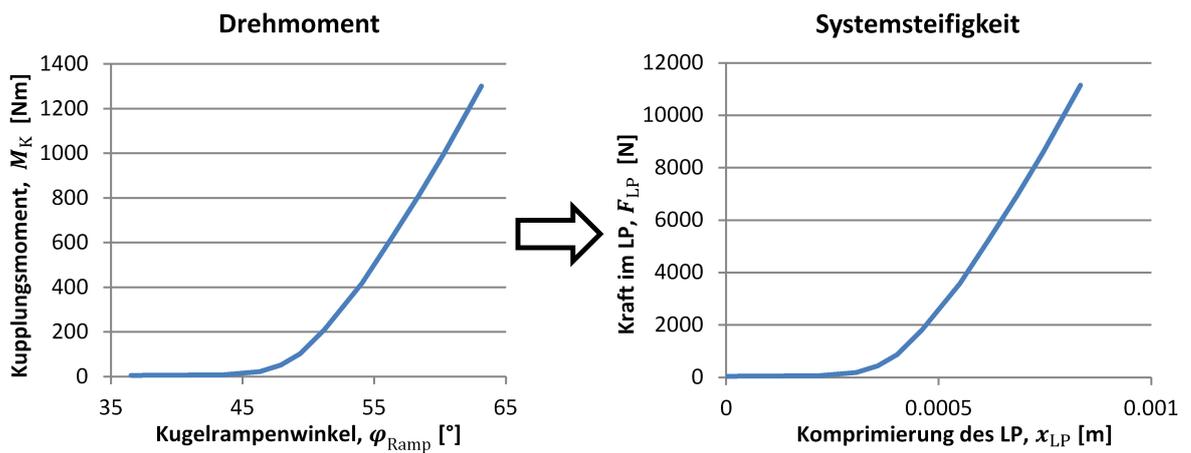


Abbildung 4.9: Umrechnung der Drehmomentenmessung auf die Systemsteifigkeit

### 4.3.2 Gesamtsystem elektromechanische Aktuierung

Das Gesamtmodell der elektromechanischen Aktuierung basiert auf den in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Einzelmodellen und dem Modell der Verteilergetriebekupplung. Der Elektromotor wird bei einer maximalen Spannung von  $U_{\max} = 10,5 \text{ V}$  betrieben.

Im Betrieb des Verteilergetriebes wird vom Fahrdynamikregler des Fahrzeuges ein übertragbares Moment gefordert. Das geforderte Drehmoment wird anhand einer hinterlegten Kennlinie in den dafür notwendigen Verdrehwinkel der Kugelrampe umgelegt. Die Änderung der Kennlinie in Abhängigkeit von Lamellenverschleiß, Temperatur und Differenzdrehzahl wird im realen Betrieb kompensiert. Diese Kompensation ist in der Simulation nicht erforderlich.

Die Regelung des Kupplungsmoments erfolgt durch eine Lageregelung der Elektromotorwelle. Die geforderte Lage errechnet sich durch Multiplikation des geforderten Verdrehwinkels  $\varphi_{Ramp}$  mit dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes.

In der Simulation dient die Differenz zwischen Sollwinkel und Elektromotorwinkel als Eingangsgröße für die Regelung. Der zum Erreichen und Halten der Lage notwendige Strom des Elektromotors wird geregelt. Dabei werden Spannung und Strom auf ein bauteilbeding-

tes Maximum limitiert. Auf Grund der Wirkungsgradkette kann der Strom nach Erreichen der Lage, bei gleichbleibendem Kupplungsmoment, abgesenkt werden. Durch einen geringen Haltestrom sinken der Energiebedarf und die Belastung der Motorelektronik.

Abbildung 4.10 zeigt den Verlauf des Aktuatorstroms bei einem Sollmomentensprung von 0 auf 1300 Nm. Nach Erreichen des Sollmoments wird der Aktuatorstrom von 16 A auf 6 A reduziert

Die Regelung wurde in AMESim unter Verwendung von PID-Reglern mit variablen Koeffizienten umgesetzt und für die Punkte  $M_{\text{soll}} = 300, 600$  und  $1300$  Nm abgeglichen.

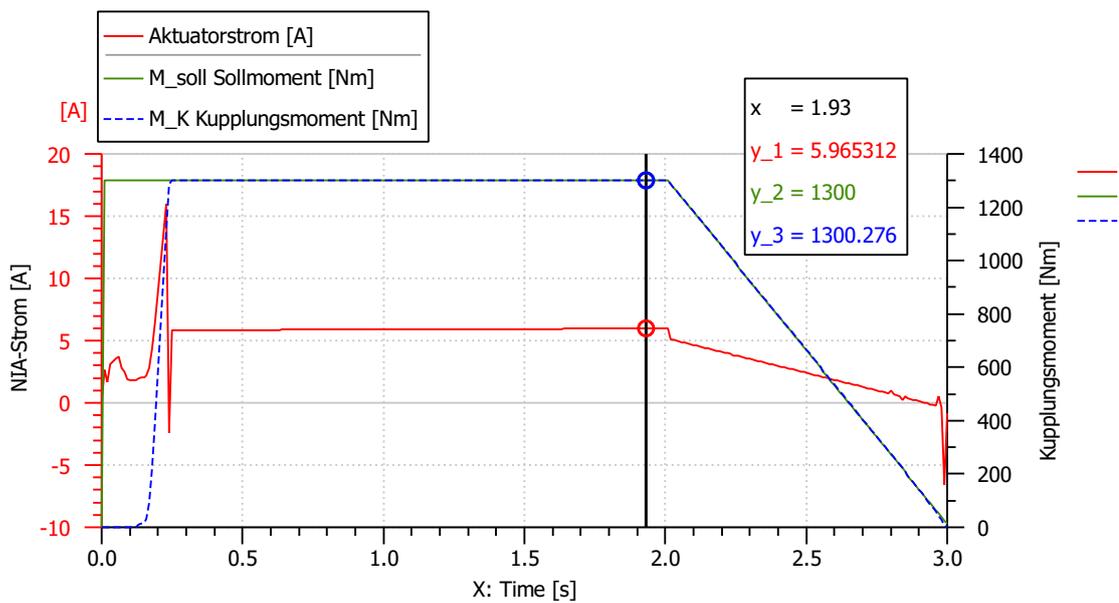


Abbildung 4.10: Aktuatorstrom zum Erreichen und Halten des Sollmoments

### 4.3.3 Gesamtsystem hydraulische Aktuierung

Das beschriebene Modell der Verteilertriebekupplung wird mit dem Modell eines hydraulisch betätigten, stehenden Kolbens erweitert, vgl. Kapitel 4.2.1.2. Die Parametrierung des Kupplungsmodells bleibt gegenüber dem Gesamtmodell der elektromechanischen Aktuierung gleich.

Die Geometrie des Hydraulikkolbens wurde anhand des zur Verfügung stehenden Bauraums definiert und die Masse des Kolbens abgeschätzt. Die Reibungsparameter sowie die Hydraulikkanäle sind vom Modell der Kupplung K1 übernommen. Zum Übertragen des maximalen Kupplungsmoments ist somit ein Druck  $p_{K, \text{max}} = 28$  bar erforderlich.

Um das Modell der hydraulischen Aktuierung für eine energetische Bewertung verwenden zu können, ist es notwendig die Druckbereitstellung sowie die Druckregelung in die Simulation

aufzunehmen. Ein diesbezügliches Modell wurde übernommen und adaptiert. Der Aufbau in AMESim ist in Abbildung 4.11 gezeigt. Er umfasst einen Tank (1), die Druckerhöhung durch eine Flügelzellenpumpe (2), einen Filter (3), ein Rückschlagventil (4), einen Druckspeicher (5), ein Überdruckventil (6) und ein 3/3-Wege-Proportionalventil mit integrierter Regelung (7) mit welchem der Druck im Zylinder geregelt wird.

