



Graz University of Technology

Stefan Tischlinger, BSc

Thermische Simulation einer Trockenkupplung für Allradantriebe

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Assoc. Prof. Dr. Mario Hirz

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Zweitbetreuer

DI Christoph Gradwohl

Danksagung

Ein großes Dankeschön gilt meinen Betreuern, **Herrn Assoc. Prof. Dr. Mario Hirz** und **Herrn DI Christoph Gradwohl** vom Institut für Fahrzeugtechnik an der Technischen Universität Graz für ihre fachliche Unterstützung und ihr Engagement im Zuge der Erstellung dieser Arbeit.

Ein weiteres Dankeschön möchte ich den Mitarbeitern vom „*Project-House*“ von Magna Powertrain in Albersdorf, allen voran **Herrn DI Stefan Laimgruber**, aussprechen. Ohne ihr fachliches Knowhow und die laufende Unterstützung wäre mir die Verfassung dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern der Abteilung „*Projektleitung Integration*“ von Magna Powertrain am Standort in Lannach für die respektvolle Aufnahme und das freundschaftliche Arbeitsverhältnis all die Jahre während meines Masterstudiums.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Familie und meinen Freunden für den nötigen Rückhalt während meines Studiums und dafür, dass sie stets an mich glauben.

Wissen u. Können
verleiht Flügel
(nicht nur Red Bull)

Rosa Tischlinger

Eidesstaatliche 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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

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

.....

.....
(signature)

Abstract

This thesis deals with the thermal management of multi-plate clutches. This type of friction clutches has a wide application in vehicles. Dry multi-plate clutches are referred to those disk clutches, which do not use any oil for cooling or lubrication purposes in the clutch pack. Because of increasing requirements, with regard to efficiency and fuel consumption of motor vehicles in general, these requirements also rise for the powertrain. Due to the omission of oil in the clutch pack, a reduction of the aggregate mass, as well as a reduction of drag losses are expected.

The used friction materials in dry clutches show a strong dependence of the coefficient of friction on the temperature. In multi-plate clutches, considerable temperature differences can occur in the individual friction pairings, which can lead to considerable deviations of the transmittable torque in addition to different thermal loads on the individual components. In this master thesis, a simplified multi-mass model is developed to simulate and evaluate the thermal effects in dry multi-plate clutches. Therefore, the simulation model is developed in MATLAB & Simulink. Compared to already existing models, the new model has a better resolution by use of a higher number of considered components. This is done in order to achieve an improvement in the dynamic simulation of thermal effects of the clutch.

The results from the simulations are used to estimate the occurring temperatures within the clutch. For future developments, it is especially intended to do simulations in order to make statements about the thermal behavior of friction pairings at an early development stage. The model is then also implemented in a simulation environment of an actuator software and verified by test bench and vehicle tests. The validated models can be used efficiently for system optimization and service life assurance of multi-plate clutches. This leads to shorter development times and in further consequence to a cost reduction in the whole development phase.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit dem thermischen Haushalt von Lamellenkupplungen. Diese Art der Reibkupplungen besitzt in Fahrzeugen ein breites Anwendungsgebiet. Als trockene Mehrscheibenkupplungen werden jene Lamellenkupplungen bezeichnet, welchen zur Kühlung, beziehungsweise zur Schmierung im Lamellenpaket kein Öl zur Verfügung steht. Durch steigende Anforderungen hinsichtlich Wirkungsgrad, Effizienz und Verbrauchsoptimum in Kraftfahrzeugen allgemein steigen diese Anforderungen besonders auch für den Antriebsstrang. Durch den Verzicht von Öl im Kupplungsaggregat wird eine Reduktion der Masse, sowie eine Verringerung der Schleppverluste und demnach eine Wirkungsgradsteigerung erwartet.

Die verwendeten Reibmaterialien in trockenen Kupplungen weisen eine starke Abhängigkeit des Reibwertes von der Temperatur auf. In Mehrscheibenkupplungen kann es zu erheblichen Temperaturunterschieden in den einzelnen Reibpaarungen kommen, was neben der thermischen Belastung der Materialien auch zu Abweichungen des übertragenden Drehmomentes führen kann. In der vorliegenden Masterarbeit wird ein vereinfachtes thermisches Mehrmassen-Modell entwickelt, um die thermischen Effekte in trockenen Mehrscheiben-Kupplungen simulieren und bewerten zu können. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Simulationsmodell in MATLAB & Simulink erstellt. Verglichen mit bereits bestehenden Modellen weist das neue Modell eine höhere Auflösung durch eine höhere Bauteilanzahl auf. Dadurch soll eine Verbesserung hinsichtlich der dynamischen Simulation von thermischen Effekten in der Kupplung erzielt werden.

Die Ergebnisse aus den Simulationen werden zur Abschätzung der auftretenden Temperaturen in der gesamten Kupplung herangezogen und sollen bei zukünftigen Neuentwicklungen insbesondere dazu dienen, bereits in einem frühen Entwicklungsstadium Aussagen über das thermische Verhalten von Reibpaarungen treffen zu können. Das entwickelte Modell wird in weiterer Folge in die Simulationsumgebung der Aktuatorsoftware implementiert und mit Hilfe von Prüfstandsversuchen und Fahrzeugtests verifiziert. Die validierten Modelle können im Anschluss für die Systemoptimierung und die Lebensdauerabsicherung der Lamellenkupplungen effizient eingesetzt werden. Dies führt zu kürzeren Entwicklungszeiten und einer Kostenreduktion in der gesamten Entwicklungsphase der Kupplung.

Abkürzungen und Indizes

ATC	Active Torque Control
DSP	Double Sided Plate
ECU	Electronic Control Unit
HA	Hinterachse
MF	Momentenfaktor
MPT	Magna Powertrain
NIA	New Intelligent Actuator
NVH	Noise Vibration Harshness
RP	Reibpad
SSP	Single Sided Plate
VA	Vorderachse
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VTG	Verteilergetriebe
2M	Prüfstand mit zwei Elektromotoren
2WD	Two Wheel Drive
4WD	Four Wheel Drive

Symbole

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
a	Temperaturleitzahl	$\frac{m^2}{s}$
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$\frac{J}{kg * K}$
h	Spezifische Enthalpie	$\frac{J}{kg * K}$
$\frac{\partial h}{\partial t}$	Partielle Ableitung der spezifische Enthalpie über die Zeit	$\frac{J}{kg * K}$
i_{ES}	Hebelübersetzung der Einstellscheibe	-
i_F	Kraftübersetzung am Aktuatorhebel	-
$i_{Package}$	Hebelübersetzung für Packagedehnung	-
k_{Winkel}	Kugelrampensteigung	$\frac{o}{mm}$
l_0	Ursprüngliche Länge des Körpers	mm
l_1	Neue Länge des Körpers	mm
Δl	Längenänderung	mm
$\Delta l_{Lüftspalt}$	Längenänderung des Lüftspaltes	mm
m	Masse	kg
n_{ab}	Drehzahl der Abtriebswelle	$\frac{1}{min}$
n_{abs}	Absolutdrehzahl	$\frac{1}{min}$
Δn	Differenzdrehzahl der Lamellen	$\frac{1}{min}$
p	Anpressdruck, Druck	$\frac{N}{mm^2}$
$\frac{dp}{dt}$	Zeitliche Änderung des Druckes	$\frac{N}{mm^2}$
q	Spezifischer Wärmestrom	$\frac{W}{kg}$
\dot{q}_Q	Innere Wärmequelle	$\frac{W}{kg}$
r_a	Außenradius des Belags	mm
r_i	Innenradius des Belags	mm

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
r_m	Mittlerer Reibradius	mm
v_{veh}	Fahrzeuggeschwindigkeit	$\frac{km}{h}$
$x_{Aktuator}$	Aktuatorhub	mm
z_{RF}	Anzahl an Reibflächen	-
A_i	Flächeninhalt der Fläche i	mm ²
E	Elastizitätsmodul	$\frac{N}{mm^2}$
F	Kraft	N
F_N	Normalkraft	N
G	Schubmodul	$\frac{N}{mm^2}$
M_{HA}	Moment auf die Hinterachse	Nm
M_{ist}	Ist-Moment	Nm
M_R	Übertragenes Reibmoment	Nm
M_{Soll}	Soll-Moment	Nm
M_{Sperr}	Sperrmoment	Nm
M_{VA}	Moment auf die Vorderachse	Nm
M_c	Gesamtmoment der Kupplung	Nm
$M_{c,max}$	Maximales Gesamtmoment der Kupplung	Nm
P_{Ri}	Reibleistung der i-ten Reibfläche	W
\dot{Q}	Wärmestrom	W
T	Aktuelle Temperatur eines Körpers	K
T_1	Temperatur eines Körpers „1“	K
T_2	Temperatur eines Körpers „2“	K
T_s	Oberflächentemperatur	K
T_∞	Temperatur des bewegten Fluids	K
ΔT	Temperaturdifferenz	K

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
V	Volumen eines Körpers	m^3
$\frac{\partial V}{\partial t}$	Partielle Ableitung des Volumens eines Körpers nach der Zeit	m^3
α	Wärmeübergangszahl	$\frac{W}{m^2 K}$
α_i	Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient des Materials i	$\frac{1}{K}$
γ	Volumenausdehnungskoeffizient	$\frac{1}{K}$
β_{Lever}	Winkelstellung des Aktuierungshebel	rad
ε	Verformung, relative Längenänderung	-
ε_S	Emissionsspektrum	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{W}{mK}$
μ	Reibwert	-
μ_c	Gleitreibungskoeffizient	-
$\mu_{c,0}$	Haftreibungskoeffizient	-
ν	Querdehnzahl	-
ζ_c	Korrekturfaktor für das übertragbare Moment	-
π	Kreiszahl	-
ρ	Materialdichte	$\frac{kg}{m^3}$
τ	Spannungstensor	$\frac{N}{mm^2}$
$\frac{\tau}{\nabla \vec{v}}$	Dissipationsfunktion	-
φ_{Akt}	Aktuator Winkel	rad
$\Delta\varphi$	Aktuatorkompensation	rad
ω_{Ab}	Winkelgeschwindigkeit Abtrieb	$\frac{rad}{s}$
ω_{An}	Winkelgeschwindigkeit Antrieb	$\frac{rad}{s}$
Φ_μ	Dissipationsfunktion	-
∇	Nablaoperator	-

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	- 1 -
1.1. Motivation.....	- 1 -
1.2. Zielsetzung.....	- 2 -
2. Leistungsübertragung in Allradfahrzeugen.....	- 3 -
2.1. Einleitung.....	- 3 -
2.2. Antriebsstrang für Allradfahrzeuge	- 4 -
2.3. Das Verteilergetriebe	- 5 -
2.4. Kupplungen im Verteilergetriebe.....	- 6 -
2.4.1. Die Lamellenkupplung.....	- 7 -
2.4.2. Belagsmaterialien und Belastungsgrenzen	- 10 -
2.4.3. Tribologie in der Lamellenkupplung.....	- 13 -
2.4.4. Momentenübertragung in der Lamellenkupplung	- 13 -
2.4.5. Thermische Beanspruchung.....	- 15 -
2.5. Semi-Dry Verteilergetriebe von Magna Powertrain.....	- 17 -
3. Grundlagen der Wärmeübertragung	- 19 -
3.1. Einleitung.....	- 19 -
3.2. Wärmeleitung	- 19 -
3.2.1. Wärmedurchgang	- 21 -
3.3. Konvektiver Wärmeübergang.....	- 21 -
3.4. Wärmestrahlung	- 21 -
3.5. Wärmeübertragung im Verteilergetriebe	- 22 -
4. Wärmedehnungen, Temperaturdehnungen.....	- 23 -
4.1. Einleitung.....	- 23 -
4.1.1. Physikalische Grundlagen.....	- 23 -
4.1.2. Linearer Temperaturexpansionskoeffizient.....	- 24 -
4.2. Wärmedehnungen – berücksichtigte Komponenten im Verteilergetriebe	- 24 -
4.3. Auswirkungen der Temperaturdehnungen auf den Lüftspalt.....	- 26 -
4.3.1. Berechnung axialer Dehnungen für verschiedene Lastfälle	- 28 -
4.3.2. Berücksichtigung radialer Wärmedehnungen.....	- 29 -
4.4. MATLAB & Simulink Modell zur Berechnung der Wärmeausdehnungen.....	- 30 -
5. Thermische Simulation	- 31 -
5.1. Einleitung.....	- 31 -
5.2. Ursprüngliches Modell.....	- 31 -
5.1. Erweitertes Modell	- 32 -
5.1.1. Punktmassenmodell.....	- 32 -
5.1.2. Wärmeentwicklung in der Kupplung.....	- 34 -

5.2.	Implementierung des erweiterten Modells in MATLAB & Simulink	- 34 -
5.2.1.	Aufbau des Thermalmodells.....	- 35 -
5.2.2.	Ermittlung der Temperaturen am Beispiel der Stahllamellen	- 36 -
5.2.3.	Parameterbestimmung.....	- 39 -
6.	Messungen am Prüfstand.....	- 41 -
6.1.	Einleitung.....	- 41 -
6.2.	2M-Twin5 Prüfstand - Beschreibung.....	- 41 -
6.3.	Messaufbau am Prüfstand	- 43 -
6.3.1.	Infrarotsensor	- 44 -
6.3.2.	Thermocouples, Thermoelemente.....	- 45 -
6.3.3.	Lamellentemperaturmessung.....	- 46 -
6.4.	Software.....	- 46 -
6.5.	Definition der Prüfläufe.....	- 47 -
6.5.1.	Kaltmessung.....	- 47 -
6.5.2.	Lamelleneinlauf.....	- 47 -
6.5.3.	Prüfprogramm.....	- 47 -
7.	Messungen im Fahrzeug	- 49 -
7.1.	Einleitung.....	- 49 -
7.2.	Versuchsbeschreibung und Messaufbau	- 49 -
8.	Validierung der Simulation.....	- 51 -
8.1.	Vergleich Simulation mit Prüfstandsergebnissen.....	- 51 -
8.2.	Vergleich Simulation mit Ergebnissen der Fahrzeugerprobung.....	- 52 -
8.3.	Vergleich ursprüngliches und erweitertes Thermal-Modell.....	- 54 -
9.	Zusammenfassung und Ausblick.....	- 57 -
	Abbildungsverzeichnis.....	- 59 -
	Tabellenverzeichnis.....	- 61 -
	Literaturverzeichnis.....	- 63 -
	Anhang.....	- 65 -

1. Einleitung

Die Allradtechnik hat in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Der Vielzahl an Vorteilen wie eine Steigerung der Fahrleistungen, Verbesserungen des Fahrverhaltens und eine Erhöhung des Steigvermögens, stehen vor allem die Nachteile des konstruktiven Mehraufwandes, des höheren Gewichts, des höheren Platzbedarfs und der steigende Kraftstoffverbrauch gegenüber. Die Fahrzeug- und Getriebetechnik sind einer steten Evolution unterworfen. Der Stand der Technik ist gekennzeichnet von Systemdenken:

Umwelt – Verkehr – Fahrzeug – Getriebe

Fragen wie Wirtschaftlichkeit, Umwelt- und Benutzerfreundlichkeit stehen im Vordergrund. Sowohl in der Entwicklungsmethodik, als auch in der Werkstofftechnologie, und nicht zuletzt in der Festigkeitsberechnung, ergeben sich neue Möglichkeiten, die bei einer modernen Entwicklung genutzt werden müssen.

Der Antriebsstrang von Fahrzeugen beschäftigt mehr denn je die Ingenieure in Forschung und Entwicklung, um unter dem Druck der Automobilindustrie das technisch und ökonomisch Mögliche zur Senkung von Kraftstoffverbrauch und CO₂-Ausstoß bei gleichzeitiger Steigerung der Tragfähigkeit zu leisten. Allrad-Fahrzeuge werden unter anderem aufgrund des erhöhten Kraftstoffverbrauchs und der Einhaltung der steigenden Anforderungen in Bezug auf Abgasrichtlinien stetig weiterentwickelt.

Lamellenkupplungen, auf die in dieser Arbeit Bezug genommen wird, finden in Industrie- und Fahrzeugtechnik vielfältig Anwendung. Sie werden als (Last-) Schaltelemente oder Überlastkupplungen beziehungsweise Sicherheitsbremsen eingesetzt. Aufgrund ihrer Ausführung mit mehreren Reibflächen stellen sie bei kompakter Bauform eine hohe Leistungsdichte bereit. Um diese Vorteile, verbunden mit einer langen Lebensdauer des tribologischen Systems, effektiv nutzen zu können, sind weitreichende Kenntnisse der mechanischen und thermischen Beanspruchungen nötig.

Die thermische Simulation bietet die Möglichkeit zur Abschätzung des thermischen Verhaltens in frühen Entwicklungsstadien, beziehungsweise zur Erweiterung und Vertiefung der Erkenntnisse bei bereits bestehenden Systemen. Mit ihrer Hilfe sind auch Aussagen zu messtechnisch schwer zugänglichen Stellen und Betriebsbedingungen möglich. Simulationen können allgemein stets nur so gut sein, wie die Kombination aus zugrundeliegender Modellierung und Eingabegrößen es zulässt. Deshalb sollten sowohl die Modellierung, als auch wichtige Eingabegrößen versuchstechnisch abgesichert und zur Beurteilung von Ergebnissen vergleichbare Erkenntnisse vom thermischen Haushalt von Lamellenkupplungen verfügbar sein. [1] [2]

1.1. Motivation

Die Magna Powertrain GmbH (MPT) ist ein weltweit führender Automobilzulieferer für Antriebsstrangkomponenten von Allradfahrzeugen. Die Integration kompletter Systeme gehört zu den Stärken von MPT und hebt das Unternehmen von seinen Mitbewerbern ab. Diese Arbeit wurde vom „Project House“ am MPT-Standort in Albersdorf in Auftrag gegeben und von Mitarbeitern dieser Abteilung betreut.

Im Unterschied zu bestehenden thermischen Kupplungsmodellen soll das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell eine deutlich exaktere Simulation des thermischen Verhaltens von Mehrscheibenkupplungen ermöglichen. Neben einer feiner aufgelösten Modellierung aller relevanten (mechanischen und thermischen) Komponenten in der Kupplung werden Methoden implementiert, um messtechnisch erfasste Parameter in die Simulation einfließen zu lassen.

Die Erkenntnisse aus der Simulationsrechnung werden bei der Applikation eines Fahrzeugprototyps beim industriellen Partner unter anderem dazu verwendet, um die Stellgenauigkeit des Aktuators in einer trockenen Mehrscheibenkupplung verbessern zu können. Die Ergebnisse der Masterarbeit werden in weiterer Folge zur Unterstützung der Entwicklungsprozesse bei MPT in der Entwicklung von serientauglichen und hocheffizienten Trockenkupplungen von Allradfahrzeugen eingesetzt.

1.2. Zielsetzung

Zielsetzung dieser Arbeit ist die Erstellung eines thermischen Mehrmassenmodells, um den thermischen Wärmehaushalt in einer ausgeführten Trockenkupplung besser einschätzen und um Aussagen über die Auswirkung auf die Reibparameter vorhersagen zu können. Dabei sollen bestehende Modelle erweitert und durch alternative Ansätze verbessert werden.