Die Pumpe erhöht den Speicherdruck von 40 auf 60 barA. Auf Grund von Aktuierungsvorgängen und Leakage im Proportionalventil sinkt der Druck im Speicher. Wenn Dieser 40 barA unterschreitet, wird er erneut geladen. Die technischen Daten der Pumpe wurden übernommen und sind in Tabelle 4.4 angeführt. Die Wirkungsgrade werden konstant angenommen.

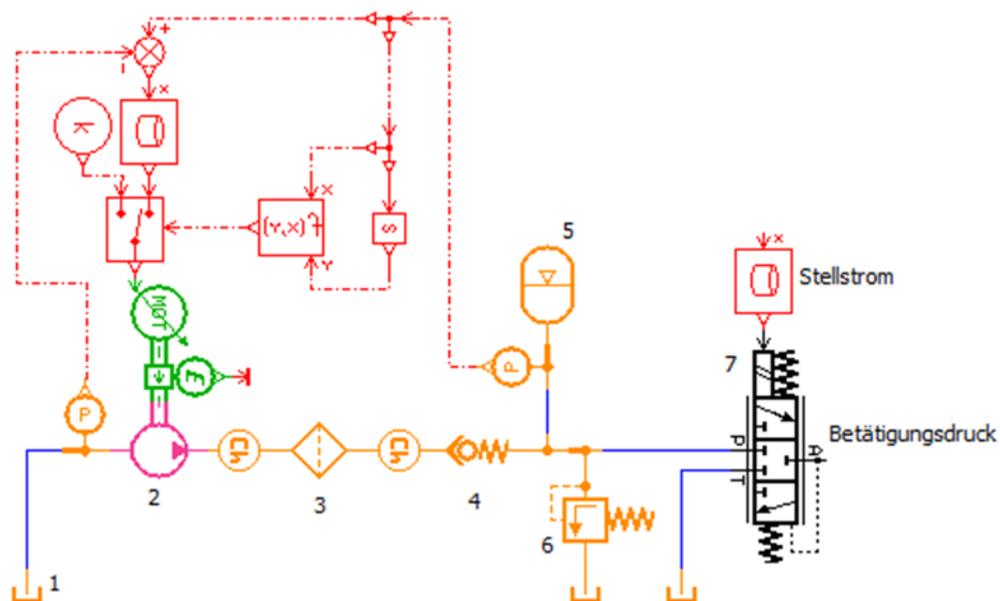


Abbildung 4.11: Druckerzeugung und Regelung

Tabelle 4.4: Technischen Daten der Pumpe

Parameter	Wert	Einheit
Schluckvolumen	1	$\frac{\text{cm}^3}{\text{U}}$
mechanischer Wirkungsgrad $\eta_{\text{mech}}$	0.76	-
volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_{\text{vol}}$	0.84	-
Drehzahl bei $\Delta p = 0$ bar	4000	$\frac{\text{U}}{\text{min}}$
Drehzahl bei $\Delta p = 70$ bar	2000	$\frac{\text{U}}{\text{min}}$

Der Stellstrom des Proportionalventils wird gesteuert. Das Kupplungsmoment kann anhand der statischen Steuerkennlinie des Ventils und der statischen Momentenkennlinie, Kupplungsmoment über Betätigungsdruck, in ausreichender Genauigkeit gesteuert werden. Die Hystereseeinflüsse bei öffnender und schließender Kupplung werden dabei berücksichtigt.

#### 4.3.4 Vergleichsdurchführung

##### 4.3.4.1 Vergleich des Öffnungs- und Schließverhaltens

Für die Bewertung des Öffnungsverhaltens wird die Dauer des Drehmomentabfalls im Fehlerfall verglichen. Das bedeutet, das System wird bei maximal betätigter Kupplung stromlos und öffnet auf Grund der Kraft im Lamellenpaket und der Rückstellmechanismen. Die Rückstellfederkraft ist in beiden Systemen gleich.

Das Schließverhalten wird anhand der in Abbildung 4.12 gezeigten Drehmomentvorgabe verglichen. Dabei wird die sprunghafte Drehmomenterhöhung auf  $M_{k,max}$  bei geöffneter und bei bereits geschlossener Kupplung ( $M_K = 80 \text{ Nm}$ ) simuliert.

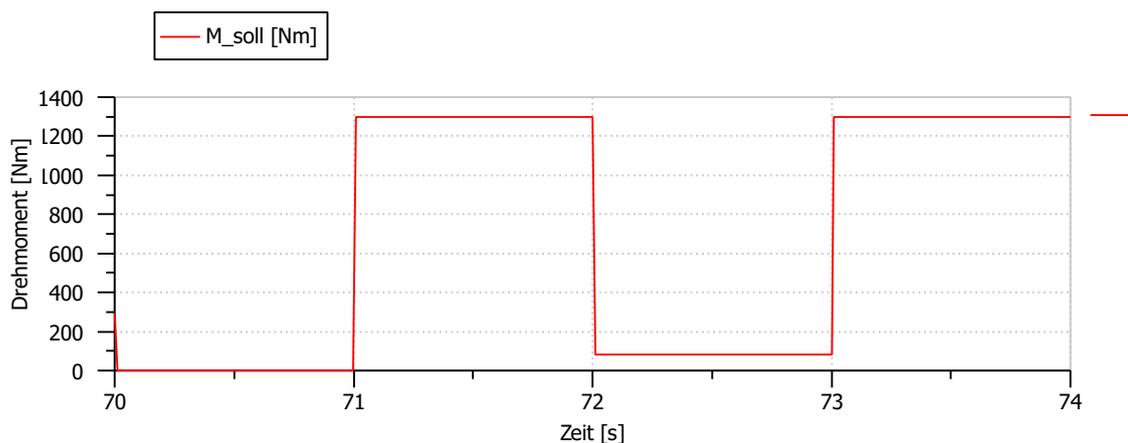
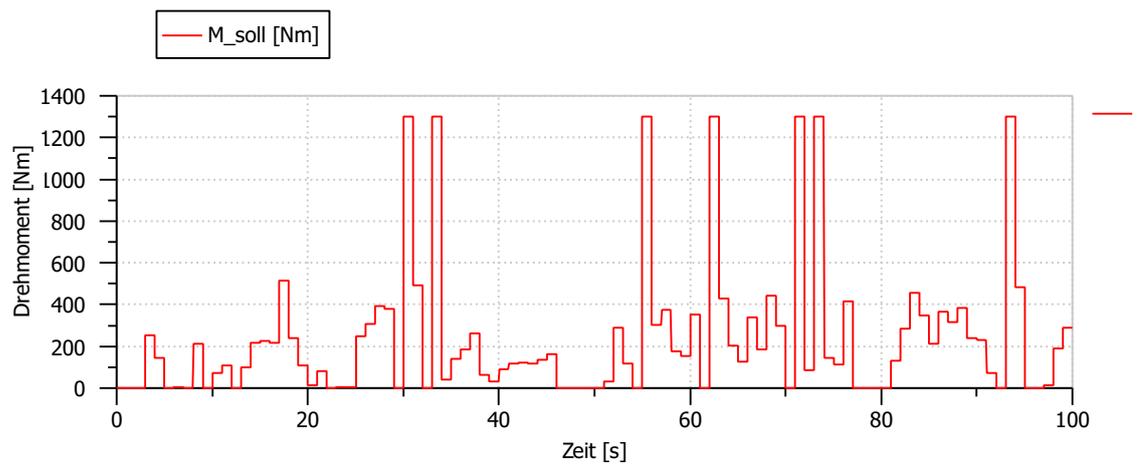


Abbildung 4.12: Sollmomentvorgabe bei der Simulation des Schließverhaltens

##### 4.3.4.2 Vergleich des Energiebedarfs

Um einen energetischen Vergleich der Aktuierungssysteme durchführen zu können, wird über einen Zeitraum von 500 Sekunden ein definiertes Sollmoment geregelt. Das Sollmoment wird einmal pro Sekunde definiert und liegt zwischen null und dem maximalen Kupplungsmoment. Es basiert auf einer Fahrdynamiksimulation in welcher die Fahrt auf den Großglockner nachgestellt wird. Abbildung 4.13 zeigt einen exemplarischen Ausschnitt des Sollmomentenverlaufs, welcher wiederholt durchfahren wird.