Zusätzlich wird im Zuge dieser Masterarbeit ein Wärmeausdehnungsmodell erstellt, welches die aufgrund des Temperatureinflusses zu erwartenden axialen und radialen Ausdehnungen im Kupplungspaket ermittelt. Diese Dehnungen haben Auswirkungen auf die Stellgenauigkeit des Aktuators und dementsprechend auf das gestellte und übertragene Moment der Kupplung.

Des Weiteren sollen im Rahmen dieser Masterarbeit Messungen am Prüfstand sowie im Fahrzeug durchgeführt werden, welche zur Parametrierung und Bedatung des Simulationsmodelles herangezogen werden. Anhand dieser Messungen soll das entwickelte Simulationsmodell validiert und in das Aktuator-Softwaresystem der Kupplung implementiert werden.

2. Leistungsübertragung in Allradfahrzeugen

2.1. Einleitung

Jeder Verbrennungsmotor arbeitet in einem bestimmten Drehzahlbereich, begrenzt durch die Leerlauf- und Maximaldrehzahl. Leistung und Drehmoment werden nicht gleichmäßig angeboten und Maximalwerte können nur in gewissen Teilbereichen zur Verfügung gestellt werden. Die in Fahrzeugen verwendeten Getriebe wandeln das Motordrehmoment und die Motordrehzahl entsprechend dem Zugkraftbedarf um, um die Leistung annähernd konstant zu halten. Außerdem ermöglichen sie die für die Vorwärts- und Rückwärtsfahrt notwendigen unterschiedlichen Drehrichtungen. [3]

Die primäre Hauptaufgabe eines Fahrzeuggetriebes ist also die Wandlung des verfügbaren Motormomentes in eine Zugkraft, die sich an die jeweiligen Zugkraftanforderungen im Fahrzeug anpassen lässt. Im Zuge dieser Arbeit werden Fahrzeuge betrachtet, welche die Zugkraft an alle Räder des Fahrzeuges weiterleiten. Vierradgetriebene Kraftfahrzeuge, nachfolgend Allradfahrzeuge genannt, sind in zwei Ausführungen bekannt - dem permanenten Allradantrieb und dem zuschaltbaren Allradantrieb. In Kraftfahrzeugen mit Allradantrieb ist es üblich ein Zentraldifferentialgetriebe zur Verteilung der Antriebskraft zwischen der Vorderachse und der Hinterachse einzusetzen. Dieses Zentraldifferentialgetriebe wird auch als Verteilergetriebe bezeichnet.

Beim Allradantrieb wird die Antriebskraft im Gegensatz zum Front- oder Hinterradantrieb an alle bodenhaftenden Räder weitergeleitet. Wie bei allen Antriebsarten gibt es auch bei Allradfahrzeugen verschiedenste Motor-Getriebe-Anordnungen. Weitere und teilweise weltweit gebräuchliche Bezeichnungen für den Allradantrieb sind AWD (All Wheel Drive) sowie bezogen auf vierrädrige Fahrzeuge 4x4 und 4WD (Four Wheel Drive). Der Antriebsstrang eines Allradfahrzeuges erfordert eine Erweiterung an Komponenten im Vergleich zu rein vorder- oder hinterachsbetriebener Fahrzeugen. Dies führt zu einer Erhöhung des Fahrzeuggewichtes und zu zusätzliche sich drehende Massen. Ziel der Entwicklung ist es, diese zusätzlichen Gewichte möglichst klein zu halten und die miteinhergehenden Wirkungsgradverluste zu minimieren.

In Abbildung 2-1 ist jene Motor-Getriebe-Anordnung dargestellt, welche als Ausgangssituation für die Entwicklung des untersuchten Verteilergetriebes dient:

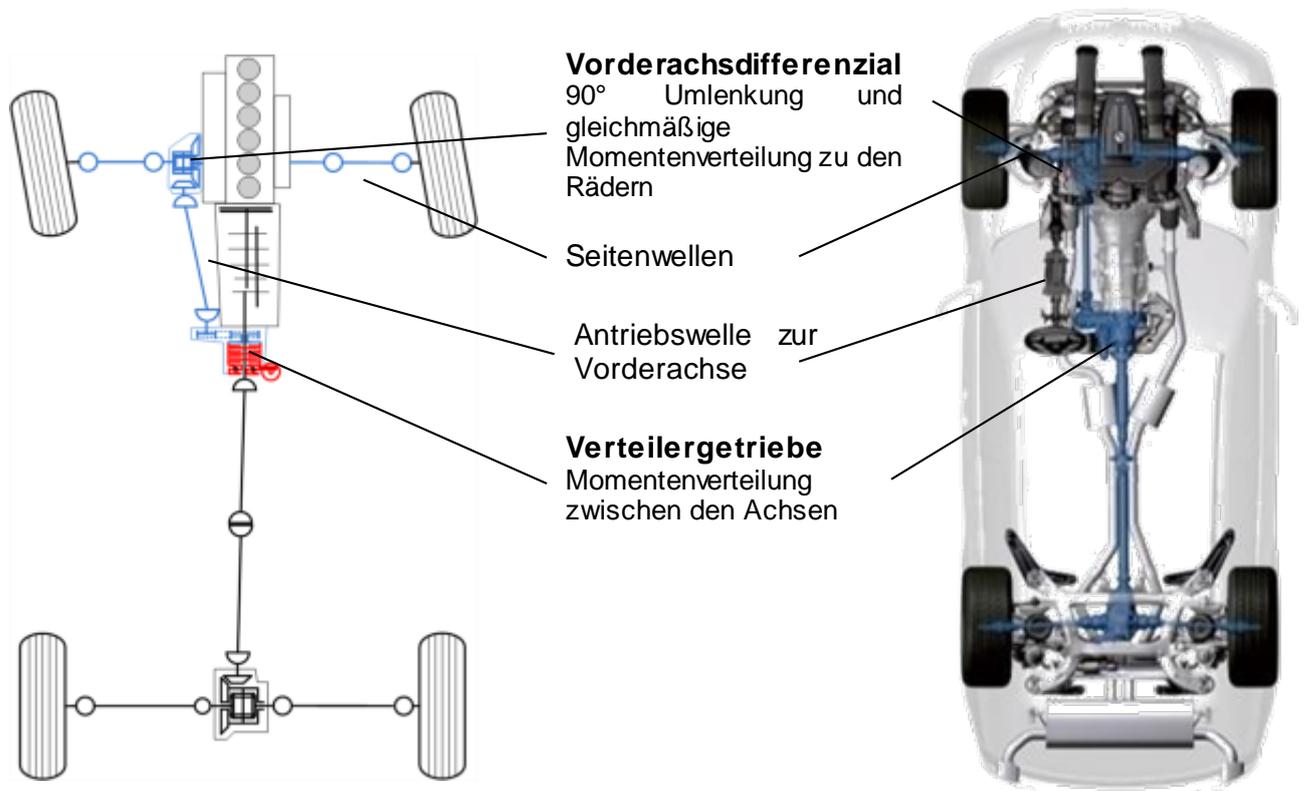


Abbildung 2-1: Front-Längsmotor – Getriebe Anordnung eines Allradfahrzeuges [4, S.24]

2.2. Antriebsstrang für Allradfahrzeuge

Unter dem Antriebsstrang eines Fahrzeuges werden alle Komponenten verstanden, welche im Fahrzeug das Drehmoment vom Motor bis auf die Straße übertragen. Im Englischen wird auch der Motor als Teil des „Powertrain“ gezählt. Im Unterschied zu Fahrzeugen, bei denen nicht alle Räder angetrieben werden, ist in Allradfahrzeugen eine mechanische beziehungsweise elektrische Verbindungen zu sämtlichen Rädern vorhanden. Diese Antriebsarchitektur wird auch zur Stabilisierung des Fahrzeuges eingesetzt. [5]

Die Hauptbestandteile eines Allrad-Antriebsstranges sind der Motor, das Hauptgetriebe, die Kupplung, das Verteilergetriebe, die Kardanwelle, Differentiale, Seitenwellen sowie die Bremsanlage.

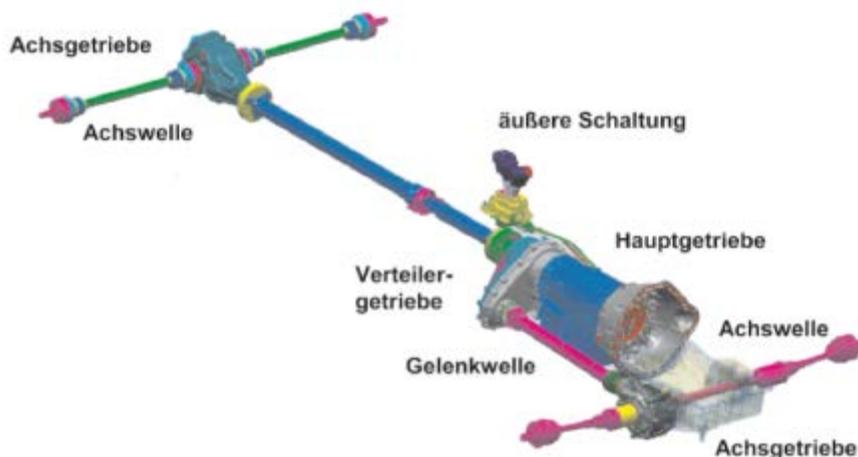


Abbildung 2-2: Hauptkomponenten eines Antriebsstranges für Allradfahrzeuge [6, S.8]

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Kupplung im Verteilergetriebe, welche die Aufteilung der Antriebsleistung auf die Vorder- beziehungsweise Hinterachse regelt, näher betrachtet und behandelt.

2.3. Das Verteilergetriebe

Wie bereits erwähnt, dient das Verteilergetriebe zur Leistungsaufteilung zwischen der Vorder- und der Hinterachse und ist als zusätzliche Komponente, verglichen mit einem herkömmlichen Antriebsstrang, zu verstehen. Das Verteilergetriebe verfügt über einen mechanischen Antrieb und jeweils einen mechanischen Abtrieb für die Vorder- sowie Hinterachse.

Abbildung 2-3 zeigt beispielhaft den Leistungsfluss in einem Verteilergetriebe mit variabler Momentenaufteilung zwischen den Antriebsachsen. Die Leistungsaufteilung zwischen den jeweiligen Achsen wird durch eine schaltbare Kupplung geregelt; in diesem Fall durch eine Mehrscheiben-Lamellenkupplung.

Links ist die gelüftete Kupplung dargestellt, bei der keine Reibung zwischen den Reibpaarungen und somit keine Leistungsübertragung an die Vorderachse auftritt. Das Motormoment wird hier nur an die Hinterachse (HA) weitergeleitet. Man spricht hier von einem 2WD (Two Wheel Drive) Betrieb. Im rechten Bild ist die Kupplung geschlossen. Durch Reibung zwischen den Reibpaarungen wird Drehmoment übertragen und an die Vorderachse weitergeleitet.

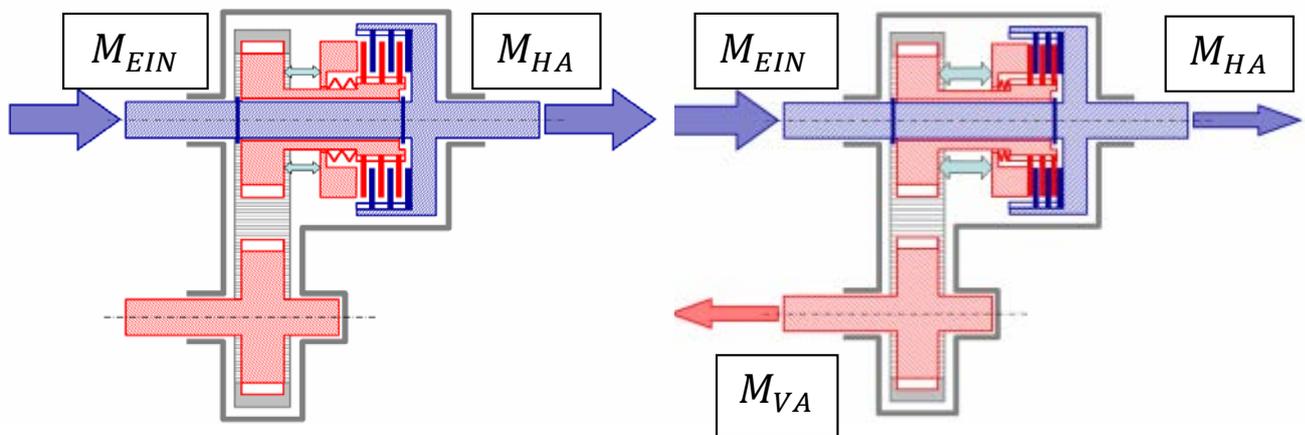


Abbildung 2-3: Leistungsfluss in einem Active Torque Control Verteilergetriebe [5, S.50]

Die Regelung der Drehmomentverteilung ist Teil der Regelstrategie und ist von verschiedenen Faktoren abhängig, wie beispielsweise dem eingelegten Gang im Hauptgetriebe, dem aktuellen Zugkraftbedarf, dem Lenkwinkel und der Steigung auf der sich das Fahrzeug befindet. Dieser Einfluss ist beispielhaft in Abbildung 2-4 dargestellt.

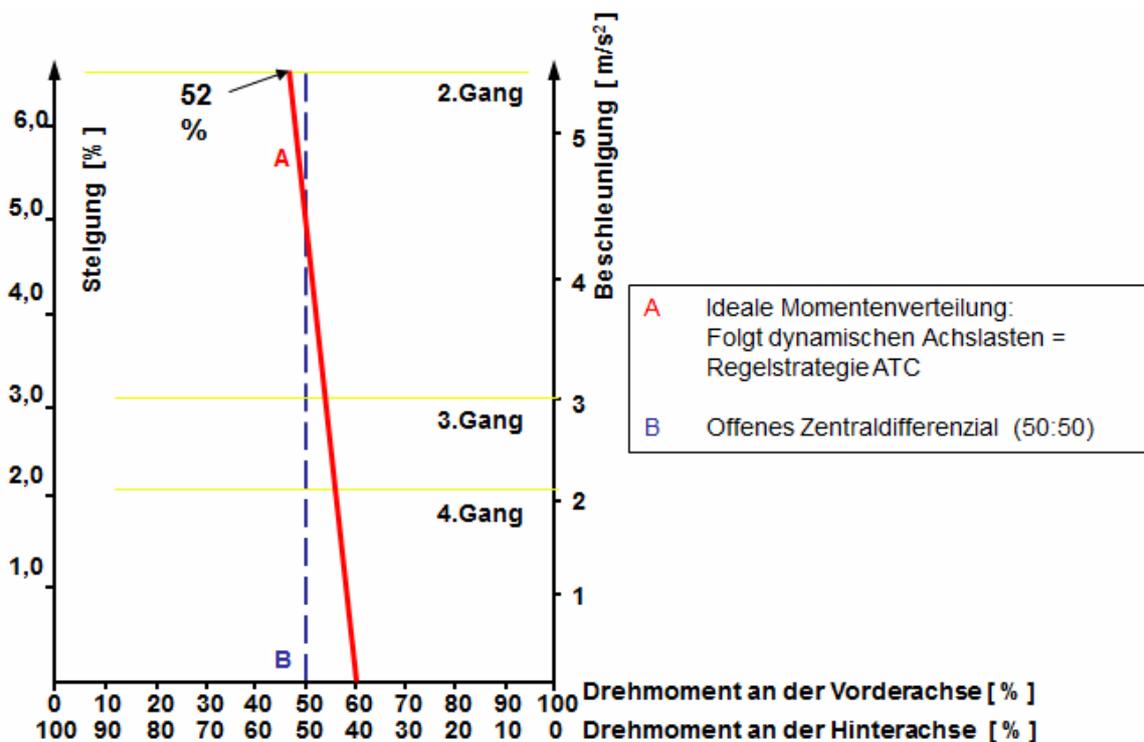


Abbildung 2-4: Beispielhafte Momentenverteilung für ein Verteilergetriebe [5, S.54]

2.4. Kupplungen im Verteilergetriebe

Durch die Weiterentwicklungen im Fahrzeugbau haben die Komponenten des Kupplungssystems heute eine Vielzahl von Anforderungen zu erfüllen, die das Komfortverhalten des Fahrzeugs stark beeinflussen. Weiches Anfahren, schnelles Schalten, Schwingungsdämpfung und Geräuschkürzung sind nur einige Beispiele. Aufgrund dieser Komfortanforderungen hat die Kupplung mehr zu leisten als nur ein Unterbrechen von Momenten- und Leistungsfluss. Daneben zeichnet sich eine moderne Kupplung durch Drehzahlfestigkeit, hohe Übertragungssicherheit, geringe Bauhöhe, niedrige Ausrückkräfte und hohe Lebensdauer aus.

In Abbildung 2-5 ist die allgemeine Klassierung von Kupplungen dargestellt. Bei der in dieser Arbeit behandelten Kupplung im Verteilergetriebe handelt es sich um eine fremdbetätigte, schaltbare Lamellenkupplung, auf die in weiterer Folge näher eingegangen wird.



Abbildung 2-5: Allgemeine Klassierung von Kupplungen [7, S.7]

Im Gegensatz zu der Hauptaufgabe einer Hauptkupplung, die das Trennen von Motor und Triebstrang im Stillstand und den Gangwechsel ermöglichen soll, liegt die Hauptaufgabe der Kupplung in einem Verteilergetriebe in der Drehmomentaufteilung zwischen Hinter- und Vorderachse.

2.4.1. Die Lamellenkupplung

Eine Lamellenkupplung besteht aus mehreren Innen- und Außenlamellen (vgl. Abbildung 2-6). In der Regel werden Außenlamellen aus Stahl und Innenlamellen aus Stahl mit zusätzlich aufgetragenen Reibbelägen ausgeführt. In der Praxis wird die Anzahl der Lamellen auf maximal 20 begrenzt, da beim dynamischen Einkuppeln die Lamellen zusammengeschoben werden und sich jede Lamelle dabei gegenüber ihrer Führung verschieben muss. Dabei wird ein Teil der Betätigungskraft nicht an die benachbarte Reiblamelle weitergegeben, sondern am Lamellenträger abgestützt. Das Reibmoment, das jede einzelne Lamelle überträgt, fällt aus diesem Grund in Krafteinleitungsrichtung von der ersten bis zur letzten Reiblamelle ab. Dieser Axialkraftverlust wird auch später in der Simulation mittels einer sogenannten Abnahmefunktion berücksichtigt. [6][8]

2. Leistungsübertragung in Allradfahrzeugen

Lamellenkupplungen können sowohl nass als auch trocken betrieben werden. Vor- und Nachteile der jeweiligen Systeme sind:

Vorteile nasslaufender Kupplungen:	Vorteile trockener Systeme:
<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Wärmeaufnahme des Systems durch erzwungene Konvektion • Gute Verschleißkennwerte • Hohe Leistungsgrenze • Das Öl sorgt für raschen Ausgleich der Temperaturen der einzelnen Komponenten 	<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Reibungszahlen • Guter Wirkungsgrad • Wegfall des Öls
Nachteile nasslaufender Systeme:	Nachteile trockener Systeme:
<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Schleppverluste • Kleine Reibungszahl der Reibpaarung • Ölbedarf 	<ul style="list-style-type: none"> • Hoher Verschleiß • Begrenzte Möglichkeit der Wärmeabfuhr durch geringe Wärmekapazität der Luft • Die konvektiven Wärmeübergänge von Luft sind viel geringer als jene mit Öl → schlechtere Wärmeabfuhr und somit höhere Lamellentemperaturen

Tabelle 1: Vergleich von Vor- und Nachteilen nass und trockenlaufender Lamellenkupplungen [1][7]

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Lamellenkupplung bestehend aus vier Stahl lamellen und drei Reib lamellen untersucht, welche trocken betrieben wird. Der schematische Aufbau des Kupplungspakets ist in Abbildung 2-6 dargestellt. In der Abbildung ist die abwechselnde Anordnung der Stahl- und Reib lamellen ersichtlich. Das Simulationsmodell, auf das später noch eingegangen wird, ist auf diese Konfiguration mit vier Stahl- und drei Reib lamellen entwickelt worden. Grundsätzlich kann das Modell aber für Lamellenkupplungen mit unterschiedlicher Lamellenanzahl angepasst und angewendet werden.