**Abbildung 4.13:** Sollmomentvorgabe bei der Simulation des Energiebedarfs

Beim Vergleich werden die Leistungsaufnahmen des elektrischen Aktuators und der elektrischen Hydraulikpumpe, bzw. die zeitliche Integration der Leistung, gegenübergestellt. Daraus können die maximale Boardnetzbelastung sowie der Gesamtenergiebedarf der Aktuierung im simulierten Zeitraum ermittelt werden.

## 5 Resultate

### 5.1 Thermische Belastung der Doppelkupplung bei kriechendem Fahrzeug

Wie einleitend beschrieben, kann der Fahrzustand „Kriechen“ in zäh fließendem Verkehr erforderlich sein. Dabei wird die Kupplung K1 teilweise im Dauerschlupf betrieben. Die thermische Belastung der Kupplung kann anhand der thermischen Simulation beurteilt und damit ein notwendiger Kühllölvolumenstrom definiert werden. Dazu werden das übertragene Kupplungsmoment sowie die An- und Abtriebsdrehzahl der Kupplung, in Anlehnung an eine Fahrt durch eine Metropole mit einem Hybridfahrzeug, vorgegeben, vgl. Abbildung 5.1. Dabei wird der Verbrennungsmotor bei  $n_{An} = 1600$  U/min betrieben, um den Akku zu laden und das Fahrzeug anzutreiben. Die maximal auftretende Reibleistung  $P_{R,max}$  liegt im Bereich von 15 kW (peak).

Die Simulation, zur Ermittlung der maximal auftretenden Temperaturen, wurde bei folgenden Randbedingungen durchgeführt:

- Sumpftemperatur  $T_{\text{Öl,Sumpf}} = 120$  °C
- Kühllölvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{Öl}} = 3 \frac{1}{\text{min}}$

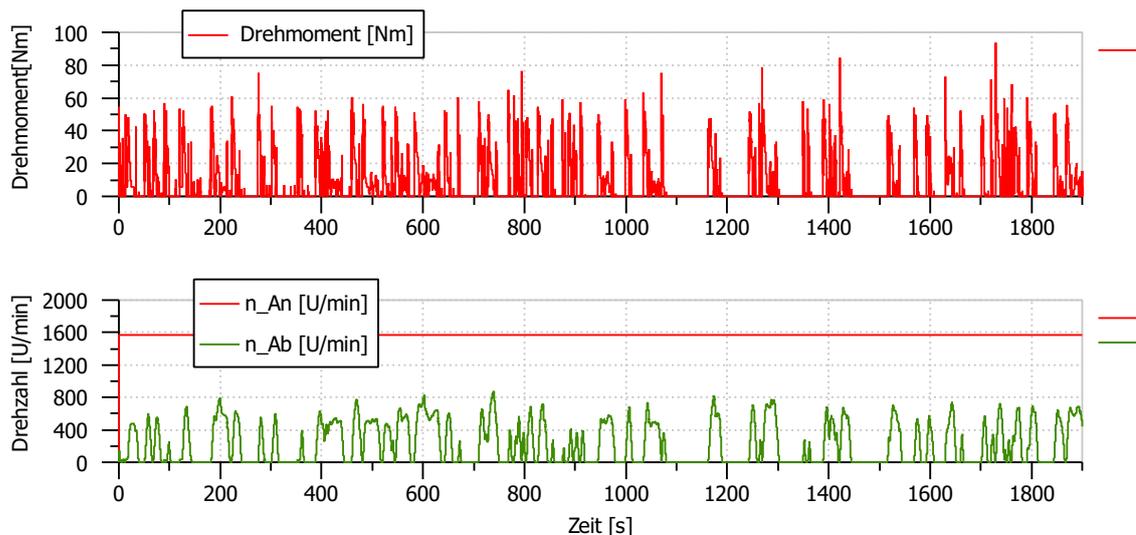
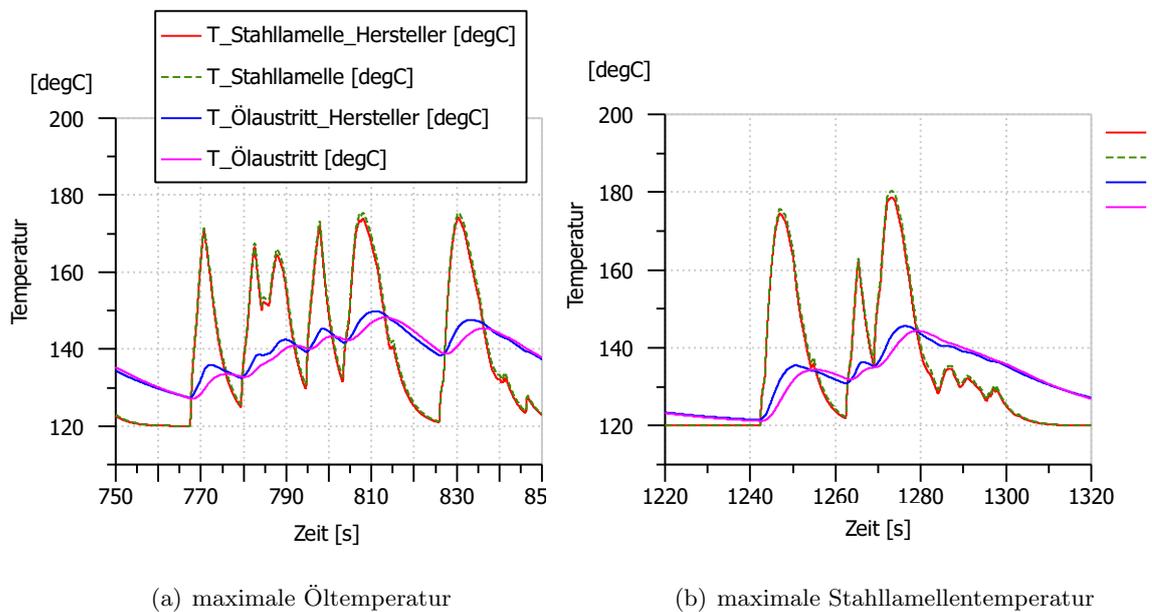


Abbildung 5.1: Anforderungen an die Kupplung beim „Kriechen“ durch eine Metropole



**Abbildung 5.2:** Ergebnisse der thermischen Simulation

Die in Abbildung 5.2 dargestellten Ergebnisse der Simulation zeigen, dass bei der definierten Belastung ein Kühllölvolumenstrom von  $\dot{V}_{\text{Öl}} = 3 \frac{1}{\text{min}}$  ausreicht, um die Temperaturen von Öl und Stahllamelle in den geforderten Grenzen zu halten, vgl. Tabelle 3.5. Die maximale Öltemperatur (Abbildung 5.2a) tritt dabei nicht zwingend gemeinsam mit der maximalen Stahllamellentemperatur (Abbildung 5.2b) auf.

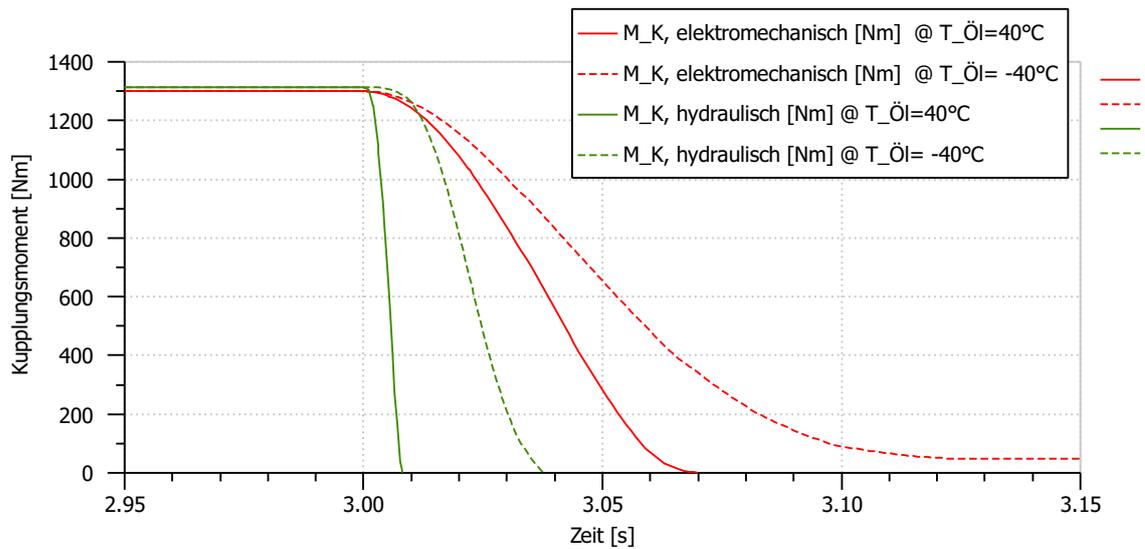
Des Weiteren ist der Vergleich zwischen dem Simulationsmodell des Kupplungsherstellers und des in AMESim umgesetzten Modells abgebildet.

## 5.2 Öffnungs- und Schließverhalten der Aktuierungssysteme

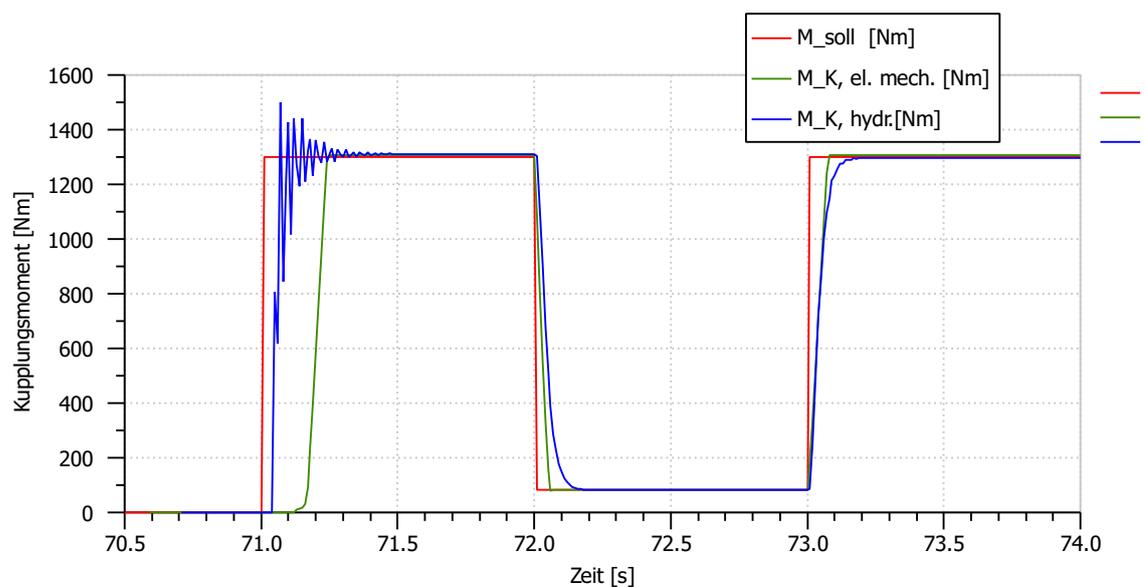
Die gezeigten Ergebnisse basieren auf der in Kapitel 4.3.4.1 beschriebenen Simulationdurchführung.

Abbildung 5.3 zeigt den Abbau des Kupplungsmoments der elektromechanischen und der hydraulischen Aktuierung im stromlosen Zustand. Es ist zu erkennen, dass die elektromechanische Aktuierung auf Grund deren Wirkungsgradkette langsamer öffnet. Die Temperaturabhängigkeit des Öffnungsvorgangs liegt in der Viskosität des Öls begründet. Dabei ist anzumerken, dass viskose Reibungs- und Verdrängungsvorgänge im Schraubradgetriebe und in der Kugelrampe nicht berücksichtigt sind.

Die Simulation wurde bei stehendem Lamellenpaket durchgeführt. Dieser Zustand beschreibt den ungünstigsten Fall bezüglich der Öffnungszeit des elektromechanischen Systems, da ein



**Abbildung 5.3:** Abbau des Kupplungsmoments im stromlosen Zustand



**Abbildung 5.4:** Simulation des Schließverhaltens

Verlustmoment im Axiallager zusätzlich öffnend auf die Kugelrampe wirken würde, vgl. Kapitel 4.2.2.4.

Abbildung 5.4 zeigt das Schließverhalten der beiden Systeme. Bei dem Momentensprung  $0 \rightarrow 1300$  Nm ist zu erkennen, dass der Leerhub der Aktuierung, resultierend aus dem Lüftspiel, im elektromechanischen System langsamer überwunden wird. Dieser Effekt ist auf die Drehmomentkennlinie des Elektromotors zurückzuführen. Das Überschwingen des

hydraulischen Systems liegt an der Massenträgheit der bewegten Komponenten und kann eventuell über die Regelung vermieden werden.

Bei dem Momentensprung  $80 \rightarrow 1300 \text{ Nm}$  muss kein Leerhub überwunden werden. Die Aktuierungsgeschwindigkeit der Systeme ist vergleichbar, wobei im elektromechanischen System das Sollmoment schneller geregelt wird.

### 5.3 Energiebedarf der Aktuierungssysteme

Der Vergleich des Energiebedarfs der Aktuierungssysteme wurde, wie in Kapitel 4.3.4.2 beschrieben, durchgeführt.

Die Abbildungen 5.5 und 5.6 zeigen die Genauigkeit der, in den Modellen umgesetzten, Sollmomentenregelung. Die Abweichungen vom Sollmoment sind bei beiden Varianten tolerierbar. Wird die hydraulische Variante aus dem unbetätigten Zustand aktuiert, kommt es zum Überschwingen des Kupplungsmoments.

Abbildung 5.7 bis 5.10 zeigen den Vergleich der Varianten hinsichtlich Energieverbrauch und elektrischer Leistungsaufnahme bei einer Hydrauliköltemperatur  $T_{\dot{O}1} = 40^\circ\text{C}$  und  $T_{\ddot{O}1} = 80^\circ\text{C}$ .

Das hydraulische System erhöht den Speicherdruck zu Beginn des Zyklus von 40 auf 60 barA. Sobald der Druck im Speicher unter 40 barA sinkt, lädt dieser von neuem. Daher ist der Vergleich des Energieverbrauchs, anhand der vertikalen Messlate, nur unmittelbar vor einem Ladevorgang aussagekräftig.

Der Vergleich der Systeme bei  $T_{\dot{O}1} = 40^\circ\text{C}$  zeigt, dass der Energiebedarf des hydraulischen Systems im Zyklus um 21% höher ist. Beim Befüllen des Druckspeichers tritt eine maximale Leistungsaufnahme von 310 W für 1,6 Sekunden auf. Die Leistungsaufnahme des elektromechanischen Systems beschränkt sich auf maximal 190 W und tritt nur kurzzeitig für 0,1 Sekunden auf.

Die Simulation bei  $T_{\ddot{O}1} = 80^\circ\text{C}$  zeigt, dass der Energiebedarf beider Systeme mit steigender Temperatur steigt. Jedoch liegt der Bedarf des hydraulischen Systems um 113% über dem des elektromechanischen Systems. Die Temperaturabhängigkeit des Energiebedarfs ist im hydraulischen System auf die Ölviskosität und die davon abhängige Leckage im Proportionalventil zurückzuführen. Die Leckage im System hat ein reduziertes Befüllungsintervall des Druckspeichers zur Folge.

Im elektromechanischen System sinken bei steigender Temperatur die Verluste in der Aktuierungskette, wodurch der notwendige Haltestrom am Elektromotor und somit der Gesamtenergiebedarf steigt.