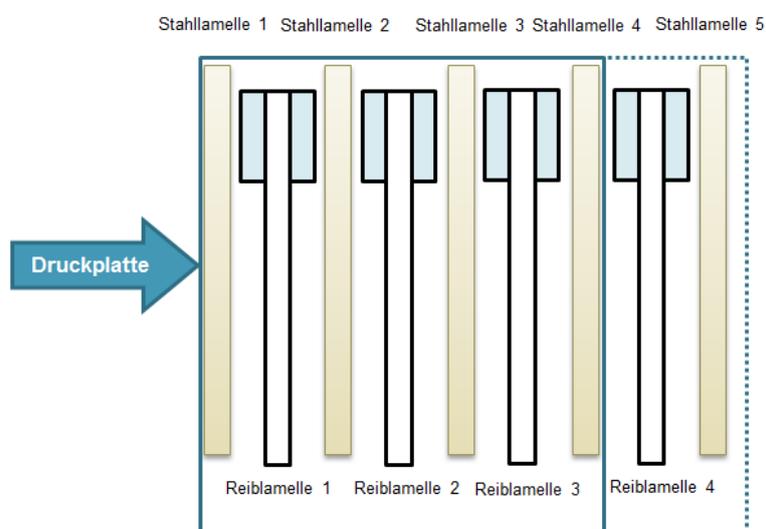


Abbildung 2-6: Exemplarische Anordnung von Stahl und Reib lamellen

Die Antriebswelle, die in Abbildung 2-6 nicht dargestellt wird, ist verdrehstarr mit dem Außen lamellenträger, in weiterer Folge Kupplungskorb genannt, verbunden. Mittels der

Innenverzahnung des Außenlamellenträgers werden alle Außenlamellen axial frei beweglich geführt. Die durch die Verzahnung des Innenlamellenträgers ebenfalls axial frei beweglich geführten Innenlamellen sind abwechselnd zwischen den Außenlamellen angeordnet. Damit werden alle Innenlamellen verdrehstarr mit der Abtriebswelle verbunden.

Wenn die Lamellenkupplung durch die Betätigung des Aktuators geschlossen wird, das heißt die Lamellen von der Druckplatte gegen die Stützscheibe gedrückt werden, entsteht Reibung zwischen den Außen- und Innenlamellen. Durch die entstehenden Reibkräfte kann ein Kraftfluss vom Kupplungskorb zum Innenlamellenträger aufgebaut werden, welcher die Drehmomentübertragung von der Antriebswelle zur Abtriebswelle ermöglicht. Grundsätzlich gilt, je mehr Reibflächen eine Lamellenkupplung besitzt, desto mehr Drehmoment kann bei gleicher Betätigungskraft übertragen werden. Erfahrungsgemäß soll, wie bereits erwähnt, die gesamte Lamellenanzahl jedoch auf 20 beschränkt werden, weil eine höhere Anzahl der Lamellen eine schlechtere Schaltdynamik und einen höheren Axialkraftverlust infolge der Reibung zwischen Lamellenträger und Lamelle verursacht. Beim unbetätigten Kolben trennen sich die Lamellen je nach Konstruktion entweder durch die Wirkung einer Rückstellfeder oder durch den Öldurchfluss zwischen den Lamellen. Bei der in dieser Arbeit untersuchten Kupplung handelt es sich um eine trockenlaufende Mehrscheibenkupplung mit einer Scheibenfeder die zur Trennung der Lamellen verwendet wird. Grundsätzlich handelt es sich bei der Lamellenkupplung um ein komplexes tribologisches System, dessen Systemverhalten von Wechselwirkungen zahlreicher Einflussgrößen geprägt ist. Nicht nur die mechanische Auslegung und die vorliegenden Beanspruchungen, sondern auch die Eigenschaften der Reibpaarung beeinflussen das Systemverhalten der Lamellenkupplung. Dabei spielt die Auswahl des Reibbelags eine besonders wichtige Rolle. Die Variantenvielfalt der Belagsarten wird durch die vielen Einflussgrößen und unterschiedlichen Anwendungsgebiete dieser Kupplungen bedingt. [9]

Bei Reiblamellen wird grundsätzlich zwischen zwei verschiedenen Bauarten unterschieden, den konventionellen Double-Sided Lamellen und den weniger verbreiteten Single-Sided Lamellen. Die unterschiedlichen Bauarten sind in Abbildung 2-7 dargestellt.

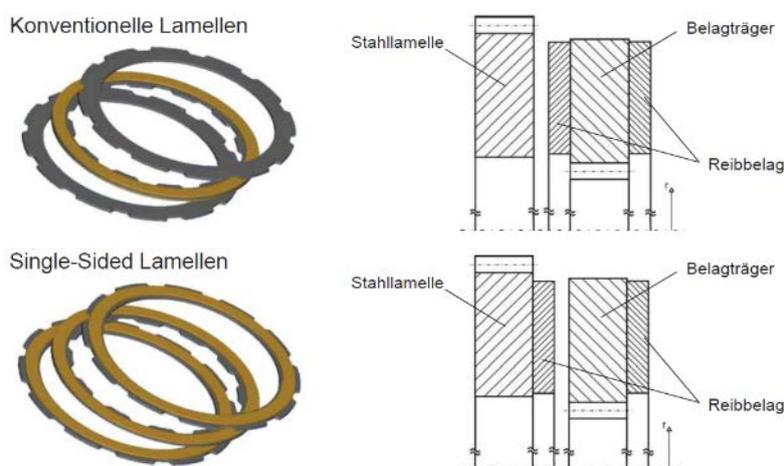


Abbildung 2-7: Double- und Single-Sided Reiblamellen [10, S.5]

Bei der Herstellung wird der Reibbelag auf einen metallischen Träger doppelseitig (DSP) oder einseitig (SSP) aufgebracht. Reibbelag und Trägerblech bilden die Reiblamelle, die auch als Belaglamelle bezeichnet wird. Typische Reibbelagsmaterialien 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 Gegenauflflächen zu erheblichem metallischen Abrieb kommen kann. In Abbildung 2-8 ist ein Lamellenpaket

dargestellt, das starke Spuren des Verschleißes zeigt. An den Reibpads sind unter anderem bereits Ausbrüche zu erkennen, die auf eine zu hohe thermische Belastung schließen lassen. In der Abbildung sind die Mitnehmerverzahnung für die Stahllamelle (außen) sowie für die Reiblamellen (innen) ebenso deutlich erkennbar.

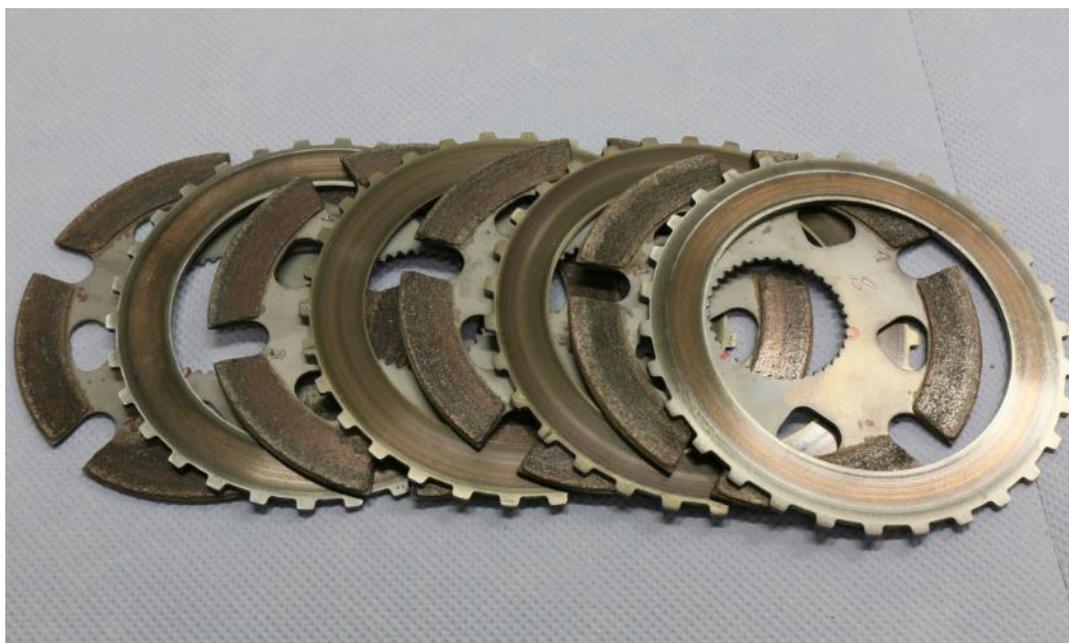


Abbildung 2-8: Verschlissenes Lamellenpaket

2.4.2. Belagsmaterialien und Belastungsgrenzen

Das Verhalten von Reibkupplungen ist stark beeinflussbar und wird in erster Linie durch die gegebene Reibpaarung, beziehungsweise der verwendeten Reibmaterialien, geprägt.

Abbildung 2-9 zeigt Auslegungsrichtwerte für trocken laufende und für nass laufende Ein- und Mehrscheibenkupplungen. Einige der wichtigsten Kriterien für die Beurteilung von Reibbelägen sind der Gleitreibungskoeffizient μ_c , insbesondere sein Minimalwert bei Extremlast, die Berstdrehzahl, der Verschleiß von Belag und Gegenreibflächen, sowie die Neigung zu selbsterregtem Rupfen.

Reibpaarung	Nasslauf				Trockenlauf		
	Sinterbronze / Stahl	Sintereisen / Stahl	Papier / Stahl	Stahl, gehärtet / Stahl gehärtet	Sinterbronze / Stahl	Organische Beläge / Grauguss	Stahl, nitriert / Stahl, nitriert
Gleitreibung μ_c	0,05–0,1	0,07–0,1	0,1–0,12	0,05–0,08	0,15–0,3	0,3–0,4	0,3–0,4
Haftreibung $\mu_{c,0}$	0,12–0,14	0,1–0,14	0,08–0,1	0,08–0,12	0,2–0,4	0,3–0,5	0,4–0,6
Verhältnis $\mu_c/\mu_{c,0}$	1,4–2,0	1,2–1,5	0,8–1,0	1,4–1,6	1,25–1,6	1,0–1,3	1,2–1,5
Max. Relativgeschwindigkeit v_{rel} [m/sec]	40	20	30	20	25	40	25
Max. Flächenpressung p_{max} [MPa]	4	4	2	0,5	2	1	0,5
Zul. spezifischer Wärmeeintrag bei einer Schaltung w_{max} [J/mm ²]	1,0–2,0	0,5–1,0	0,8–1,5	0,3–0,5	1,0–1,5	2,0–4,0	1,5–1,0
Zul. spezifische Wärmeleistung \dot{w} [W/mm ²]	1,5–2,5	0,7–1,2	1,0–2,0	0,4–0,8	1,5–2,0	3,0–6,0	1,0–2,0

Abbildung 2-9: Reibungskennwerte verschiedener Reibpaarungen [11, S. 122]

In Mehrscheibenkupplungen gibt es unterschiedliche Möglichkeiten die Funktion von Belagslamellen zu realisieren. Bei manchen Anwendungen werden einfach Stahllamellen beschichtet oder es werden Lamellen aus anderen Werkstoffen eingesetzt. Dadurch lassen sich die Reibwerte erhöhen, die Temperaturfestigkeit verbessern, sowie ein sanfteres Ansprechverhalten oder eine Verminderung der Betriebsgeräusche erreichen. In Lamellenkupplungen können bei ausreichender Schmierung sogar Stahllamellen (Legierungen mit Zusatz von Molybdän) gegeneinander laufen.

Die Stahllamellen werden im Allgemeinen aus unlegierten Stählen mit geringem Kohlenstoffgehalt gefertigt. Oft wird der Vergütungsstahl C60 verwendet. Für die Reib- und Verschleißigenschaften der Stahllamellen sind die Fertigungs- und Endbehandlungsverfahren, sowie die daraus resultierende Oberflächenbeschaffenheit von großer Bedeutung. Rauere Stahllamellenoberflächen führen zu höheren Reibwerten, erhöhen jedoch den Verschleiß der Belagslamelle. Daher darf die Oberflächenrauheit der Stahllamellen eine bestimmte Grenze nicht überschreiten. Das Nitrieren als Endbearbeitungsverfahren dient zur Erhöhung der Härte und hat deutlichen Einfluss auf die Reibeigenschaft der Stahllamellen.

Bei der Herstellung von Double-Sided Lamellen wird, wie bereits erwähnt, auf beiden Seiten eines ringförmigen Trägerblechs, das mit der Mitnehmervverzahnung versehen ist, der Reibbelag in Form von Reibpads (RP) aufgebracht. Das Trägerblech beziehungsweise der Belagslamellenträger sorgt dabei für die mechanische Festigkeit der Reiblamelle. Die eigentliche Aufgabe der Innenlamelle, die Übertragung des Drehmoments durch Reibung, übernimmt allerdings der Reibbelag. Die gängigsten Arten von Reibbelägen, das sind Papier-, Sinter-, Carbon-, und Keramikbeläge, kommen in unterschiedlichsten Anwendungen zum Einsatz. Zurzeit ist der Papierreibbelag im Pkw-Bereich besonders weit verbreitet. Er zeichnet sich durch eine wirtschaftliche Herstellung, einen relativ hohen Reibwert und einen guten Schaltkomfort aus. Als Nachteil verfügt der Papierreibbelag über eine sehr schlechte Wärmeleitfähigkeit, die zu einer begrenzten thermischen Belastbarkeit führt. Der Sinterreibbelag wird wegen seiner besseren Wärmeleitung vor allem dort eingesetzt, wo Reiblamellen thermisch stärker beansprucht werden, wie zum Beispiel in Industriekupplungen und in Lastkraftwagen. Nachteilig beim Sinterbelag sind der schlechtere Schaltkomfort und der höhere Verschleiß der Gegenlamellen. Neue Materialentwicklungen führen zu neuartigen Reibbelägen, wie beispielsweise dem Carbon- und dem Keramikbelag. Diese stellen interessante Alternativen zum herkömmlichen Papierbelag dar. In Abbildung 2-10 sind Stoffwerte gängiger Reibbelagsmaterialien abgebildet.

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

Abbildung 2-10: Stoffwerte von gängigen Reibwerkstoffen [8, S.9]

2. Leistungsübertragung in Allradfahrzeugen

Die sehr hohe spezifische Wärmekapazität c_p und das gute Verhalten hinsichtlich der Geräuschbildung (NVH-Verhalten) von organischen und Papierbelägen begründet deren großes Verwendungsspektrum in Reibkupplungen. Der Papierreibbelag entspricht einem organisch gebundenen Kompositwerkstoff, der durch ähnliche Prozesse, welche auch bei der Papierherstellung angewendet werden, erzeugt wird. Er besteht aus celluloseartigen Fasern (Zellwand-, Baumwollfaser), synthetischen Fasern und Füllstoffen, die mit Phenolharz in eine organische Matrix gebunden werden. Die Werkstoffzusammensetzung und der Anteil einzelner Inhaltsstoffe spielen eine wichtige Rolle für die Charakteristik des Reibbelags. Moderne Reibbelagsrezepturen bestehen aus bis zu 25 Rohstoffen. Die makroskopischen Eigenschaften des Kompositwerkstoffes sind dabei das Ergebnis des Zusammenwirkens seiner Inhaltsstoffe. Während das Phenolharz als Bindemittel dient und die Faser für die mechanische Festigkeit sorgt, bestimmen die verschiedenen Füllstoffe und auch die Fasern das Reibverhalten.

Die Entwicklung des in den Messungen dieser Arbeit verwendeten Reibbelages unterliegt in dem Hersteller. Das Produkt ist in unserem Fall ein gesintertes Metallgemisch. Dieses besteht aus einer Bronze Matrix mit Graphit und zusätzlichen Additiven.

In Abbildung 2-11 ist die im betrachteten Verteilergetriebe verwendete Lamellenpaarung dargestellt:



Abbildung 2-11: Darstellung der verwendeten Lamellenpaarung im Verteilergetriebe

Bei Kohlenstofffaserbelägen (*Carbonbeläge*) wird überwiegend gewebte Kohlenstofffaser verwendet. Die zumeist verwebten Fasern erhöhen die Festigkeit des Belags. Des Weiteren werden ebenso Kohlenstofffasern als Komplettbelag (ähnlich dem Papierbelag) verwendet. Wegen des hohen Verschnitts und der Kosten des Materials werden derzeit aber gewebte Matten aus Kohlenstofffaser ausgestanzt und auf den Träger (meist eine Stahllamelle) geklebt. Gewebte Carbonbeläge sind aber teurer als Papierbeläge.

Vorteile der Sinterbronze sind die hohe thermische Stabilität und die mechanische Festigkeit. Jedoch zeigen Sinterbronzebeläge im Kupplungspaket ein geringeres Potential zur Leistungsaufnahme als zum Beispiel hochtemperaturfeste Papierreibbeläge. Nachteile sind niedrigere dynamische Reibwerte als bei Papierbelägen. Gepresstes Graphit bietet ähnliche Vorteile wie Sinterbronze, ist jedoch leichter. [8]

2.4.3. Tribologie in der Lamellenkupplung

Unter Tribologie versteht man allgemein die wissenschaftliche Untersuchung von Reibung, die Bestimmung und die Messung von Reibungskoeffizienten sowie dem Verschleiß zwischen sich in Relativbewegung befindlicher Flächen. Die Berücksichtigung der Tribologie kann durch die Entwicklungen von optimierten Reiblamellen zu beträchtlichen Einsparungen bei Energie- und Materialeinsatz, Produktion und Instandhaltung führen. [12]

Das Systemverhalten einer Lamellenkupplung ist also nicht nur durch die geometrische Auslegung und die Beanspruchung bestimmt, sondern auch vom Reibverhalten der Reibpaarung abhängig. Dafür verantwortlich ist das tribologische System, welches in erster Linie durch Reibbelag und Stahllamelle bestimmt ist. Es ist maßgebend für das Reibverhalten der Kupplung und soll folgende Anforderungen erfüllen:

- gutes Schaltverhalten
- hohe Drehmomentübertragungsfähigkeit
- hohe Lebensdauer beziehungsweise geringer Verschleiß
- hohe mechanische Festigkeit
- hohe thermische Belastbarkeit
- gutes Geräuschverhalten und keine Reibschwingungen (z.B. Stick-Slip)
- über die Lebensdauer konstante Reibeigenschaften

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

- Belagsmaterial: organisches Material (Papier), Sintermetalle, Carbon (im Rennsport)
- Beschaffenheit des Belags: Dichte, Porosität
- Nutzung des Reibbelages (bei Nasskupplungen)
- Belagsoberfläche
- Oberfläche der Stahllamelle
- Betriebsparameter: Relativgeschwindigkeit, Reibflächentemperatur, Flächenpressung

Das tribologische System muss je nach Anwendung und der primär geforderten Charakteristik angepasst werden. Dabei gilt es immer einen Kompromiss zwischen den oben genannten Anforderungen zu finden. [8] [12]

2.4.4. Momentenübertragung in der Lamellenkupplung

Das Prinzip der Momentenübertragung ist bei einer nassen und einer trockenen Kupplung gleich. Die Grundfunktion der Kupplung, Drehmoment zu übertragen, wird im Fall der Lamellenkupplung durch Reibung zwischen Festkörpern erfüllt. Bei diesen Festkörpern handelt es sich um Lamellen, welche der Lamellenkupplung auch ihren Namen geben.