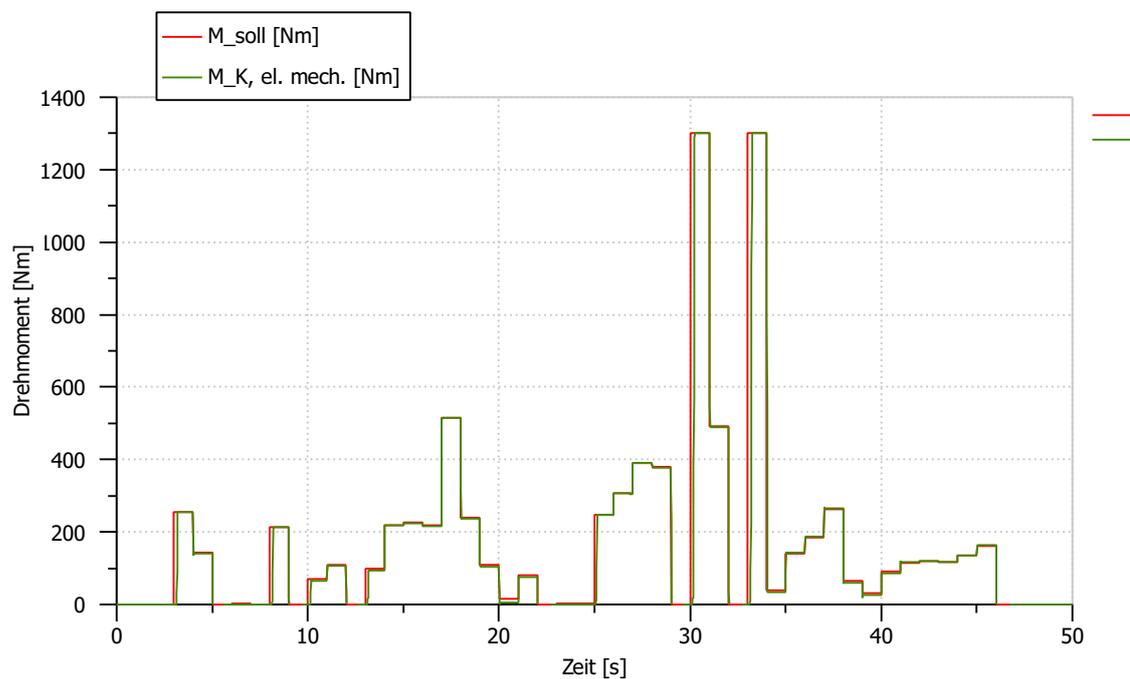


Abbildung 5.5: geregtes Kupplungsmoment des elektromechanischen Systems

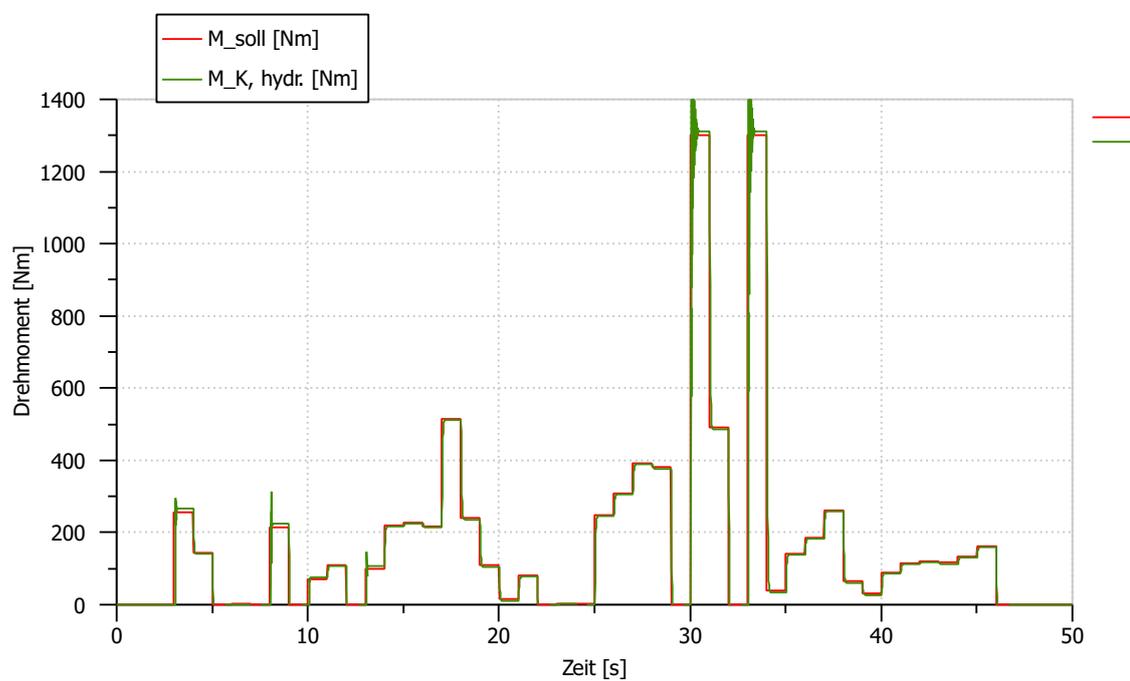


Abbildung 5.6: geregtes Kupplungsmoment des hydraulischen Systems

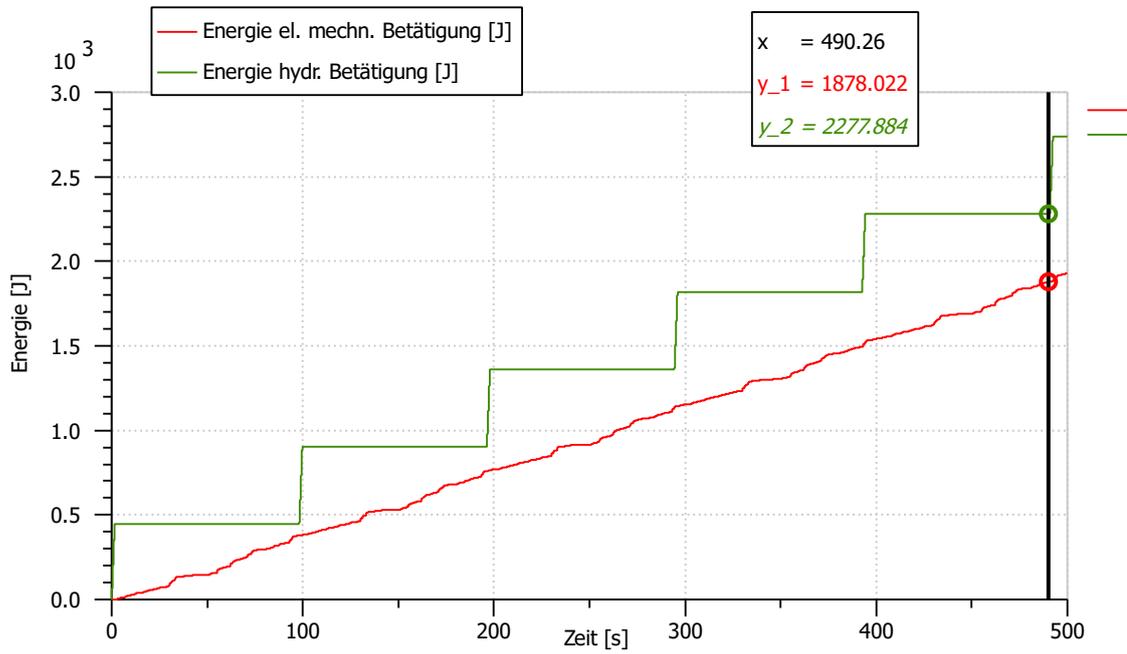


Abbildung 5.7: Energiebedarf der Aktuierungssysteme bei  $T_{\text{Ö1}} = 40^\circ\text{C}$