Das maximal übertragbare Moment der Kupplung ist grundsätzlich abhängig von:

- dem Reibungskoeffizienten μ
- der Normalkraft welche auf die Reibflächen wirkt F_N
- dem mittleren Reibradius r_m
- sowie der Anzahl an Reibflächen welche zur Übertragung beitragen Z_{RF} .

2. Leistungsübertragung in Allradfahrzeugen

Mit Hilfe dieser Größen ist es möglich, das maximal übertragbare Moment einer Lamellenkupplung zu ermitteln.

Dazu wird zuerst der ringförmige Ausschnitt einer rotationssymmetrischen Kupplungslamelle mit dem mittleren Durchmesser r und der radialen "Breite" dr , vgl. Abbildung 2-12, betrachtet. Von der Aktuierung wird bei geschlossener Kupplung eine Anpresskraft F_{ax} zur Momentenübertragung zur Verfügung gestellt, die unter Berücksichtigung des inneren und des äußeren Radius r_a und r_i des Reibbelages zu einem Anpressdruck

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi * (r_a^2 - r_i^2)} \quad (2.1)$$

führt. Mit dem Reibwert zwischen Belag und Stahllamelle kann der dünne ringförmige Ausschnitt bei Belastung durch den Anpressdruck p in ein differentielles Moment dM_c der Größe

$$dM_c = r * 2\pi * r * dr * p * \mu_c = \frac{2 * F_{ax} * r^2 * \mu_c}{r_a^2 - r_i^2} * dr \quad (2.2)$$

übertragen werden. Im Sinne einer robusten Auslegung wird die Auslegung der Kupplung für den Anfahrvorgang mit dem Gleitreibungskoeffizienten μ_c durchgeführt. Das übertragbare Gesamtmoment der Kupplung M_c ergibt sich dann bei Berücksichtigung aller z_{RF} Reibflächen durch Integration von (2.2) zu

$$M_c = z_{RF} * \int_{r_i}^{r_a} dM_c = \frac{2}{3} * F_{ax} * z_{RF} * \mu_c * \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad (2.3)$$

Für die meisten ausgeführten Kupplungsreibbeläge gilt: $\frac{r_a}{r_i} = 0,7 \dots 0,9$; für diese Radienverhältnisse lässt sich der letzte Term von Gleichung (2.3) vereinfachen. Dazu kann idealisiert der mittlere Reibradius r_m der Reibpaarung eingeführt werden:

$$r_m = \frac{r_a + r_i}{2} \approx \frac{2}{3} * \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad (2.4)$$

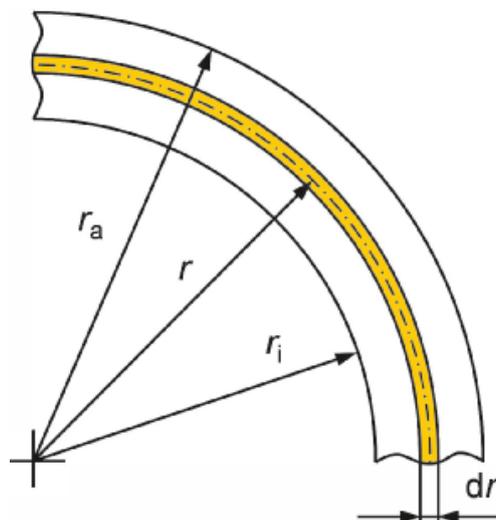


Abbildung 2-12: Ermittlung des mittleren Reibradius [11, S.127]

Idealisiert deshalb, weil innerhalb einer Reibpaarung eine konstante Flächenpressung $p = F/A$ angenommen wird. Im Betrieb kann es durch Verformungen, Fliehkräften, thermischen Effekten und Fertigungstoleranzen zu Abweichungen vom theoretischen zum tatsächlichen mittleren Reibradius kommen.

Das maximal übertragbare Moment lässt sich nun bestimmen durch:

$$M_c \approx F_{ax} * Z_{RF} * \mu_c * \frac{r_a + r_i}{2} = F_{ax} * Z_{RF} * \mu_c * r_m \quad (2.5)$$

Der Fehler, der beim Übergang von (2.3) zu (2.5) entsteht, ist für die gängigen Radienverhältnisse bei Fahrzeugkupplungen kleiner als 1%; die Ungenauigkeiten bei der Bestimmung des Reibwertes μ_c sind wesentlich größer. Ferner sei darauf hingewiesen, dass weder (2.3) noch (2.5) Sicherheiten enthalten. Setzt man in (2.3) bzw. (2.5) statt des Gleitreibungskoeffizienten μ_c den Haftreibungskoeffizienten $\mu_{c,0}$ ein, so erhält man anstelle des übertragenden Moments der rutschenden Kupplung das bei quasistatischer Beanspruchung maximal übertragbare Grenzmoment $M_{c,max}$.

Neben seinem Einfluss auf das Reibmoment ist der Reibungskoeffizient μ in der Kontaktfläche auch maßgebend für die Charakteristik beim Öffnen und Schließen der Kupplung. Er ist in erster Linie von der Werkstoffpaarung, dem Verschleiß, der Belagtemperatur, der Relativgeschwindigkeit der Reibflächen, der Flächenpressung und bei nassen System vom Öl abhängig. Die genaue Ermittlung dieses Parameters ist sehr schwierig und ein Grund zur Durchführung dieser Arbeit ist es, damit den Einfluss der Temperaturen auf den Reibwert besser abschätzen zu können.

Bei der Dimensionierung von Kupplungen mit mehreren Reibpaarungen, insbesondere bei Lamellenbremsen und Lamellenkupplungen, ist in (2.5) ein Korrekturfaktor ζ_c einzufügen, der zu einer Reduktion des maximal übertragbaren Momentes $M_{c,max}$ führt. Für den Faktor ζ_c kann man bis zu einer Reibflächenanzahl $Z_{RF} \approx 15$ vereinfachend die Abschätzung

$$\zeta_c = 1 - \frac{Z_{RF}}{45} \quad (2.6)$$

verwenden. Die Reduktion des übertragbaren Momentes ergibt sich aus den axialen Reibwiderständen in den Führungen der Lamellen, welche bei Aktuierungen eine Reduktion des effektiven Anpressdrucks in den einzelnen Reibflächen der Lamellen zur Folge hat.

$$M_{c,max} = F_{ax} * Z_{RF} * \mu_c * r_m * \zeta_c \quad (2.7)$$

Liegt zwischen den durch die Kupplung verbundenen Wellen eine Differenzdrehzahl vor, das heißt $\Delta n = n_{Ein} - n_{Aus} \neq 0$, wird dies als Schlupf bezeichnet. Bei der Definition des übertragenen Momentes wird zwischen schlupfender und schlupffreier Kupplung unterschieden. Im Fall einer schlupfenden Kupplung kann das übertragene Moment nach Gleichung (2.7) berechnet werden. Eine schlupffreie Kupplung kommt einer drehfesten Verbindung gleich. [8]

2.4.5. Thermische Beanspruchung

Während des Reibprozesses wird die Reiboberfläche durch die dabei herrschende thermische Belastung verändert. Diese Veränderung kann zu plastischen Deformationen der Kontaktflächen führen und ist je nach Ort der maximalen Belastung unterschiedlich. Neben der Verformung an der Oberfläche findet eine lokale Verlagerung der Reibungsintensität in der Kontaktfläche statt. Dieser Effekt wird als „thermische Instabilität“ bezeichnet.

Die Belastung einer Kupplung wird durch die mittlere Reibungsleistung, das heißt die Reibarbeit aller Reibvorgänge bezogen auf die gesamte Betriebsdauer der Kupplung, quantifiziert. Die Betriebsdauer setzt sich aus den Reibzeiten und den dazwischenliegenden Erholzeiten zusammen. Bei einer Anfahrkupplung sind Anfahrvorgänge für die Kupplungsbelastung entscheidend, für eine im Dauerschlupf betriebene Kupplung (im Falle eines Verteilergetriebes) sind die Zeiten im Dauerschlupf maßgebend für die Belastungen. Bei der Grundauslegung einer Kupplung wird insbesondere der Wärmeeintrag und das Wärmespeichervermögen der Kupplung berücksichtigt, die zusammen mit den Reib- und Verschleißkennwerten des Belags entscheidend für die Übertragungssicherheit und die Lebensdauer des Systems sind.

Wird eine Kupplung zu lange unter hoher Last im Schlupf betrieben, steigt die Temperatur in den Reibbelägen so stark an, dass der Reibzement bis in den Belagkern zerstört werden kann. Der Belag verliert durch thermische Überlastung seine mechanische Festigkeit, fällt auseinander und die Gegenreibflächen zeigen die entsprechenden Anlauffarben und Hitzerisse. Typische Vorgänge, die zu einem Verbrennen des Belags führen können, sind das „Freischaukeln“ eines festgefahrenen Fahrzeuges oder das ständige Anfahren in einem zu hohen Gang mit unzureichenden Abkühlphasen. Als eine Abhilfemaßnahme ist für zukünftige Anwendungen der Einsatz keramischer Beläge denkbar, die durch ihre höhere thermische Belastbarkeit Vorteile bezüglich Baugröße und übertragbares Moment zeigen [11].

2.5. Semi-Dry Verteilergetriebe von Magna Powertrain

Hierbei handelt es sich um eine neue Generation von Verteilergetrieben, welche sich durch eine gesteigerte Effizienz und maximale Fahrdynamik für Premium- und Sportfahrzeugklassen auszeichnen. Die fortschrittliche und innovative Technologie erhöht die Fahrzeugperformance durch optimale Drehmomentverteilung. Der Begriff „Semi-Dry“ stammt von der Tatsache, dass das Verteilergetriebe sowohl über eine nasse, als auch über eine trockene Seite verfügt. Wie bereits erwähnt, befindet sich die Kupplung auf der trockenen Seite. Die nasse, mit einem Ölkreislauf ausgestattete Seite, beinhaltet jene Bauteile und Komponenten, welche das Drehmoment im Falle einer geschlossenen Kupplung an die Vorderachse übertragen. Das Reibmoment von der Mehrscheibenkupplung wird über ein Kettensystem auf die Vorderachse übertragen. Eine optimierte Kettenölversorgung (deutlich reduzierte Ölmenge) und eine Ölkühlung, die für Ketten optimiert ist, führen zu einer weiteren Effizienzsteigerung. Die 2WD-Betriebsart verbessert durch Reduktion der bewegten Massen die Effizienz, wenn das 4WD-System aufgrund fehlender Notwendigkeit im Fahrbetrieb abgeschaltet werden kann. Der Fokus dieser Arbeit liegt allerdings auf der trockenen Seite, weshalb auf die „Wet-Side“ hier nicht näher eingegangen wird.

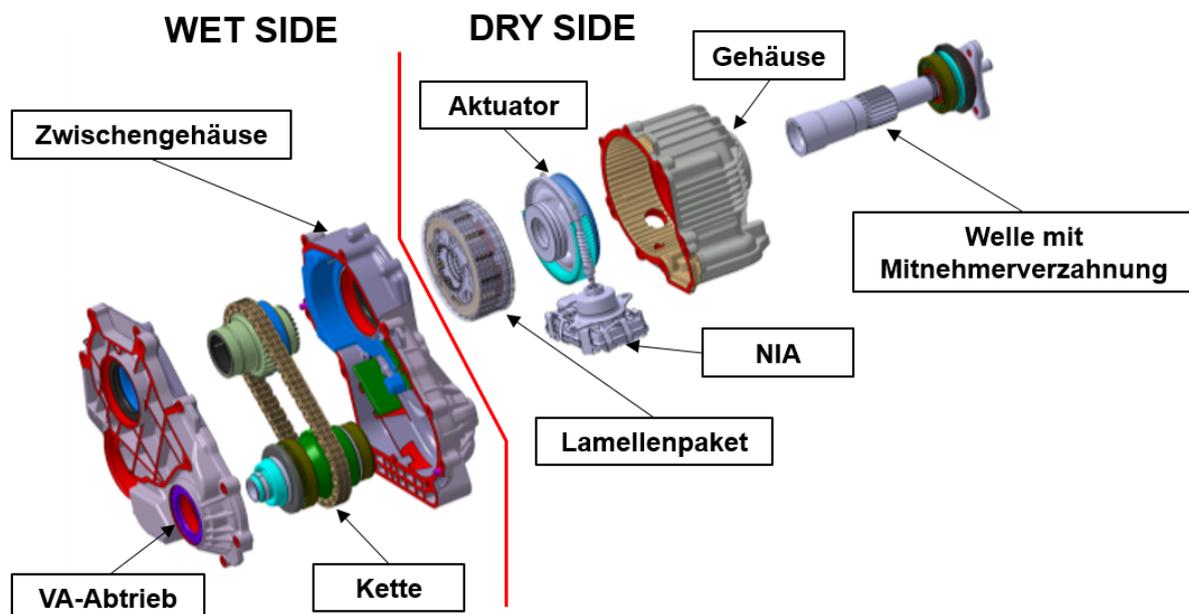


Abbildung 2-13: Semi-Dry Architektur des betrachteten Verteilergetriebes [13]

Wie in Abbildung 2-13 ersichtlich beinhaltet die trockene Seite, „Dry-Side“, des Getriebes die Bauteile der Trockenkupplung sowie der trockenen Aktuierung.

Das Getriebe zeichnet sich durch eine elektromechanische Kupplungsbetätigung aus, welche von einer ECU gesteuert wird. Die variable Ansteuerung der Kupplung eine variable Drehmomentverteilung an die Vorderachse. Das trockene Kupplungssystem und die pumpenlose Technik führen zu einer Reduzierung der Spül- und Schleppverluste. Die notwendige Betätigungskraft an der Kupplung wird im Falle des untersuchten Verteilergetriebes durch einen speziellen Aktuator (New Intelligent Actuator NIA) gestellt. Der NIA verdreht in Folge eines elektrischen Stromes eine Welle mit einer Verzahnung. Diese Spindel greift wiederum in eine Verzahnung einer Kugelrampe ein und die rotatorische Bewegung wird über Kugeln in eine axiale Bewegung umgewandelt. Durch die axiale Verschiebung wird über eine Druckplatte eine axiale Betätigungskraft auf das Lamellenpaket ausgeübt. Die Betätigungskraft wird zusätzlich durch einen Hebel unterstützt. Durch den Hebel werden die Kräfte auf das Aktuierungssystem reduziert und es kann eine kleinere Bauform

2. Leistungsübertragung in Allradfahrzeugen

verwendet werden. Bei dieser Ausführung sind Aktuierungskräfte auf die Druckplatte mit bis zu 15kN möglich. Durch das innovative Hebelsystem wird nicht nur die erforderliche Axialkraft reduziert, die Konstruktion erlaubt auch ein neuartiges, hocheffizientes Lagerkonzept. Das Lüften des Kupplungspaketes erfolgt über eine Scheibenfeder.

Eine optimierte Gehäuseausführung führt zu reduziertem Platzbedarf des Getriebes im Fahrzeug und auch zu reduziertem Gewicht. Als Material des Gehäuses wird in der jüngsten Generation Magnesium verwendet, was hinsichtlich des Gewichts weitere Vorteile bringt.



Abbildung 2-14: Schnitt durch das zu untersuchende Verteilergetriebe [14, S.1]

3. Grundlagen der Wärmeübertragung

3.1. Einleitung

Wärmeübertragung ist definiert als der Transport von Energie infolge eines Temperaturunterschiedes über zumindest eine thermodynamische Systemgrenze hinweg. Die transportierte Energie wird als Wärme bezeichnet und ist eine Prozessgröße. Die Wärmeübertragung erfolgt in Richtung der Orte mit tieferen Temperaturen. Wärmeübertragung ist also ein Energietransport infolge von Temperaturgradienten. In der Physik werden drei Arten von Wärmetransport unterschieden, welche hier nur grob beschrieben werden:

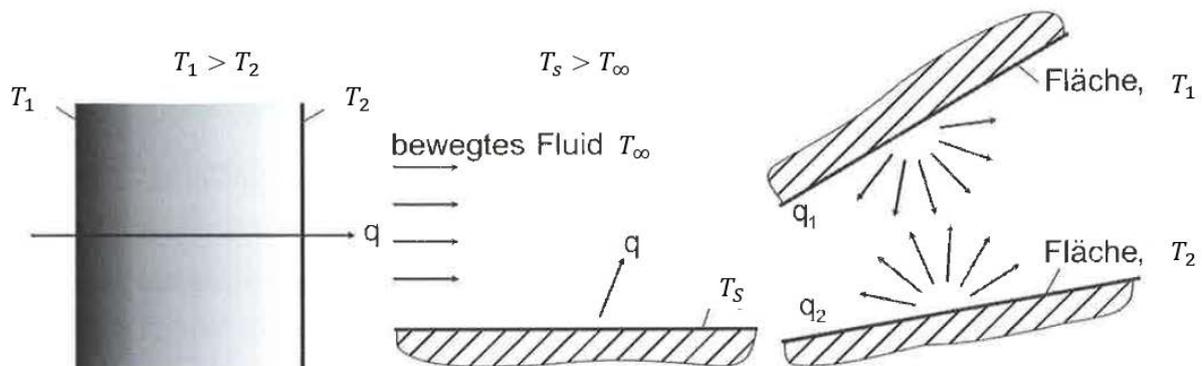


Abbildung 3-1: Wärmetransportarten: links – Leitung, Mitte – Konvektion, rechts – Strahlung [15, S.186]

3.2. Wärmeleitung

Alle Stoffe sind aus kleinsten Teilchen aufgebaut, wobei Atome und Moleküle mehr oder weniger beweglich sind. Die Temperatur in einem Medium wird assoziiert mit der kinetischen Energie der Teilchen. Diese Energie setzt sich zusammen aus translatorischer Bewegung sowie aus Rotation und Vibration der Teilchen. Hohe Temperatur bedeutet hohe, niedrige Temperatur geringe Energie der Teilchen. Durch die Eigenbewegung kollidieren die Teilchen laufend, wobei Energie übertragen wird. Wärmeleitung bedeutet also die Weitergabe von Energie von energiereicheren Teilchen an energieärmere Teilchen infolge der Wechselwirkungen. Dieser Energietransfer erfolgt im statistischen Mittel immer in Richtung geringerer Temperatur. [15]

Der Energietransport durch zufällige Molekularbewegungen wird auch als Energiediffusion bezeichnet. In Gasen sind die freien Weglängen der Teilchen bei Translation am größten. In Flüssigkeiten sind die Molekülabstände viel geringer, daher erfolgen die Wechselwirkungen stärker und häufiger. In Feststoffen wird die Wärmeleitung mit Gitterschwingungen in Verbindung gebracht. In guten Leitern ist auch die translatorische Bewegung für die Wärmeleitung maßgebend. Bei Metallen sind hierfür überwiegend die Leitungselektronen verantwortlich.

Wärmeleitung ist bedeutend in allen Feststoffen und ruhenden Fluiden (solange die auftretenden Temperaturunterschiede keine Bewegung des Fluids in Gang setzen).

Der Transport thermischer Energie durch Wärmeleitung wird durch die thermische Energiegleichung beschrieben:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{dp}{dt} + \frac{\tau}{\nabla \cdot \vec{v}} - (\nabla \cdot \vec{q}) + q_Q \quad (3.1)$$

3. Grundlagen der Wärmeübertragung

Der Term $\frac{\tau}{\bar{v}^2}$ wird als Dissipationsfunktion bezeichnet und wird in der Literatur oft mit dem Symbol Φ_μ geschrieben. Für die Herleitung und Gültigkeit dieser Gleichung sei hiermit auf entsprechende Fachliteratur verwiesen ([5]).

Für den Fall von Festkörpern und ruhenden, inkompressiblen Fluiden kann die Gleichung vereinfacht mit

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = -(\bar{\nabla} * \vec{q}) + \dot{q}_Q \quad (3.2)$$

angenommen werden. Mit dem Ansatz $dh = c_p * dT$ für eine differentielle Enthalpieänderung und der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung gilt:

$$\vec{q} = -\lambda * \bar{\nabla} * T \quad (3.3)$$

Zur Beschreibung des Wärmestromvektors \vec{q} werden die Größen h und \vec{q} mit der Temperatur in Verbindung gebracht. Endgültig führt dies zu der Wärmeleitungsgleichung in Temperaturform

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho * c_p} \Delta T + \frac{\dot{q}_Q}{\rho * c_p} \quad (3.4)$$

die unter der Annahme konstanter Stoffeigenschaften c_p , λ und ρ formuliert wird. Die Energieübertragung durch Bewegung der kleinsten Teilchen in der Materie wird durch eine Materialeigenschaft beschrieben, welche die Fähigkeit der Stoffe, Wärmeenergie durch Leitung zu transportieren, kennzeichnet. Diese Eigenschaft wird Wärmeleitfähigkeit genannt, und wird häufig durch das Formelzeichen λ [$W/(m \cdot K)$] gekennzeichnet. Die Wärmeleitfähigkeit ist eine Funktion der Temperatur $\lambda = \lambda(T)$ (siehe Abbildung 3-2).

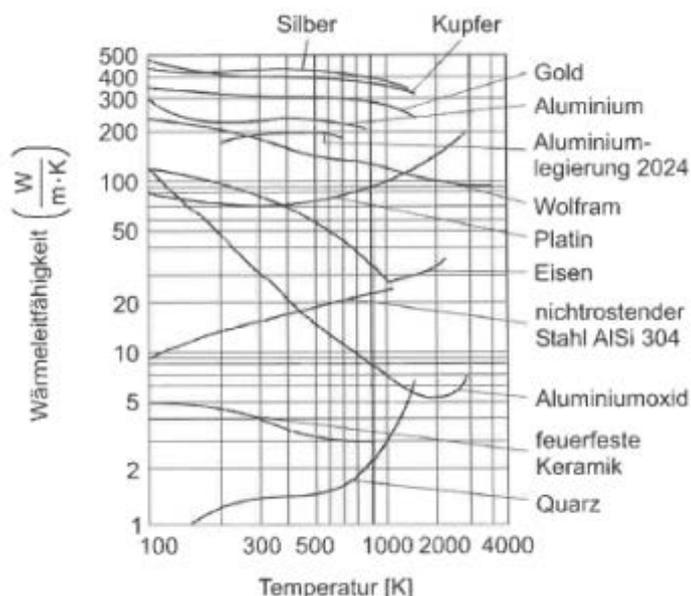


Abbildung 3-2: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Feststoffe [15, S.192]

Diese Annahme repräsentiert die physikalische Wirklichkeit meist sehr gut. Durch Definition der Temperaturleitzahl a kann die Gleichung umformuliert werden:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a * \Delta T + \frac{\dot{q}_Q}{\rho * c_p} \quad \text{mit } a = \frac{\lambda}{\rho * c_p} \dots \text{Temperaturleitzahl } \left[\frac{m^2}{s}\right] \quad (3.5)$$

Die Wärmeleitfähigkeit ist von der molekularen Struktur der Materie abhängig. Aufgrund fundamentaler Unterschiede im Molekularabstand gilt generell $\lambda_{fest} > \lambda_{flüssig} > \lambda_{gasförmig}$. In Fluiden ist der Teilchenabstand deutlich größer als in Feststoffen, und die Bewegung ist zufälliger, weshalb auch der Energietransport weniger effektiv erfolgen kann. Bei Gasen kann die Wärmeleitfähigkeit als Funktion von Temperatur, Druck und chemischer Zusammensetzung gut beschrieben werden. [6] [16]

3.2.1. Wärmedurchgang

Die bisher besprochene reine Wärmeleitung tritt in den meisten praktischen Problemstellungen nicht isoliert auf. Mit dem Ansatz, die übertragene Wärmestromdichte als Produkt aus Temperaturdifferenz zwischen einer Wand und einem ungestörten Fluid und einem Proportionalitätsfaktor zu beschreiben ergibt sich die Beziehung

$$q = \alpha (T_w - T_F) \quad (3.6).$$

Der Proportionalitätsfaktor ist die „Wärmeübertragungszahl“ und wird zumeist mit $\alpha [W/m^2 K]$ bezeichnet. Die Wärmeübergangszahl ist eine Funktion des Strömungszustandes sowie der physikalischen Eigenschaften des Festkörpers oder des Fluids. In den weiteren Abschnitten wird sich die exakte Ermittlung der Wärmeübertragungszahl als sehr schwierig erweisen. [6]

3.3. Konvektiver Wärmeübergang

Konvektion bezeichnet den Transport einer Größe durch Fluidbewegung. Im vorliegenden Fall verstehen wir darunter den bewegungsbedingten Transport von Wärme. Dies beinhaltet grundsätzlich zwei Beträge zur Energieübertragung, nämlich durch die Molekularbewegung und durch die makroskopische Strömungsbewegung des Fluids. Durch die Strömung werden größere Molekülverbände bewegt. Abhängig davon, wie die Strömung erzeugt wird, kann noch weiter unterschieden werden zwischen freier und erzwungener Konvektion.

Konvektion ist also die Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport durch die Strömung. Für die praktische Anwendung ist dabei vor allem der Wärmeübergang zwischen festen Wänden und dem strömenden Fluid von großem Interesse. Es kann sich dabei zum Beispiel um

- beheizte Wände von durchströmten Rohren
- Wärmeabgabe von Heizkörpern an die Raumluft, oder
- Kühlung von Fluiden in Rohrschlangen oder Kühlern

handeln. Zur Bestimmung der Temperaturverteilung im Fluid ist daher die Kenntnis des Strömungsfeldes notwendig. Die Temperaturfelder im Festkörper und im Fluid stehen im Allgemeinen miteinander in Wechselwirkung. [5]

3.4. Wärmestrahlung

Alle Körperoberflächen mit nicht verschwindender Temperatur $T > 0K$ emittieren Energie in Form elektromagnetischer Wellen. Haben zwei Oberflächen unterschiedliche Temperaturen, so entsteht ein Nettowärmestrom zu der Oberfläche mit der geringeren Temperatur, obwohl diese selbst ebenfalls Strahlung aussendet. Diese Form der Wärmeübertragung tritt immer auf, aber die Auswirkungen sind vorwiegend bei sehr hohen Temperaturen bedeutend. Die abgestrahlte Energie ist proportional der vierten Potenz der Körpertemperatur. Allerdings können auch bei niedrigeren Temperaturen nennenswerte Beiträge zur Strahlung auftreten. [6]

Die Wärmestrahlung wird in der thermischen Simulation im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt.

3.5. Wärmeübertragung im Verteilergetriebe

In Abbildung 3-3 ist eine prinzipielle Darstellung der berücksichtigten Wärmeübertragungspfade und der entsprechenden Wärmeübertragungsmechanismen von der Kupplung im betrachteten Verteilergetriebe zu sehen.

An der Kontaktfläche zwischen Stahl- und Reiblamelle, der Reibfläche, entsteht die Reibleistung

$$P_{Ri} = M_{Ri} * |\omega_{An} - \omega_{Ab}|. \quad (3.7)$$

Das jeweilig anliegende Reibmoment M_{Ri} ist von Reibfläche zu Reibfläche unterschiedlich. Aufgrund des Axialkraftverlustes, vgl. Kapitel 2.4.4, wird in dieser Simulation ein Verlust des übertragbaren Reibmomentes von 2% pro Reibfläche angenommen. Die Reiblamellen der Kupplung sind „Double-Sided“ ausgeführt, wodurch den innen liegenden Stahllamellen die Reibleistung von zwei Reibflächen zugeführt wird. Es ist also davon auszugehen, dass diese thermisch höher belastet sind.

Die Reibleistung entspricht der Wärmequelle im Kupplungssystem. Dieser Wärmestrom liegt an den Kontaktflächen von Stahl- und Reibbelag an und fließt durch das Bauteil.

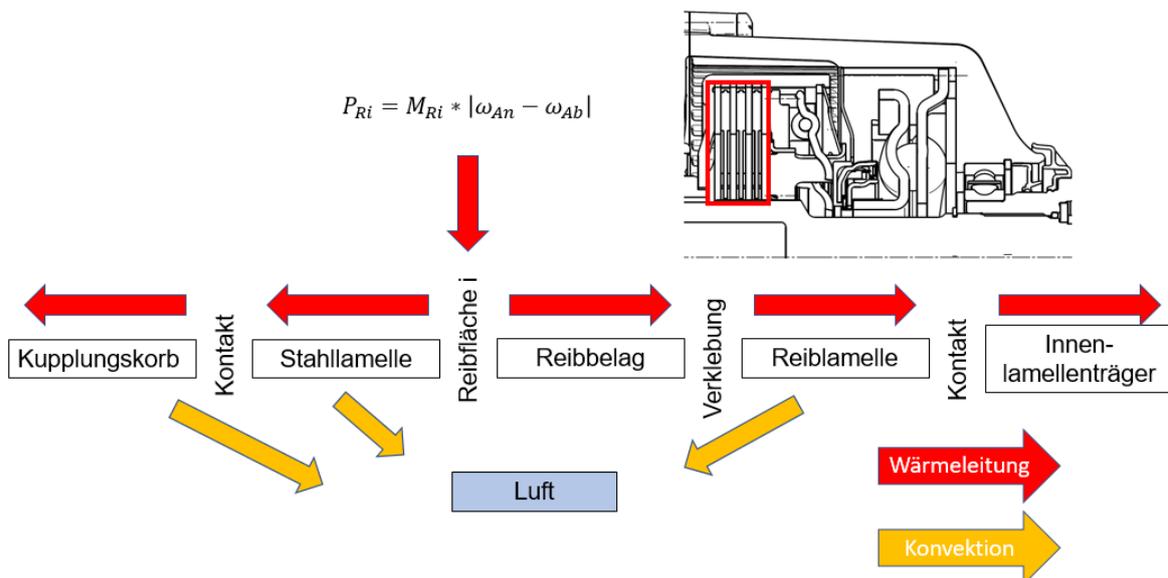


Abbildung 3-3: Wärmeübertragungspfade

Ausgehend von der Wärmeentwicklung in der Reibfläche tritt Wärmeleitung zwischen in Kontakt stehenden Komponenten und erzwungene Konvektion mit einem Fluid, im vorliegenden Fall mit der Luft, auf.

4. Wärmedehnungen, Temperaturdehnungen

4.1. Einleitung

Unter Wärmeausdehnungen versteht man die durch Temperaturänderungen hervorgerufenen Verformungen von festen, flüssigen und gasförmigen Körpern. Die Verformung kann anhand der geometrischen Abmessung (Länge, Flächeninhalt oder Volumen) beurteilt werden. Kommt es zu unterschiedlichen Wärmeausdehnungen in einem Körper oder in mechanisch verbundenen Körpern, können mechanische Spannungen entstehen, die im Extremfall zur Beschädigung oder Zerstörung eines Bauteils führen können. Im Falle der Kupplung führen diese Dehnungen zu Ungenauigkeiten in der Momentenstellgenauigkeit des Aktuators.

Die in der Reibfläche entstehende Wärme einer schlupfenden Kupplung kann thermisch wie eine innere Wärmequelle angesehen werden. Da Wärme ständig mit ihrer Umgebung ausgetauscht wird, ändern sich auch ständig die Temperaturen der umgebenden Bauteile. Ziel dieses Kapitels ist die Ermittlung der zu erwartenden Wärmedehnungen des Kupplungspaketes des vorgestellten Verteilergetriebes im Betrieb. Die Ergebnisse sollen in weiterer Folge dazu dienen um ein entsprechendes Kompensationsmodell für den Aktuator erstellen zu können. Als Basis der Berechnungen dienen Temperatursimulationen von früheren Entwicklungen des Getriebes.

4.1.1. Physikalische Grundlagen

Die meisten festen, flüssigen und gasförmigen Körper dehnen sich beim Erwärmen aus und ziehen sich beim Abkühlen zusammen. Gasförmige Stoffe dehnen sich bei Erwärmung allgemein am meisten aus, feste Stoffe am wenigsten.

Im Rahmen dieser Arbeit interessieren vor allem Verformungen in Bezug auf die Länge der Körper, siehe Wärmedehnung eines Stabes in Abbildung 4-1. Der Elastizitätsmodul E , der Schubmodul G und die Querkontraktionszahl ν können näherungsweise als temperaturunabhängig angenommen werden. Für Stahl gilt diese Annahme bis etwa 200°C. Quantifiziert werden die Verformungen mit der Wärmedehnungszahl α_i oder auch Wärmeausdehnungs-koeffizient genannt.

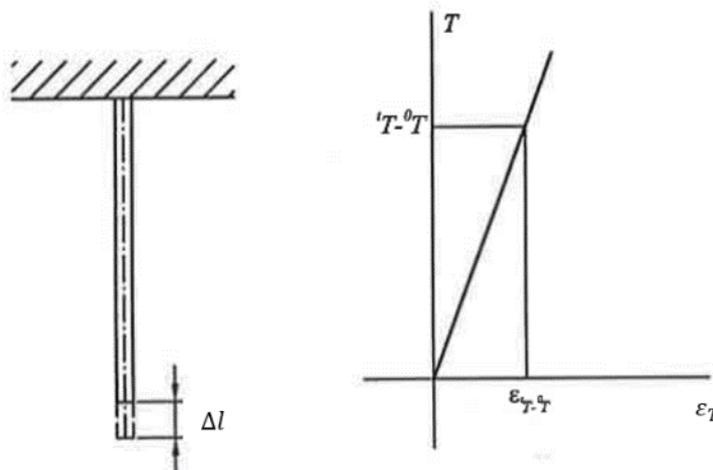


Abbildung 4-1: Stab unter Temperaturbelastung [17, S.52]

4.1.2. Linearer Temperatúrausdehnungskoeffizient

Der lineare Ausdehnungskoeffizient ist eine Werkstoffkenngröße. Bei isotropen Werkstoffen ist der Wärmeausdehnungskoeffizient α richtungsunabhängig, weshalb innerhalb gewisser Grenzen gilt:

$$\varepsilon_T = \alpha * \Delta T \quad (4.1)$$

Die relative Längenänderung eines Festkörpers ist also proportional zur Temperaturänderung, sowie zum thermischen Längenausdehnungskoeffizienten. Aus der Definition der relativen Längenänderung $\varepsilon_T = \frac{\Delta l}{l_0}$, die in diesem Fall nur durch Temperaturänderungen hervorgerufen wird, lässt sich die absolute Längenänderung bei einer gegebenen Anfangslänge ermitteln.

Die neue Länge des Bauteiles kann auch beschrieben werden mit:

$$l_1 = l_0 * (1 + \alpha * \Delta T) \quad (4.2)$$

Die Beziehungen für den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten gelten analog für den Raumausdehnungskoeffizienten γ [1/K]. Dieser ist definiert durch

$$\gamma = \frac{1}{V} * \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right) \quad (4.3)$$

und gibt das Verhältnis zwischen relativer Volumenänderung $\Delta V/V$ und der Temperaturänderung ΔT an. Im Fall der ausgeführten Kupplung wird nur auf den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten Bezug genommen.

4.2. Wärmedehnungen – berücksichtigte Komponenten im Verteilergetriebe

Die für die Wärmedehnung berücksichtigten Komponenten des untersuchten Verteilergetriebes, sind jene, die an der Axialkraftübertragung an die Kupplung beteiligt sind. Diese Komponenten werden in den nachfolgenden Rechnungen hinsichtlich ihrer Temperaturdehnungen betrachtet. Im Fall des betrachteten Verteilergetriebes sind dies das Lamellenpaket, der Kupplungskorb, das Gehäuse, ein Teil der Kugelrampe inklusive dem Ausrücklager, sowie Bauteile aus dem Zwischengehäuse (hier zusammengefasst als Sprocket).

Die berücksichtigten Komponenten, inklusive der Richtung ihrer Temperaturdehnungen sind in Abbildung 4-2 dargestellt.

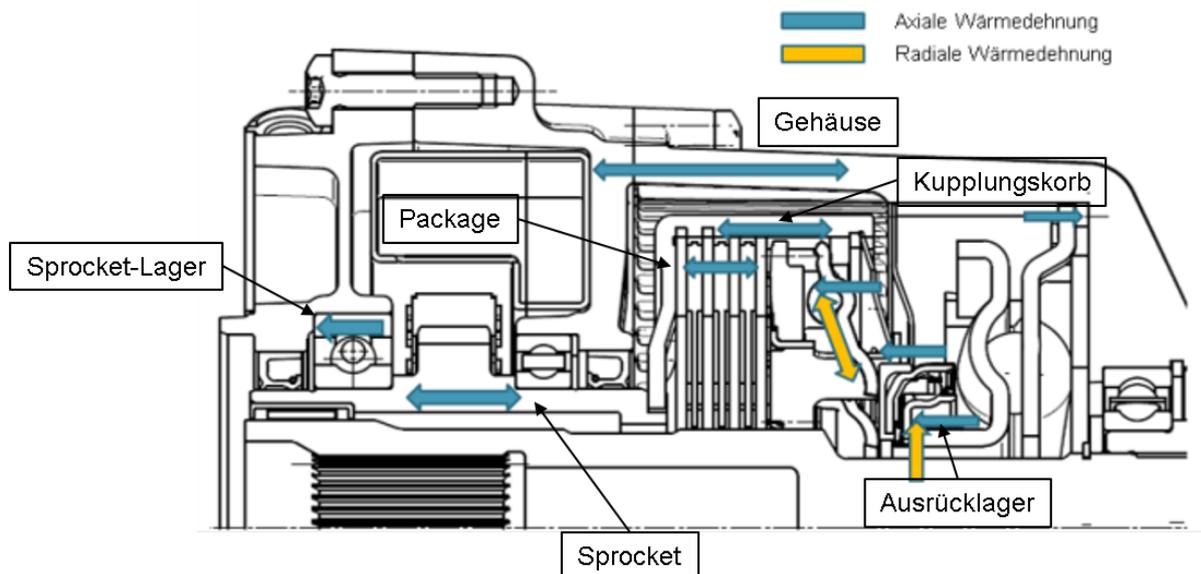


Abbildung 4-2: Berücksichtigte Verformungen

Um die Berechnung möglichst einfach zu gestalten, wird die Annahme getroffen, dass im Inneren jeder Komponente an jeder Stelle die gleiche Temperatur herrscht. Zusätzlich wurden die Wärmeausdehnungskoeffizienten über weite Temperaturbereiche als konstant angenommen.