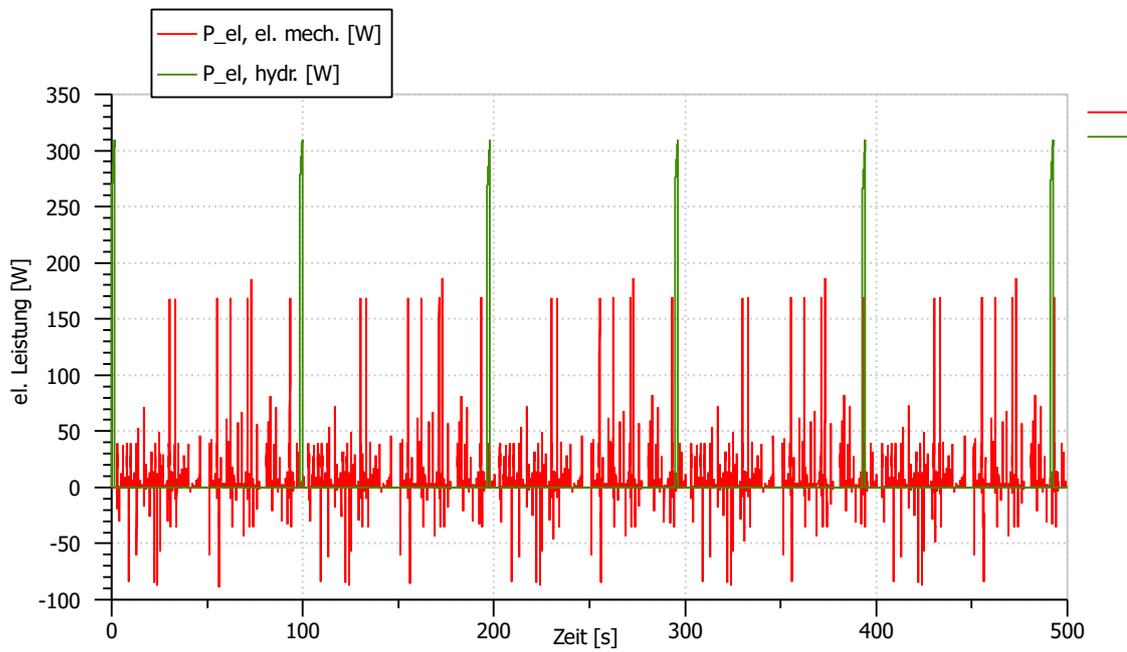


Abbildung 5.8: Leistungsaufnahme der Aktuierungssysteme bei  $T_{\text{Ö1}} = 40^\circ\text{C}$

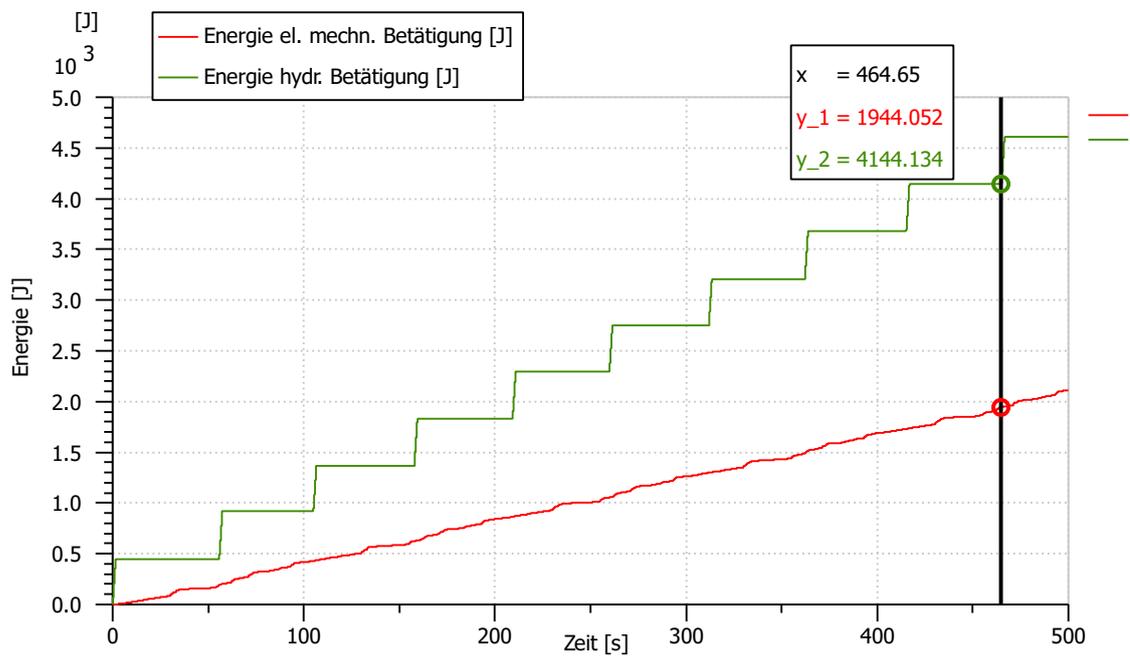


Abbildung 5.9: Energiebedarf der Aktuierungssysteme bei  $T_{\ddot{O}1} = 80^\circ\text{C}$

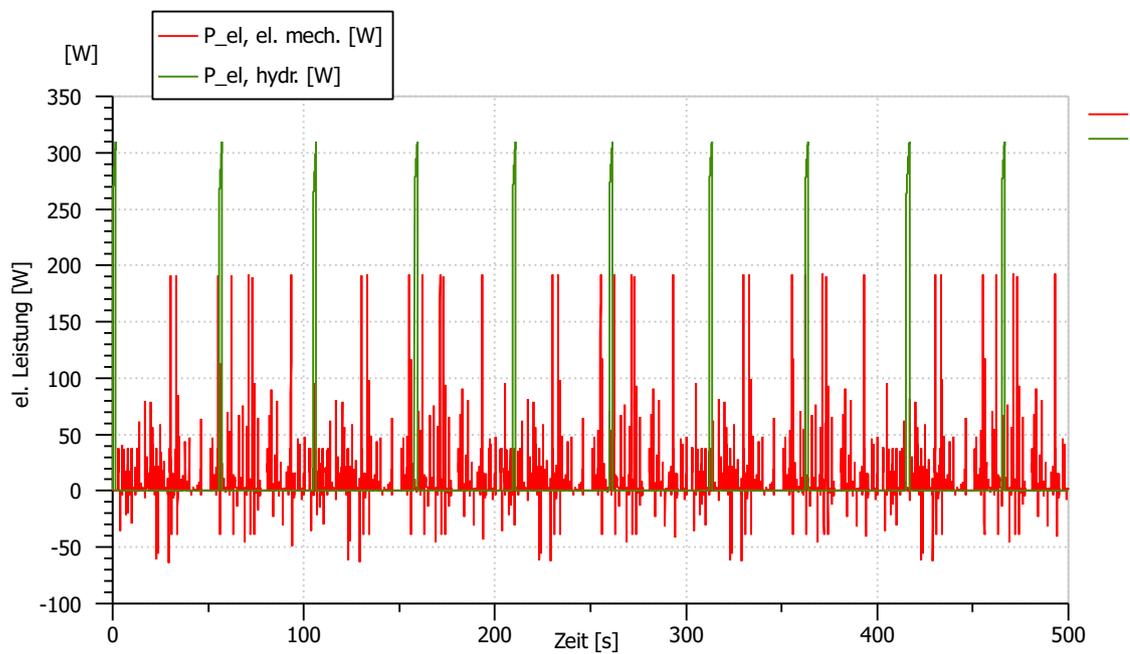


Abbildung 5.10: Leistungsaufnahme der Aktuierungssysteme bei  $T_{\ddot{O}1} = 80^\circ\text{C}$

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit ist die Modellbildung und Simulation einer nasslaufenden Doppelkupplungseinheit beschrieben. Als Simulationsprogramm wurde LMS AMESim eingesetzt. Das Modell bildet das mechanische und das thermische Verhalten der Doppelkupplung ab. Das übertragbare Drehmoment in den Kupplungen wird in Abhängigkeit von Normalkraft im Lamellenpaket, Temperatur im System, und Differenzdrehzahl der Lamellen berechnet. Hystereseeffekte auf Grund von Reibung in der Aktuierung werden berücksichtigt. Eine Schleppmomentsimulation, in Anlehnung publizierter Berechnungsmethoden, konnte nicht zufriedenstellend implementiert werden, da diese Methoden bei Rotation beider Reibpartner keine plausiblen Ergebnisse liefern [5]. Mit Hilfe des thermischen Simulationsmodells kann vorab der maximal notwendige Kühlölvolumenstrom abgeschätzt und für die Dimensionierung des Hydrauliksystems herangezogen werden.

Aufbauend auf dieser Arbeit kann das Modell als Teil einer Antriebsstrangsimulation zum Einsatz kommen. Das thermische Punktmassenmodell der Doppelkupplung kann für die Berechnung von Lamellen- und Öltemperatur im Fahrzeug eingesetzt werden und somit die thermische Belastung der Kupplung im Fahrbetrieb ohne zusätzliche Sensorik überwachen. Für diesen Zweck wird es notwendig sein, den Wärmeübergang zwischen Lamelle und Kühlöl über ein Kennfeld in Abhängigkeit von Kühlölvolumenstrom, Differenzdrehzahl und absoluter Drehzahl der Antriebswelle darzustellen.

Basierend auf der Doppelkupplungssimulation wurde ein skalierbares Simulationsmodell einer nasslaufenden Einzelkupplung abgeleitet.

Das skalierbare Simulationsmodell einer nasslaufenden Einzelkupplung, auf Basis der Doppelkupplungssimulation, ermöglicht eine Skalierung hinsichtlich Aktuierung, Lüftspalt, Rückstellmechanismus, Reibflächenanzahl und -dimension unter der Voraussetzung eines ähnlichen tribologischen Systems (Reibpaarung, Hydrauliköl). Bei Änderungen im tribologischen System muss das Reibwertkennfeld messtechnisch ermittelt und in die Simulation übernommen werden. Um die Modularität des Modells und damit den Einsatzbereich zu erhöhen, wurden hydraulische Aktuierungskonzepte mit rotierendem und stehendem Kolben aufgebaut. Zusätzlich wurde das Modell um eine elektromechanische Aktuierung erweitert.

Durch das Portfolio der Aktuierungsmodelle ist es möglich Systemeigenschaften zu vergleichen und Konzeptentscheidungen zu treffen.

Um einen Vergleich zwischen elektrohydraulischer und elektromechanischer Aktuierung in Bezug auf Energiebedarf, Öffnungs- und Schließverhalten durchführen zu können, wurden die Modelle, basierend auf einer Verteilergetriebeanwendung, aufgebaut und parametrisiert. Das Systemverhalten des Lamellenpakets wurde mit Messungen abgeglichen. Der Vergleich zeigt einen deutlich höheren Energiebedarf und eine höhere Bordnetzbelastung des elektrohydraulischen Systems gegenüber dem elektromechanischen System. Der geringe Wirkungsgrad, der Gliederkette des elektromechanischen Systems, von nur 60% resultiert in einem geringen Haltestrom des Elektromotors und einem geringen Energieverbrauch. Der Energiebedarf des hydraulischen Systems ist auf Grund von Leckageverlusten stark temperaturabhängig.

Der Wirkungsgrad des elektromechanischen Systems wirkt sich negativ auf das Öffnungsverhalten im stromlosen Zustand aus. Er führt dazu, dass bei tiefen Temperaturen das Drehmoment nicht mehr vollständig abgebaut werden kann. Der Drehmomentenabbau wird im hydraulischen System schneller vollzogen und muss trotz Temperaturabhängigkeit nicht als kritisch betrachtet werden. Beim Schließen der Kupplung neigt das hydraulische System zum Überschwingen. Dadurch ist mit einem erhöhten Regelaufwand zu rechnen. Die Dynamik der Drehmomentregelung bei geschlossener Kupplung ist in den Systemen ähnlich.

Der Vergleich der Systeme zeigt das Potential der, im Zuge dieser Arbeit, aufgebauten Simulationsmodelle. Sie können in Form einer Modelldatenbank für die Kupplungssimulation verwendet werden und sind flexibel einsetzbar.

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Einteilung der Kupplungen. a) nicht schaltbare Kupplungen, b) schaltbare Kupplungen [11] . . . . .	4
2.2	Aufbau einer hydraulisch betätigten Lamellenkupplung [3] . . . . .	6
2.3	Lamellenpaket mit doppelseitig beklebten Belaglamellen. 1 Belaglamelle innenverzahnt, 2 Stahllamelle außenverzahnt [12] . . . . .	7
2.4	Tribologisches System der Reibpaarung [12] . . . . .	9
2.5	Charakteristischer Reibwertverlauf $\mu$ unterschiedlicher Materialien über die Relativgeschwindigkeit $\Delta\dot{x}$ [6] . . . . .	10
2.6	Nutbilder und deren Überlagerung: a) Gruppenparallel-Nutung geprägt, b) Waffel-Nutung geprägt, c) Schaufel-Nutung multisegmentiert mit Waffelüberprägung, d) Gruppenparallel-Nutung multisegmentiert mit Waffelüberprägung [21] . . . . .	12
2.7	Charakteristischer Schleppmomentverlauf $T_S$ über Differenzdrehzahl $\Delta\omega$ gelüfteter Lamellenkupplungen [5] . . . . .	13
2.8	Strömungsbild im Luftspalt zwischen zwei glatten Lamellen [14] . . . . .	13
2.9	Vereinfachtes Antriebsstrangmodell [6] . . . . .	14
2.10	nasse Doppelkupplung von VW in radialer Bauweise: a) K1 betätigt, b) K2 betätigt [3] . . . . .	16
2.11	Anordnungen von Doppelkupplungen: a) Schema radial, b) Schema axial . . .	16
3.1	Schnitt der Doppelkupplung [2] . . . . .	19
3.2	Modellierung und Simulation in AMESim . . . . .	21
3.3	Ein- und Ausgänge der Simulation . . . . .	22
3.4	Komponenten des Aktuierungssystems . . . . .	23
3.5	Modell der Hydraulik . . . . .	28
3.6	Modell der drehzahlabhängigen Kräfte . . . . .	29
3.7	Dichtringreibung . . . . .	29
3.8	Modell von Kolben und Rückstellfeder . . . . .	30
3.9	FEM-Berechnung Kolbensteifigkeit . . . . .	30
3.10	Modell von Lamellenpaket und Abstützung . . . . .	31
3.11	FEM-Berechnung, Steifigkeit der Abstützung . . . . .	32

3.12	Reibcharakteristik einer nasslaufenden Lamellenkupplung [14]	33
3.13	Modell des übertragbaren Kupplungsmoments	35
3.14	Schleppmoment der Doppelkupplungseinheit	35
3.15	Messanordnung Druck-Weg Kennlinie	37
3.16	Druck-Weg Messung des Herstellers	37
3.17	Angepasstes Modell des Lamellenpakets	38
3.18	Simulation des Druck-Weg Verlaufs K1	39
3.19	Momentenkennlinie K1 bei 40°C und 80°C	40
3.20	simulierte Momentenkennlinie K1 bei 40°C und 80°C	40
3.21	gemessene und simulierte Momentenkennlinie K1 bei 40°C	41
3.22	gemessene und simulierte Momentenkennlinie K1 bei 80°C	41
3.23	Angepasstes Modell des Lamellenpakets K2	42
3.24	Simulation des Druck-Weg Verlaufs K2	43
3.25	Momentenkennlinie K2 bei 40°C und 80°C	44
3.26	simulierte Momentenkennlinie K2 bei 40°C und 80°C	44
3.27	gemessene und simulierte Momentenkennlinie K2 bei 40°C	45
3.28	gemessene und simulierte Momentenkennlinie K2 bei 80°C	45
3.29	Kühlölpfad K1 geschlossen	47
3.30	Wärme pfad der inneren Reibflächen	48
3.31	vereinfachtes Punktmassenmodell	50
3.32	Modell zur Simulation der Reibflächentemperatur	51
3.33	Modell zur Simulation der Öltemperatur	52
3.34	Modell K1 BorgWarner ohne Kühlung	53
3.35	Identifikation der Phasen im BW-Modell der Kupplung K1	55
3.36	Abgleich des Wärmeübergangs bei geschlossener Kupplung K2	56
3.37	Abgleich des Wärmeübergangs bei offener Kupplung K2	57
3.38	Kubische Spline-Interpolation der abgeglichenen Faktoren $\alpha A$ der Kupplung K1	58
3.39	Kubische Spline-Interpolation der abgeglichenen Faktoren $\alpha A$ der Kupplung K2	58
3.40	Vergleich der Öltemperatur in Beharrung, K1	59
3.41	Vergleich der Öltemperatur in Beharrung, K2	59
3.42	Modell der Doppelkupplung ohne Einzelsimulationen	60
3.43	Modell der Gesamtsimulation	61
4.1	Skalierung der Lamellenpaketsteifigkeit in Abhängigkeit der Reibflächenan- zahl $z_{RF}$	64