In der nachfolgenden Tabelle 2 sind die verwendeten Wärmeausdehnungskoeffizienten für die an der Wärmedehnung teilnehmenden Komponenten dargestellt:

Baugruppe	Bauteil	Bauteillänge l [mm]	Werkstoff	Ausdehnungskoeffizient α_i [1/K]
Package	Stahllamelle	10	C60E	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C
	Reiblamelle	4,5	C60E	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C
	Reibpad	6,6	PCC	$17,0 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C
				$31,0 \cdot 10^{-6}$ bei 200°C
				$76,0 \cdot 10^{-6}$ bei 400°C
Druckplatte	4	C60E	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C	
Gehäuse	180	MgAl9Zn	$27,0 \cdot 10^{-6}$ bei 200°C	
			$30,0 \cdot 10^{-6}$ bei 300°C	
Aktuierung	Kugelrampe	45	20MnCr5	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C
				$13,2 \cdot 10^{-6}$ bei 200°C
	Lager Aktuierung	10	C60E	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C
Kupplungskorb	27	20MnCr5	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C	
			$13,2 \cdot 10^{-6}$ bei 200°C	
Sprocket	Input Sprocket	59,4	Sinterstahl	$10,0 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C
	Lager Sprocket	18	C60E	$12,2 \cdot 10^{-6}$ bei 100°C

Tabelle 2: Wärmeausdehnungskoeffizienten und Bauteillängen der berücksichtigten Komponenten [14]

4.3. Auswirkungen der Temperaturdehnungen auf den Lüftspalt

Im Falle des zu analysierenden Verteilergetriebes haben Wärmedehnungen einen wesentlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten, insbesondere auf die Momenten-Stellgenauigkeit der Kupplung. Aufgrund des Wegfalls des Öls und dessen Kühlwirkung sind entsprechend hohe Temperaturen im Lamellenpaket und der Umgebung zu erwarten, welche zu entsprechend großen Wärmedehnungen führen. In Kapitel 2.5 wurde bereits auf die Aktuierung der Kupplung eingegangen. Die axiale Verschiebung der Druckplatte wird demnach durch einen Aktuator mit Kugelrampe ermöglicht. Das Kugelrampen-System besteht aus zwei Scheiben, welche mit entsprechenden Nuten versehen sind. Innerhalb dieser Nuten können sich die Kugeln bewegen. Durch Verdrehung einer Scheibe und aufgrund einer Steigung in den Nuten, kann ein axialer Vorschub realisiert werden, siehe Abbildung 4-3. Eine Aktuierung dieser Art ermöglicht eine sehr feine und genaue Auflösung des Vorschubs, eine kompakte Bauweise und eine zufriedenstellende Wiederholgenauigkeit.

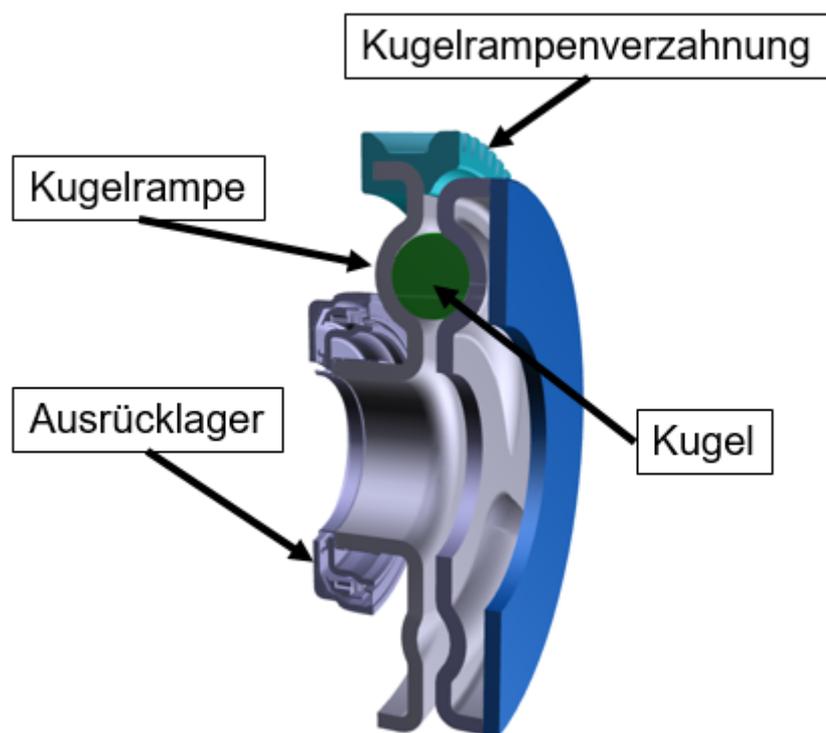


Abbildung 4-3: Aktuierung des Kupplungspakets durch eine Kugelrampe [14, S.12]

Als Lüftspalt bei einer Kupplung ist jener Abstand definiert, den die Druckplatte im gelüfteten Zustand bis zur ersten Stahllamelle besitzt. Als erste Stahllamelle wird jene Lamelle verstanden, die der Druckplatte am nächsten ist und somit als erstes an der axialen Verschiebung teilnimmt. Diese Zählweise ist in der Literatur üblich und wird in weiterer Folge in dieser Arbeit so geführt. Durch Wärmedehnungen im Kupplungspaket entstehen einerseits veränderte Geometrieverhältnisse, andererseits aber auch unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse für die Aktuierung. Die Hebelübersetzung des betrachteten Verteilergetriebes ist in Abbildung 4-4 dargestellt.

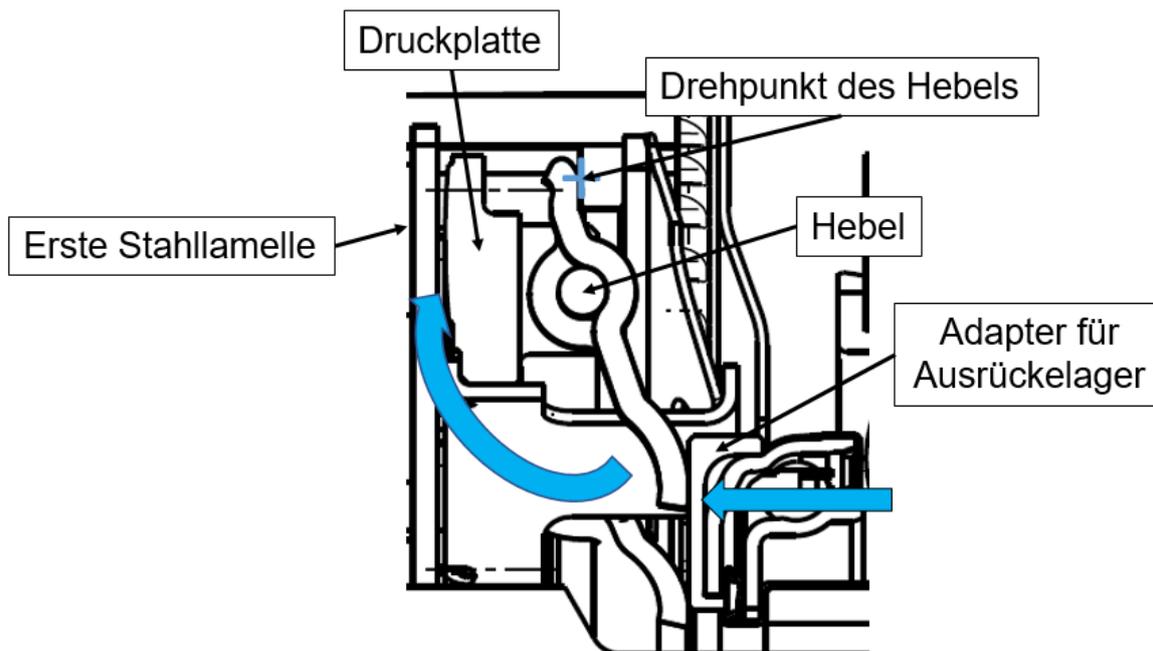


Abbildung 4-4: Darstellung der Hebelübersetzung im VTG

Der Hebel stützt sich, wie in Abbildung 4-4 dargestellt, an der oberen Abrollkante an einer Einstellscheibe am Kupplungskorb ab. Durch eine Verschiebung des Ausrückelagers (Aktuatorvorschub) wird der Hebel um seinen Abrollpunkt an der Einstellscheibe verdreht. Eine Verschiebung des Ausrückelagers führt zu einer Verschiebung der Druckplatte, die aber, aufgrund der geometrischen Verhältnisse, mit einer gewissen Übersetzung erfolgt.

Wie sich ebenfalls aus Abbildung 4-4 ableiten lässt, führen Bauteildehnungen zur Veränderung der geometrischen Verhältnisse und damit auch zu einer Änderung der Übersetzungsverhältnisse. Die Übersetzung durch den Hebel hat auch zur Folge, dass sich Wärmedehnungen von Komponenten unterschiedlich stark auswirken. Eine Längenänderung des Kupplungskorbes wirkt sich aufgrund der Hebelübersetzung

$$i_{ES} = 2,76 \quad (4.4)$$

entsprechend, im Vergleich zu einer Verschiebung des Aktuator-Adapters, stärker aus (die Übersetzung wurde aus den geometrischen Beziehungen am Hebel hergeleitet). Das heißt, durch die Übersetzung am Hebel bewirken Bauteildehnungen des Kupplungskorbes eine 2,76-fache Verschiebungen am Adapter des Ausrückelagers. Analog dazu wirkt sich eine Längenänderung zufolge Wärmedehnungen (oder auch zufolge verschlissener Lamellen) mit dem Übersetzungsverhältnis

$$i_{Package} = 1,695 \quad (4.5)$$

auf den Lüftspalt aus.

Die gesamte Längenänderung des Lüftspaltes kann, unter der Berücksichtigung der genannten Bauteile, über die geometrischen Bedingungen ermittelt werden mit

$$\Delta l_{Lüftspalt} = -i_{Package} * \Delta l_{Package} + i_{ES} * \Delta l_{Korb} + \Delta l_{Geh} - \Delta l_{Sprocket} - \Delta l_{Akt} \quad (4.6)$$

Ziel ist es diese Längenänderung durch den Aktuator zu kompensieren.

4. Wärmedehnungen

Die Kompensation im Aktuator ergibt sich entsprechend der vorgegebenen Kugelrampengeometrie. Im Fall des zu untersuchenden Verteilergetriebes erfolgt dies über den Faktor

$$k_{Winkel} = 11,22 \frac{^\circ}{mm}. \quad (4.7)$$

Dieser Faktor gibt an, wie viele Grad Verdrehung der Kugelrampe notwendig sind, um das Ausrücklager einen Millimeter zu verschieben. Aus den vorher ermittelten Bauteildehnungen lässt sich nun die Gesamtwinkeländerung Δ_{Phi} ermitteln, welche notwendig ist um die Auswirkungen der Temperaturdehnungen zu kompensieren:

$$\Delta\varphi = \Delta l_{Lüftspalt} * k_{Winkel} \quad (4.8)$$

Die hier errechneten Korrekturwerte für den Stellwinkel des Aktuators können direkt als Kompensationsmodell im Steuergerät des NIA implementiert werden.

4.3.1. Berechnung axialer Dehnungen für verschiedene Lastfälle

Die Berechnung der auftretenden Wärmedehnungen erfolgt zunächst im Berechnungsprogramm *MathCad* von PTC. [18]

Die Berechnung wurde dabei für drei verschiedene Lastfälle durchgeführt bei denen unterschiedliche Bauteiltemperaturen auftreten. Diese Lastfälle unterscheiden sich in Dauer und aufzubringende Reibleistung. Es handelt sich um dabei um einen Low-power, einen High-Power und einen Missbrauchstest. In Anhang 1 sind die vollständige Berechnung und dessen Zwischenergebnisse zu finden.

Als Erkenntnis dieser Berechnung kann die Tatsache angesehen werden, dass ab einer gewissen Temperaturänderung des Kupplungskorbes, welche als gute Referenz zu anderen Bauteiltemperaturänderungen herangezogen werden kann, der Einfluss der Package-Dehnungen auf die Änderung des Lüftspalts überwiegt. Dies beruht auf der Tatsache, dass der Wärmeausdehnungskoeffizient für das Belagsmaterial mit steigender Temperatur stark zunimmt, vgl. Tabelle 2. Aus Gleichung (4.6) ist ersichtlich, dass die absolute Längenänderung des Lüftspalts ab einer gewissen Kupplungskorbtemperatur negative Werte annimmt. Dieses Verhalten ist in Abbildung 4-5 ersichtlich:

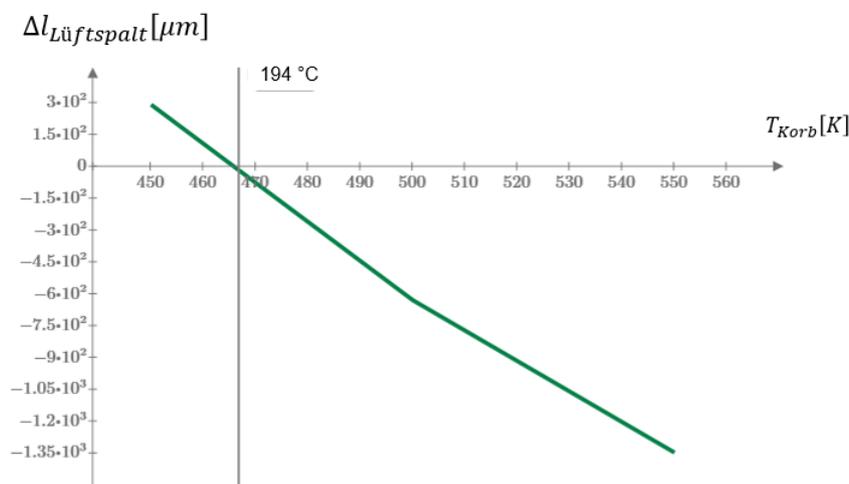


Abbildung 4-5: Änderung des Lüftspalt bezogen auf unterschiedliche Korbtemperatur

In dieser Abbildung ist die Änderung des Lüftspaltes über der Kupplungskorbtemperatur aufgetragen. Die Kupplungskorbtemperatur wurde als Referenz gewählt, da anhand der

Korbtemperatur relativ zuverlässig auf die vorherrschenden Temperaturen der anderen Bauteile geschlossen werden kann.

Die Übersetzung durch den Hebel führt auch zu anderen Aktuierungskräften an der Kupplung.

Die Kraftübersetzung i_F über dem Aktuatorhub $x_{Aktuator}$ folgt linearisiert der Beziehung

$$i_F = (2,97 - \Delta l_{Verschleiß}) - 0,0278 * x_{Aktuator}. \quad (4.9)$$

Die Kraftübersetzung beschreibt das Verhältnis zwischen der durch die Aktuatorik gestellten Axialkraft, zu jener die effektiv an der Druckplatte anliegt. Diese Beziehung ist ein Erfahrungswert der laufenden Entwicklung dieser Kupplung und wird für die vorliegende konstruktive Ausführung als gültig erachtet. In (4.9) ist ein Faktor zur Berücksichtigung des Verschleißzustandes der Lamellen $\Delta l_{Verschleiß}$ eingeführt worden. Dieser wird bei den angeführten Berechnungen aber vernachlässigt, es wird von neuen Lamellen ausgegangen.

Mit der Definition des Momentenfaktors MF

$$MF = i_F * \mu * r_r * n_R * \frac{1}{k_{Winkel}} \quad (4.10)$$

kann letztendlich auf eine Änderung des gestellten Momentes zufolge axialer Wärmedehnungen über

$$\Delta M = -MF * \Delta \varphi. \quad (4.11)$$

geschlossen werden. Zusätzlich sei erwähnt, dass die Winkelstellung des Hebels β_{Lever} und die damit verbundene Aktuator-Winkelstellung abhängig vom Verschleißzustand des Lamellenpaketes sind. Mit fortschreitendem Verschleiß wird mit Hilfe eines Kompensationsmodells die Aktuierung nachgestellt und demnach die Hebelstellung verändert. Neben den Wärmedehnungen hat also auch der Lamellenverschleiß Auswirkungen auf die Hebelstellung und Einfluss auf die Hebel- und Kraftübersetzung. Auf Verschleißrechnungen wird an dieser Stelle allerdings nicht weiter eingegangen.

In Anhang 1 sind die vollständige Berechnung und die Zwischenergebnisse zur Einsicht vorhanden.

4.3.2. Berücksichtigung radialer Wärmedehnungen

Überlegungen an den geometrischen Beziehungen des Aktuierungssystems haben ergeben, dass radiale Bauteildehnung des Ausrücklagers sowie die Dehnung des Hebels Einfluss auf die Hebelübersetzung, den Lüftspalt und die Axialkraft haben. Berechnungen zeigen, dass die radiale Wärmedehnung zu einer Verlängerung des Aktuatorhebels und zu veränderten Abrollpunkten führt, vgl. Abbildung 4-4. Die Dehnung des Hebels hat durch die geometrische Schrägstellung auch einen axialen Anteil der Wärmedehnung. Die Ergebnisse zeigen allerdings, dass Einfluss der radialen Wärmedehnungen auf die Stellgenauigkeit, verglichen mit den Auswirkungen der axialen Wärmedehnungen, vernachlässigbar klein ist.

4.4. MATLAB & Simulink Modell zur Berechnung der Wärmeausdehnungen

Um die Berechnungen der Wärmedehnungen auch für weitere Entwicklungen zu ermöglichen und um diese im Kompensationsmodell des NIA integrieren zu können, wurde das Berechnungsmodell für die Wärmeausdehnung in axialer und radialer Richtung auch in MATLAB & Simulink implementiert. Abbildung 4-6 zeigt den Aufbau des Wärmeausdehnungsmodells in Simulink. [19]

Als Eingangsgrößen für dieses Modell dienen die jeweiligen Bauteiltemperaturen. Diese können zum Beispiel aus Messungen am Verteilergetriebe oder aus anderen Simulationen (vgl. Kapitel 5) ermittelt werden. Das Modell berechnet analog zu dem Mathcad-Programm, die auftretende Einzelbauteil- und Gesamt-Bauteildehnungen, sowie die über die Übersetzungsverhältnisse vorgegebenen Kompensationswerte für den Aktuator.