---

4.2	hydraulische Aktuierungskonzepte: 1) rotierender Kolben: a) NO, b) NC, c) doppelwirkend, NC; 2) stehender Kolben: d) NO, e) NC, f) doppelwirkend, NC . . . . .	67
4.3	charakteristische Kennlinie eines Gleichstrommotors mit Stromlimitierung . . . . .	70
4.4	Modell eines Gleichstrommotors . . . . .	71
4.5	Schraubradgetriebe . . . . .	71
4.6	Modell des Schraubradgetriebes . . . . .	72
4.7	Funktionsweise der Kugelrampe; Kontur der Laufrinne . . . . .	72
4.8	Modell der Kugelrampe . . . . .	73
4.9	Umrechnung der Drehmomentenmessung auf die Systemsteifigkeit . . . . .	75
4.10	Aktuatorstrom zum Erreichen und Halten des Sollmoments . . . . .	76
4.11	Druckerzeugung und Regelung . . . . .	77
4.12	Sollmomentvorgabe bei der Simulation des Schließverhaltens . . . . .	78
4.13	Sollmomentvorgabe bei der Simulation des Energiebedarfs . . . . .	79
5.1	Anforderungen an die Kupplung beim „Kriechen“ durch eine Metropole . . . . .	80
5.2	Ergebnisse der thermischen Simulation . . . . .	81
5.3	Abbau des Kupplungsmoments im stromlosen Zustand . . . . .	82
5.4	Simulation des Schließverhaltens . . . . .	82
5.5	geregeltes Kupplungsmoment des elektromechanischen Systems . . . . .	84
5.6	geregeltes Kupplungsmoment des hydraulischen Systems . . . . .	84
5.7	Energiebedarf der Aktuierungssysteme bei $T_{\ddot{O}1} = 40^\circ\text{C}$ . . . . .	85
5.8	Leistungsaufnahme der Aktuierungssysteme bei $T_{\ddot{O}1} = 40^\circ\text{C}$ . . . . .	85
5.9	Energiebedarf der Aktuierungssysteme bei $T_{\ddot{O}1} = 80^\circ\text{C}$ . . . . .	86
5.10	Leistungsaufnahme der Aktuierungssysteme bei $T_{\ddot{O}1} = 80^\circ\text{C}$ . . . . .	86

# Tabellenverzeichnis

2.1	Merkmale gängiger nasslaufender Reibpaarungen [8] . . . . .	9
3.1	Ursache und Wirkung in den Domänen . . . . .	20
3.2	Elemente in physikalischen Modellen . . . . .	20
3.3	Abgleichparameter der Druck-Weg Kennlinie K1 . . . . .	39
3.4	Abgleichparameter der Druck-Weg Kennlinie K2 . . . . .	43
3.5	Grenztemperaturen der Komponenten . . . . .	46
3.6	Kühlölbedarf der Doppelkupplung laut Herstellerangaben (Richtwerte) . . . .	46
3.7	Stoffwerte für Lamellenwerkstoffe [20] . . . . .	49
3.8	Masse der halben Stahllamelle . . . . .	53
4.1	Parameter der hydraulischen Aktuierung . . . . .	63
4.2	Parameter zur Beschreibung von Lamellenpaket und Abstützung . . . . .	65
4.3	Konfiguration des Lamellenpakets . . . . .	66
4.4	Technischen Daten der Pumpe . . . . .	77

# Literaturverzeichnis

- [1] AMESIM REV 13 SL3: *AMEHelp*. – 2013
- [2] BORGWARNER INC: *Herstellerdaten der Doppelkupplung*. – 2015
- [3] BRAESS, H. H. ; SEIFFERT, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Bd. 7. Springer Vieweg, 2013. – ISBN 978-3-658-01691-3
- [4] BÖCKH, P. v.: *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*. Bd. 2. Springer, 2006. – ISBN 978-3540314325
- [5] DRÄXL, T. : *Schleppverluste Lamellenkupplungen, Wirkungsgradverbesserung durch Reduzierung der Schleppverluste an Lamellenkupplungen*, FVV, Abschlussbericht Forschungsvorhaben Nr. 1012, 2013
- [6] FISCHER, R. u.a.: *Das Getriebebuch*. Springer, 2012
- [7] GKN DRIVELINE: *Electronic Torque Manager*, 2015, Version 17.08.2015. – <http://www.gkn.com/driveline/de/our-solutions/trans-axle-solutions/limited-slip-and-locking-differentials/Pages/electronic-torque-manager.aspx>
- [8] KIRCHNER, E. : *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Springer-Verlag, 2007. – ISBN 978-3-540-35288-4
- [9] LAYHER, M. : *Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente*, TU München, Dissertation, 2010
- [10] MATHWORKS: *LMS Imagine.Lab Amesim*, 2015, Version 01.06.2015. – [http://de.mathworks.com/products/connections/product\\_detail/product\\_35366.html](http://de.mathworks.com/products/connections/product_detail/product_35366.html)
- [11] MUHS, D. u.a.: *Roloff / Matek Maschinenelemente*. Bd. 18. Springer Vieweg, 2007. – ISBN 978-3-8348-0262-0
- [12] NAUNHEIMER, H. u.a.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Bd. 2. Springer-Verlag, 2007. – ISBN 78-3-540-30625-2
- [13] OERLEKE, C. : *Lamellenkupplungen, Leerlaufverhalten von ölgekühlten Lamellenkupplungen*, FVA, Abschlussbericht Forschungsvorhaben Nr. 290, 2000

- [14] RAO, G. : *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*, TU Dresden, Dissertation, 2010
- [15] ROHM, A. ; REISSER, W. : *Thermische Festigkeit von nasslaufenden Doppelkupplungen für Extrembelastungen – Auslegung, Simulation, Versuch*, VDI, Bericht 1827, 2004
- [16] SAXENA, V. : *Role of Simulations in Wet Clutch Systems Development for Predicting Durability and Performance*. Berlin, 13. Internationales CTI Symposium, BorgWarner Drivetrain Engineering GmbH, Dezember 2014
- [17] SCHAEFFLER: *Wälzlager*. Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2012, August
- [18] SIEMENS AG: *Introduction to Physical modeling, Causality and Bond Graph Theory*. – Schulung 2013
- [19] SIEMENS AG: *LMS Amesim Libraries*, 2015, Version 01.06.2015. – [http://www.plm.automation.siemens.com/de\\_at/products/lms/imagine-lab/amesim/libraries/](http://www.plm.automation.siemens.com/de_at/products/lms/imagine-lab/amesim/libraries/)
- [20] WOHLLEBER, F. : *Wärmeübergang Lamellenkupplungen, Ermittlung von Wärmeübergangsverhalten und Schluckvermögen von Lamellenkupplungen und Verifizierung und Erweiterung der Modellierung des Wärmeübergangs in KUPSIM*, FVA, Abschlussbericht Forschungsvorhaben Nr. 413 II + III, 2011
- [21] WOHLLEBER, F. : *Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen*, TU München, Dissertation, 2012