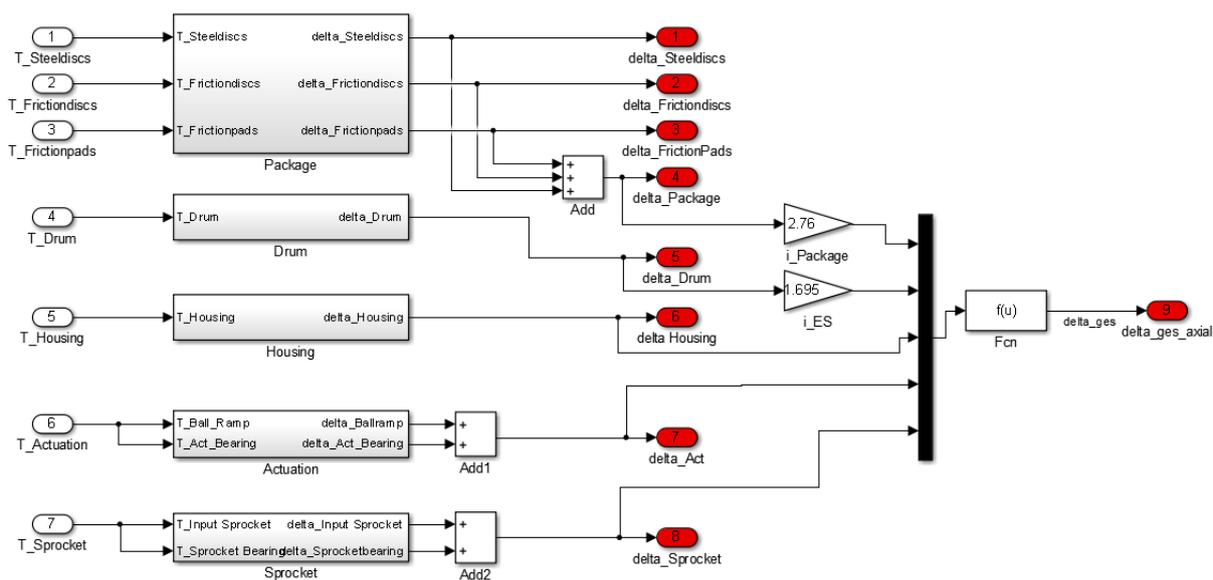


Abbildung 4-6: Simulink Modell zur Berechnung der Wärmeausdehnungen und des Kompensationswinkels

Das vollständige Modell und das verwendete Parameterset sind in Anhang 2 abgebildet.

5. Thermische Simulation

5.1. Einleitung

Das thermische Verhalten einer Lamellenkupplung spielt für die Auslegung der gesamten Kupplung eine zentrale Rolle. Die maximal zulässige Temperatur des tribologischen Systems bestimmt die möglichen Grenzbelastungen der Lamellenkupplung. Deshalb ist die thermische Simulation und Auslegung ein wichtiger Bestandteil bereits in der Entwicklungsphase. Der Wärmehaushalt einer trockenlaufenden Lamellenkupplung, im Vergleich zu nasslaufenden Kupplungen, ist dadurch gekennzeichnet, dass die durch die Reibung entstandene Wärme nicht durch das Öl aktiv abgeführt werden kann. Die Herausforderungen bei der thermischen Simulation bestehen hauptsächlich darin, die von Natur aus komplizierten Wärmeleitungs- und Wärmeübertragungsvorgänge mit einem überschaubaren Ersatzmodell so zu beschreiben, dass ein Kompromiss zwischen dem Rechenaufwand und der Modellgenauigkeit gefunden werden kann. Die Grundlagen der Wärmeübertragungen wurden bereits in Kapitel 3 behandelt. In den folgenden Abschnitten wird zuerst auf das ursprünglich verwendete thermische Modell eingegangen, welches in der Vergangenheit zur Berechnung der Bauteiltemperaturen im Verteilergetriebe verwendet wurde und als Ausgangspunkt für diese Arbeit dient. Anschließend erfolgt die Beschreibung des erweiterten Modells und der Herangehensweise bei der Validierung und Verifikation.

Wie bereits erwähnt, ist die maximale thermische Belastung einer Kupplung unter anderem durch die maximal auftretenden Reibbelagtemperaturen limitiert. Die zulässigen Temperaturen sind von der Reibbelagszusammensetzung abhängig und vom Belagshersteller vorgegeben. Eine der Hauptaufgaben der Reibbelagsentwicklung liegt demnach in der Entwicklung von temperaturbeständigen Reibbelagsmaterialien. Der Grenzwert für den verwendeten Reibbelag im behandelten Verteilergetriebe ist mit einer zulässigen Reibbelagtemperatur von 350°C angegeben.

Die Anforderungen an das Temperaturmodell sind es, sicherheits- und schädigungsrelevante Temperaturen abzubilden und den Energie- beziehungsweise Wärmeeintrag in die Bauteile zu errechnen. Entscheidend für die Qualität des Modells ist unter anderem auch die Rechengeschwindigkeit, da das Modell als Überwachungstool in einer ECU eingesetzt wird. Dieses Überwachungstool wird in weiterer Folge als Schutzmodell bezeichnet. Um die erforderliche Rechengeschwindigkeit befriedigend erreichen zu können, erweist es sich als sinnvoll die thermische Modellierung über ein Punktmassenmodell zu realisieren. Eine Berechnung des Temperaturverlaufes innerhalb von Bauteilen erfolgt dabei nicht. [6][8]

5.2. Ursprüngliches Modell

In Abbildung 5-1 ist das bisher verwendete Modell für die Wärmeübertragung innerhalb der Kupplung dargestellt. In diesem Modell wird vereinfacht angenommen, dass die gesamte Reibungswärme in einer einzigen Reibpaarung entsteht. Das Lamellenpaket wird also vereinfacht als eine einzige Punktmasse zusammengefasst. Die einzelnen Wärmepfade sind, wie in Abbildung 5-1 ersichtlich, durch unterschiedliche Abhängigkeiten gekennzeichnet. Unterschieden wird in dem vorliegenden Fall zwischen Drehzahl- und Drehmomentabhängigkeiten für die Wärmeübertragung. In der Realität werden sich diese Abhängigkeiten überlagern, für eine effiziente Modellgestaltung wird diese Vereinfachung aber getroffen.

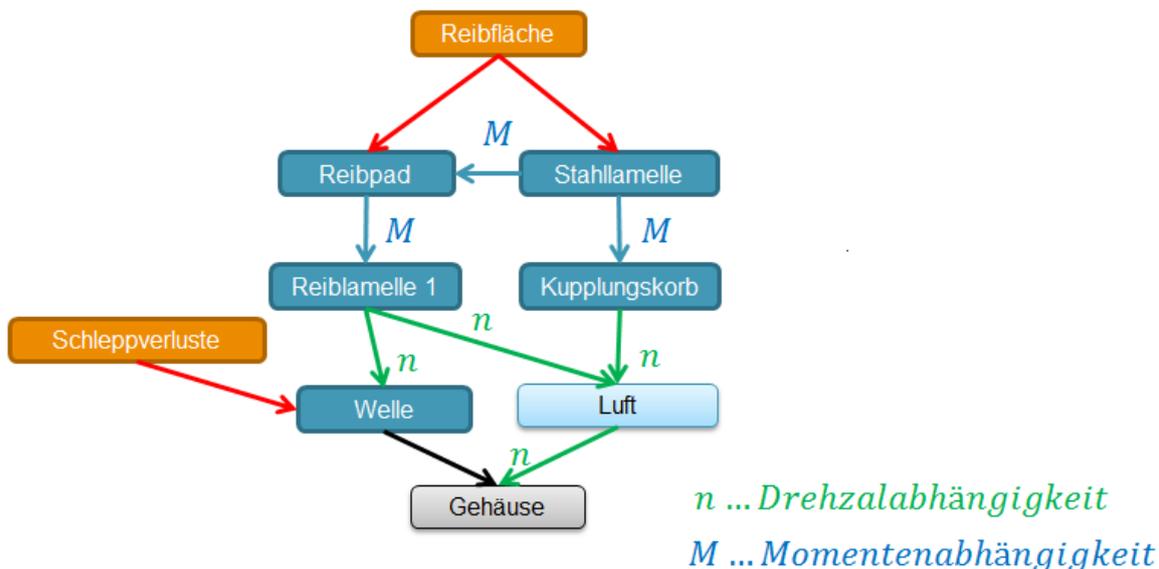


Abbildung 5-1: Wärmepfade im ursprünglichen thermischen Simulationsmodell

Vergleiche zu Messungen haben gezeigt, dass die Simulation auf Grundlage dieses Wärmepfadmodells vor allem im Abkühlverhalten Schwächen zeigt und es dabei zu relativ großen Temperaturunterschieden zwischen Versuch und Simulation kommen kann. Diese Tatsache war ausschlaggebend für die Entscheidung, das ursprüngliche Modell zu erweitern und zu verbessern.

5.1. Erweitertes Modell

Wie bereits erwähnt, wird das bestehende Modell im Zuge dieser Arbeit um weitere Ansätze erweitert und die Auflösung durch Erhöhung der modellierten Bauteile verfeinert. Zur Erläuterung der Ausgangslage zur Modellfindung wird allerdings zuerst noch auf die Herausforderungen und die Komplexität des vorliegenden Problems eingegangen.

Bekannte Herausforderungen für die Modellierung des thermischen Verhaltens von trockenen Mehrscheibenkupplungen sind:

- Hohe Temperaturgradienten im Kupplungspaket
- Reibflächen und Lamellen in der Mitte sind thermisch höher beansprucht als am Rand
- Reibungskoeffizient (und somit Drehmoment) ist temperaturabhängig

Ausgehend von einer einzigen angenommenen Reibpaarung im ursprünglichen Modell, in der die gesamte Reibleistung entsteht, erfolgt nun eine Erweiterung des Thermalmodells von einer auf sechs Reibpaarungen.

5.1.1. Punktmassenmodell

Im Zuge der thermischen Modellierung der Kupplung werden die berücksichtigten Komponenten zu einzelnen Punktmassen zusammengefasst. Thermisch betrachtet bedeutet das, dass die Wärmeleitung in einem Körper so groß ist, dass im ganzen Ersatzkörper eine konstante Temperatur herrscht. [20]

Folgende Annahmen werden im Zuge der Wahl eines Punktmassenmodells, anhand von Erfahrungen, getroffen:

- Die Wärme, welche in der Reibfläche entsteht, fließt zu 60% in die Stahllamelle und zu 40% in die Reiblamelle
- Die Lamellen führen Wärme über erzwungene Konvektion an die Luft ab

Die Konvektion kann über den konvektiven Wärmestrom. \dot{Q}_K beschrieben werden.

$$\dot{Q}_K = \alpha * A * \Delta T \quad (5.1)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_K gibt über den Wärmeübergangskoeffizienten α an, wieviel Wärme bei einer bestimmten Temperaturdifferenz ΔT an eine Fläche A übertragen wird. [6]

Die größte Herausforderung liegt insbesondere in der Ermittlung der Wärmeübergangszahlen. Diese sind in erster Linie von Strömungsparametern, der Bauteilgeometrie und den Stoffwerten abhängig. Auf Grund der zahlreichen Einflussgrößen und der komplexen Zusammenhänge ist es sinnvoll die Wärmeübergangskoeffizienten messtechnisch zu ermitteln.

Bei dem verwendeten Massenpunkt-wärmeflussmodell werden Teile der Lamellenkupplung zwecks der thermischen Modellierung als einzelne thermische Massen zusammengefasst. Die Wärmeleitung wird hier als so groß angenommen, dass im Inneren jedes Ersatzkörpers überall die gleiche Temperatur herrscht. Die Temperatur entspricht der Zustandsgröße der thermischen Ersatzmasse. [6][8]

In Abbildung 5-2 ist der grundsätzliche Aufbau des erweiterten thermischen Modells mit den verwendeten Punktmassen, Wärmepfaden und Abhängigkeiten dargestellt. Die jeweilige Reibleistung P_{Ri} , die in der i-ten Kontaktfläche zwischen Stahl- und Reiblamelle entsteht ist dabei definiert mit:

$$P_{Ri} = M_{Ri} * |\omega_{An} - \omega_{Ab}| \quad (5.2)$$

Die einzelnen Reibleistungen im Kupplungspaket können als innere Wärmequelle im System angesehen werden. Sie sind, nach Gleichung (5.2) abhängig vom jeweilig anliegenden Reibmoment zwischen den Lamellen und der Differenzdrehzahl

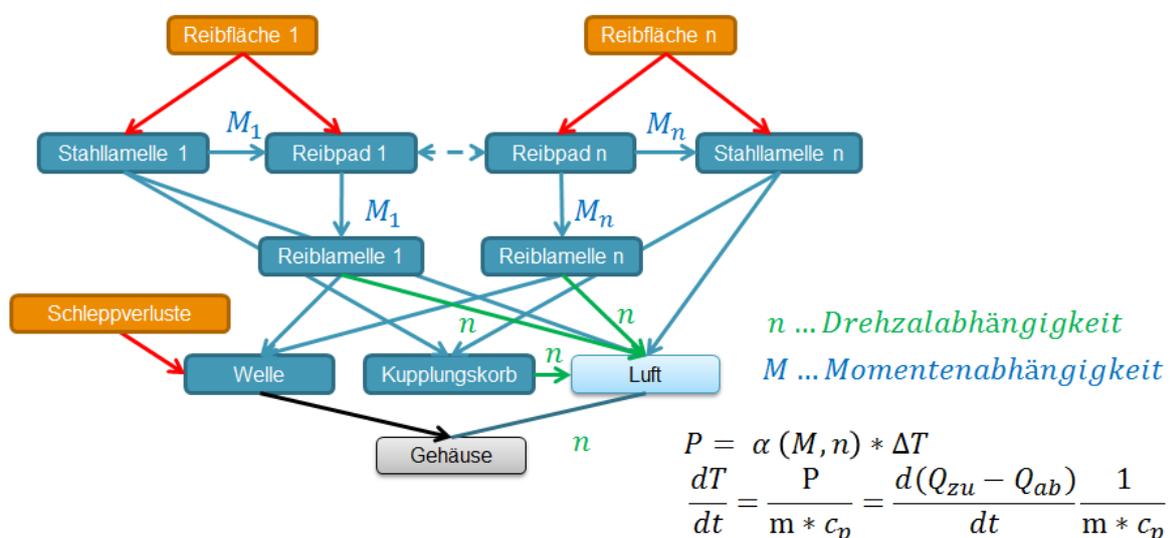


Abbildung 5-2: Wärmepfade im erweiterten thermischen Simulationsmodell

5.1.2. Wärmeentwicklung in der Kupplung

Durch Reibung zwischen den Stahllamellen und den Reibbelägen entsteht Wärme die zu einer Erhöhung der Temperatur in den Lamellen und in weiterer Folge auch von umgebenden Komponenten führt. Um einen Überblick über das thermische Verhalten einer Lamellenkupplung zu gewinnen, ist es notwendig, die auftretenden Wärmepfade und die Arten der Wärmeübertragung zu identifizieren. Vergleicht man die Wärmeleitkoeffizienten von Stahl und Reibbelag, vgl. Abbildung 2-10, wird deutlich, dass die entstehende Wärme zu einem größeren Teil von der Stahllamelle abgeführt werden wird. Der Reibbelag wirkt auf Grund seiner schlechten Wärmeleitfähigkeit eher als Isolator. Die Wärmeleitung zwischen Stahllamelle und Außenlamellenträger, dem Kupplungskorb, wird im Simulationsmodell ebenso berücksichtigt. Diese ist messtechnisch aber sehr schwer zu erfassen.

Nach der Modellstruktur fließt die Reibleistung sowohl in die Stahllamellen als auch in die Reibpads. Ein Teil der Wärme in den Stahllamellen wird durch Zwangskonvektion von der Luft abgeführt. Der Wärmeaustausch zwischen den Lamellen und den Lamellenträgern erfolgt grundsätzlich über die Kontaktfläche der Mitnehmerverzahnung.

Die Stahllamelle gibt also Wärme an den Kupplungskorb sowie an die Luft ab und steht im ständigen Wärmeaustausch mit den benachbarten Reibpads. Die Reiblamelle wiederum gibt Wärme an die Welle, aufgrund der innenliegenden Mitnehmerverzahnung, sowie die Luft ab. Ein Großteil der Wärme wird also von der Luft abgeführt, da alle Komponenten mit der Luft in Kontakt stehen.

Durch Aufstellung von Energiebilanzen werden die Temperaturen aller thermischen Massen bestimmt. Für die Betrachtung der Punktmasse i bedeutet das, dass die gespeicherte Wärme Q_i gleich der Summe der zugeführten Wärme Q_{zui} minus der Summe der abgeführten Wärme Q_{abi} ist:

$$Q_i = Q_{zui} - Q_{abi} \quad (5.3)$$

Die Temperaturänderung in der jeweiligen Punktmasse ergibt sich mit:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{dQ_i}{dt} * \frac{1}{m * c_p} = \frac{d(Q_{zu} - Q_{ab})}{dt} * \frac{1}{m * c_p} \quad (5.4)$$

Diese Beziehung dient als Grundlage zur Ermittlung der Bauteiltemperaturen im vorliegenden Modell. [6]

5.2. Implementierung des erweiterten Modells in MATLAB & Simulink

Im folgenden Kapitel wird der grundsätzliche Aufbau des thermischen Modells in MATLAB Simulink beschrieben. Die Hintergründe des erstellten Punktmassenmodells sind in Kapitel 5.1.1 erklärt und die auftretenden Wärmepfade in Abbildung 5-2 dargestellt.

Wie in Abbildung 5-3 zu erkennen ist, benötigt das erstellte Thermal-Modell als Eingangssignale das Drehmoment, die Differenz der Lamellenwinkelgeschwindigkeit, die absolute Winkelgeschwindigkeit des Antriebs, einen Parameter für die Aufbau-Konfiguration und die Gehäusetemperatur zur Berechnung.

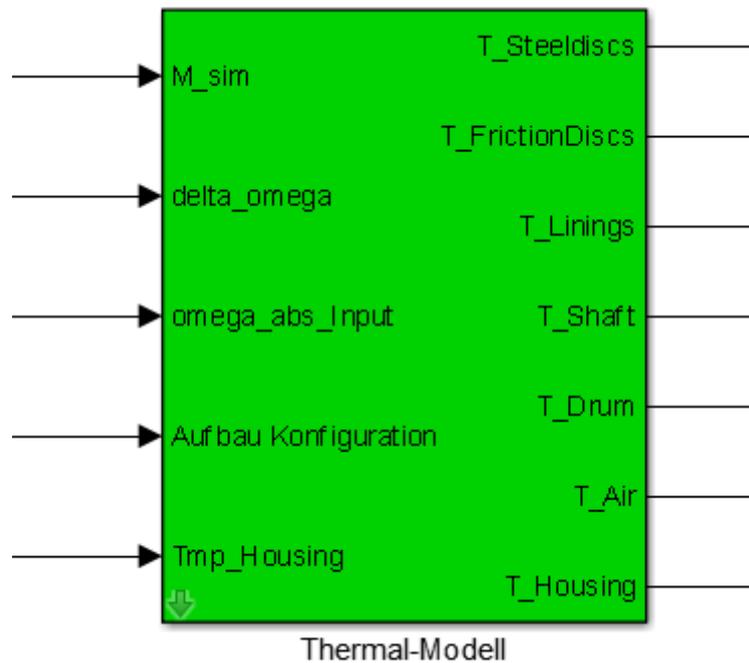


Abbildung 5-3: Übersicht über das Subsystem Thermal-Modell in MATLAB Simulink

Mit dem Parameter für die Aufbau-Konfiguration kann die Anzahl an Lamellen im Kupplungspaket, im Fall des Verteilernetriebes von MPT sind das vier Stahllamellen und drei Reiblamellen, definiert werden. Mit Einstellung dieses Parameters ist es aber auch ganz einfach und rasch möglich andere Konfigurationen mit einer anderen Anzahl an Lamellen zu untersuchen.

Die Gehäusetemperatur wird in das Modell eingelesen, ist aber eine gemessene Größe. Diese wird im Modell benötigt, da bei Messungen keine Umgebungstemperatur vorhanden ist und die Gehäusetemperatur das letzte Element in der Wärmepfad-Kette darstellt.

5.2.1. Aufbau des Thermalmodells

Wie in der Übersicht über die Wärmepfade am Beginn dieses Abschnittes erläutert wurde, ist bei dem vorgestellten Modell zur Simulation des thermischen Verhaltens der Mehrscheibenkupplung die Berechnung von einer Vielzahl an Wärmeströmen nötig. Im erstellten Modell in Simulink wird für jede Komponente ein separates „Subsystem“ erstellt, in dem die jeweilige Temperatur ermittelt wird. In Abbildung 5-4 ist eine Übersicht über die Subsysteme mit zugehörigen Wärmepfaden zu sehen, in denen die einzelnen Temperaturen der Punktmassen berechnet werden.

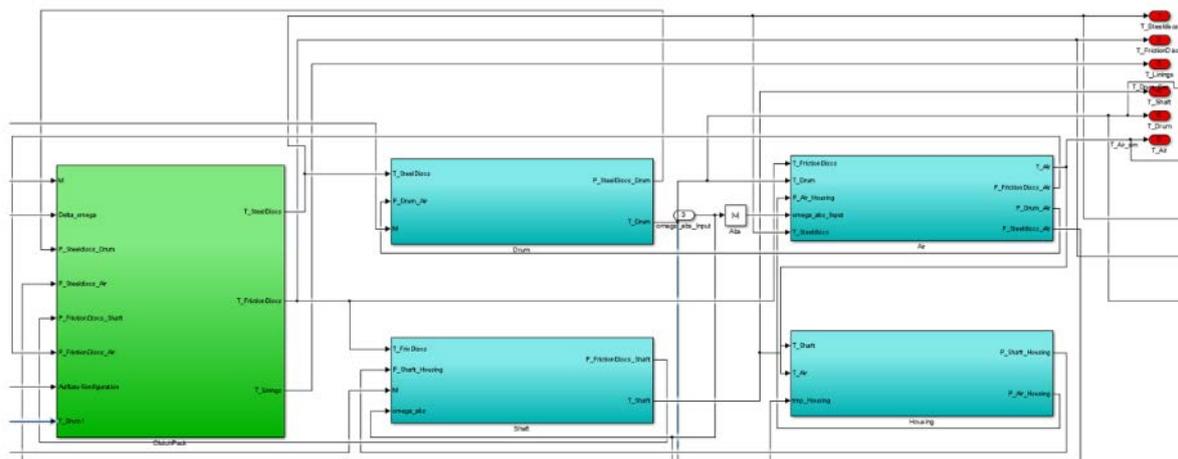


Abbildung 5-4: Übersicht Thermal-Modell Bauteile

5.2.2. Ermittlung der Temperaturen am Beispiel der Stahllamellen

Am Beispiel der Stahllamellen soll gezeigt werden, wie die Berechnung der Temperaturverläufe erfolgt. Abbildung 5-5 zeigt die zu den Stahllamellen zugehörigen Wärmepfade.

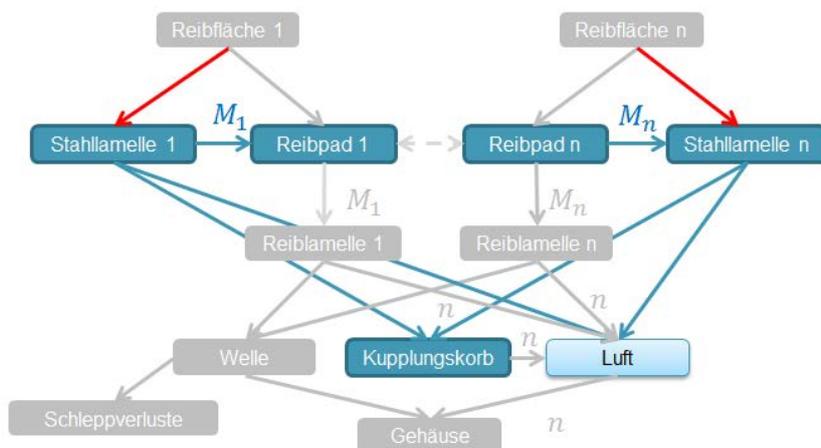


Abbildung 5-5: Wärmepfade der Stahllamellen

In Kapitel 5.1.1 beziehungsweise in Gleichung (5.1) wurde bereits auf die grundsätzliche Ermittlung der übertragenen Wärmemenge eingegangen. Abbildung 5-6 zeigt das realisierte Subsystem in Simulink zur Berechnung des Wärmeübertrags zwischen einer Stahllamelle und einem Reibpad. Die Temperaturen der Stahllamelle und des Reibpads sind dazu ebenso notwendig, wie der Wärmeübergangskoeffizient zwischen eben diesen Bauteilen.

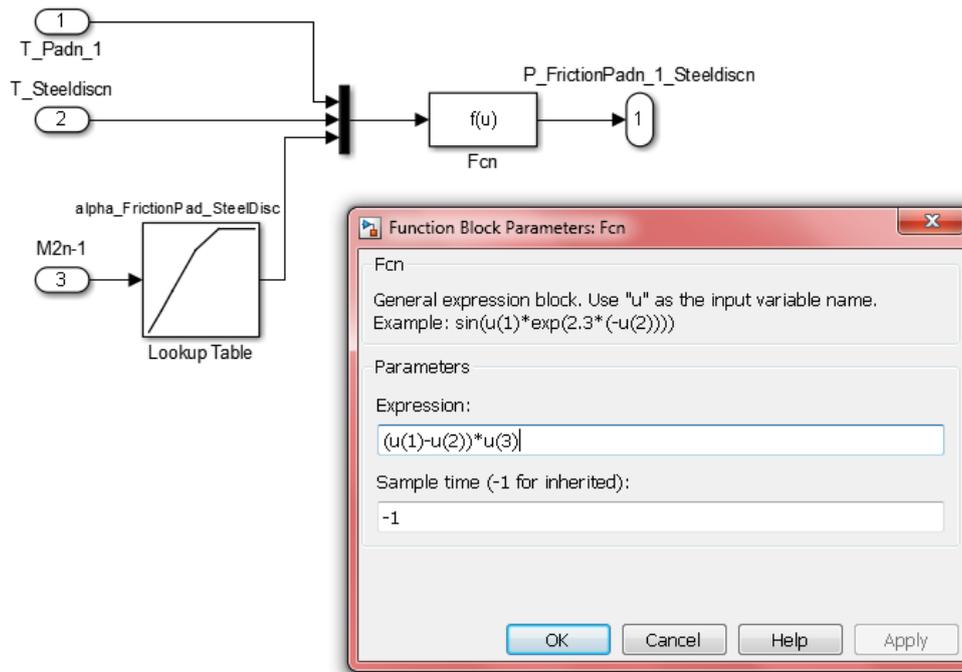


Abbildung 5-6: Ermittlung der übertragenen Wärmemenge am Beispiel einer Stahllamelle und eines Reibpads

Der Wärmeübergangskoeffizient, welcher zwischen diesen Bauteilen als momentenabhängig angenommen wird, wird durch einen Lookup-Table in Simulink ermittelt (siehe Abbildung 5-7.).

Man beachte, dass das Ergebnis des Lookup Table in diesem Modell bereits der Größe von $\alpha * A_i$ entspricht. In dem Lookup-Table ist also eine Tabelle hinterlegt, welche dem anliegenden Moment die Größe des Produktes des Wärmeübergangskoeffizienten α und der Fläche A_i zuordnet.

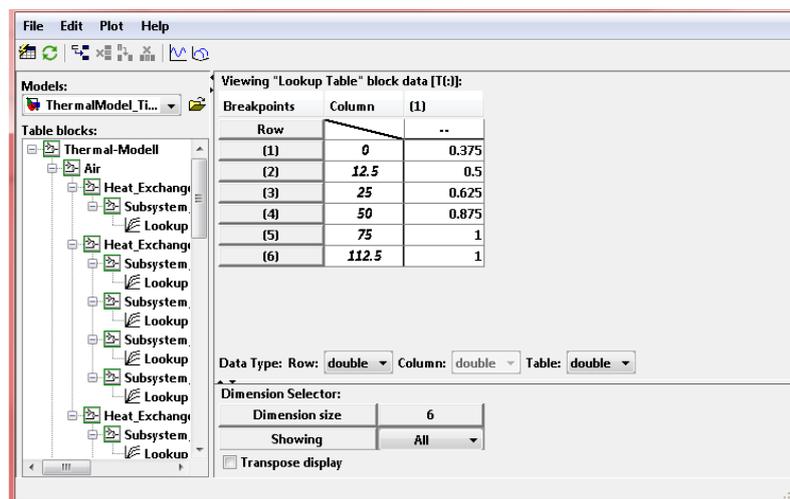


Abbildung 5-7: Beispielhafte Ermittlung von $\alpha * A$ zwischen einer Stahllamelle und einem Reibpad mithilfe eines Lookup Tables

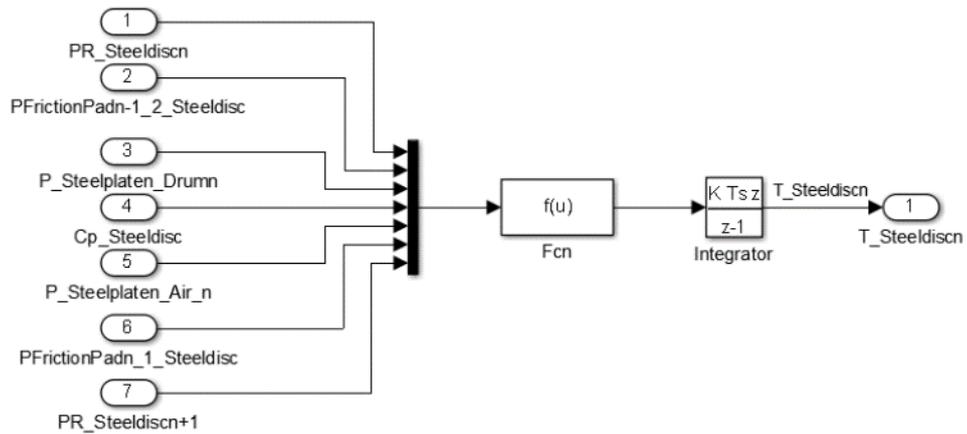


Abbildung 5-8: Ermittlung der sich ergebenden Temperatur in der Stahllamelle

Die Vorgehensweise zur Temperaturemittlung der übrigen Bauteile ist analog zu jener Vorgehensweise für die Stahllamellen. An dieser Stelle wird auf Anhang 3 verwiesen, wo die Darstellung der Wärmepfade zu finden ist.

5.2.3. Parameterbestimmung

Um das reale thermische Verhalten der Kupplung in der Simulation bestmöglich abzubilden, müssen die Wärmeübergangskoeffizienten und thermischen Massen der einzelnen Komponenten entsprechend ermittelt, beziehungsweise abgeglichen werden. Die Ermittlung der thermischen Massen erfolgt rechnerisch über die Komponentenmassen und der jeweiligen spezifischen Wärmekapazität. Der Wärmeübergangskoeffizient ($\alpha * A$) wird durch Abgleich mit Messergebnissen ermittelt. Der Abgleich mit den Messergebnissen erfolgt systematisch, beginnend bei der Entstehung der Wärme bis zum Ende der einzelnen Wärmepfade. Begonnen wurde also damit, die Reibpaarungen abzustimmen. Von ihnen ausgehend wurde die Wärmeübertragung zu den jeweils verknüpften Bauteilen und im Anschluss an nachfolgende Bauteile bestimmt. Als besonders schwierig und sensibel erwiesen sich dabei die Wärmeübergänge mit der Luft. Der Grund dafür ist die geringe Wärmekapazität und die Vielzahl an Wärmeströme, welche in der Simulation darauf Einfluss nehmen.

Die berechneten thermischen Massen der einzelnen Komponenten für das betrachtete Verteilergetriebe sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Komponente	Thermische Masse [J/K]
Stahllamellen	549
Reiblamellen	74
Reibpads	15
Kupplungskorb	499
Welle	1711
Luft	2.6
Gehäuse	4929

Tabelle 3: Thermische Massen [14]

Zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen und zur Validierung des Modells wurden methodische Versuche einerseits vom Prüfstand- und andererseits Messungen aus dem Fahrzeug herangezogen. Eine erste Parametrierung des Simulationsmodells erfolgte durch Abgleich mit Messungen vom Prüfstand.

6. Messungen am Prüfstand

6.1. Einleitung

Moderne Entwicklungen in der Fahrzeugindustrie erfordern immer kürzere Entwicklungszeiten. Um mögliche auftretende Probleme bereits in einem frühen Entwicklungsstadium detektieren zu können, ist es unerlässlich, Hardware-Erprobungen an Fahrzeug- oder Komponentenprüfständen durchzuführen. Im Zuge der laufenden Entwicklung wurde auch das Verteilergetriebe am Prüfstand hinsichtlich des thermischen und mechanischen Verhaltens getestet. Die thermischen Messungen wurden primär dazu verwendet, um das thermische Simulationsmodell (vgl. Kapitel 5) zu validieren.

Im Rahmen der Funktionserprobung wurden Temperaturmessungen am Verteilergetriebe am Prüfstand durchgeführt. Im Gegensatz zu den Messungen im Fahrzeug können am Prüfstand auch die Lamellentemperaturen gemessen werden. Die Messungen am Prüfstand dienen vor allem zur Parametrierung und Validierung des Simulationsmodells. Dazu werden insbesondere die Lamellentemperaturen zum Abgleich mit dem thermischen Schutzmodell für die ECU benötigt beziehungsweise dienen sie auch als Grundlage für das thermische Kompensationsmodell der Wärmedehnungen.

Abbildung 6-1 zeigt den Prüfstandsraum aus Sicht des Kontrollraums, von dem aus die Versuche gesteuert und überwacht werden.



Abbildung 6-1: Prüfstand aus Sicht des Kontrollraums

6.2. 2M-Twin5 Prüfstand - Beschreibung

Grundsätzlich wird der 2M-Twin5 Prüfstand von MPT am Standort in Lannach zur Erprobung von Prototypenaggregaten sowie zur Überprüfung von Auslieferaggregaten eingesetzt. Im Zuge der Erprobung des betrachteten Verteilergetriebes dient der Prüfstand zur Durchführung folgender Versuche:

- High Power Tests
- Low Power Tests
- Dauerläufe
- Versuche zum Verhalten des Schmierungskreislaufes
- Versuche zur Untersuchung von Belagsmaterialien

6. Messungen am Prüfstand

- Versuche zur Untersuchung des Kettenverhaltens

Der Antrieb am Prüfstand erfolgt über den Aggregatantrieb mit dem ersten Elektromotor, der Abtrieb ist über den Aggregatvorderachsabtrieb über die zweite E-Maschine geregelt. Das Eingangsmoment und das Kupplungs- beziehungsweise Vorderachsmoment werden direkt am Vorderachsabtrieb des Aggregates mit Hilfe einer Drehmomentenmesswelle am Prüfstand gemessen. In Abbildung 6-2 ist der schematische Aufbau des Prüfstandes dargestellt. Um die Situation, beziehungsweise die Anforderungen an das Verteilergetriebe am Prüfstand nachbilden zu können, werden also mindestens zwei E-Maschinen benötigt. Die dritte mechanische Verbindung des Verteilergetriebes bleibt bei diesen Messungen unberücksichtigt, da es für die Funktionserprobung der Kupplung ausreicht, Messungen am VTG-Eintrieb sowie am Vorderachsabtrieb durchzuführen.

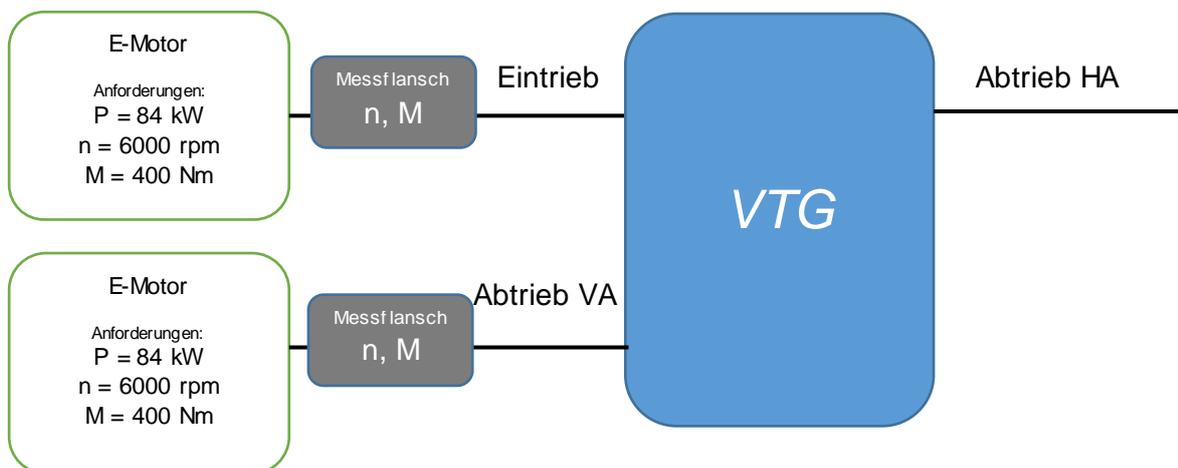


Abbildung 6-2: Prüfstandsarchitektur für das Verteilergetriebe am 2M-Twin5 Prüfstand

Abbildung 6-3 zeigt eine detaillierte Ansicht des Prüfaufbaus am Twin5. Der Prüfraum wird auf $25^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ konditioniert, um etwaige Wärmedehnungen oder Wärmeeinflüsse aus der Umgebung auszuschließen und um vergleichbare Messwerte von verschiedenen Prüfläufen zu gewährleisten.

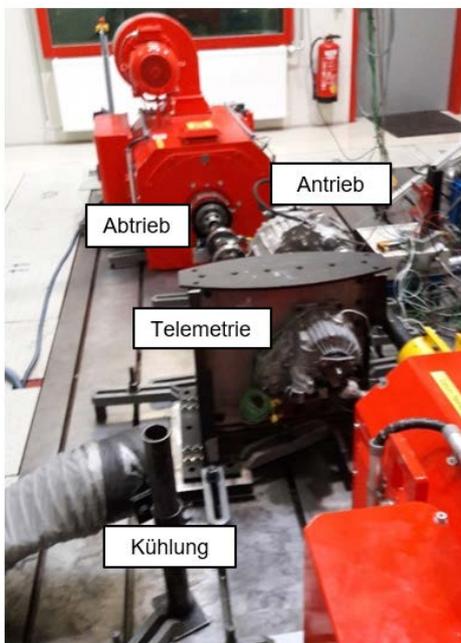


Abbildung 6-3: Prüfaufbau des Verteilergetriebes am Twin5 Prüfstand

6.3. Messaufbau am Prüfstand

Um die zu messenden Temperaturen während der Prüfstandsversuche erfassen zu können, ist eine sehr aufwendige und schwierige Applizierung der einzelnen Temperatursensoren notwendig. Abbildung 6-4 und Tabelle 4 geben eine Übersicht über die verwendeten Temperatursensoren, welche im Zuge der Prüfstandsversuche an einem Prototyp des Verteilergetriebes angebracht wurden.

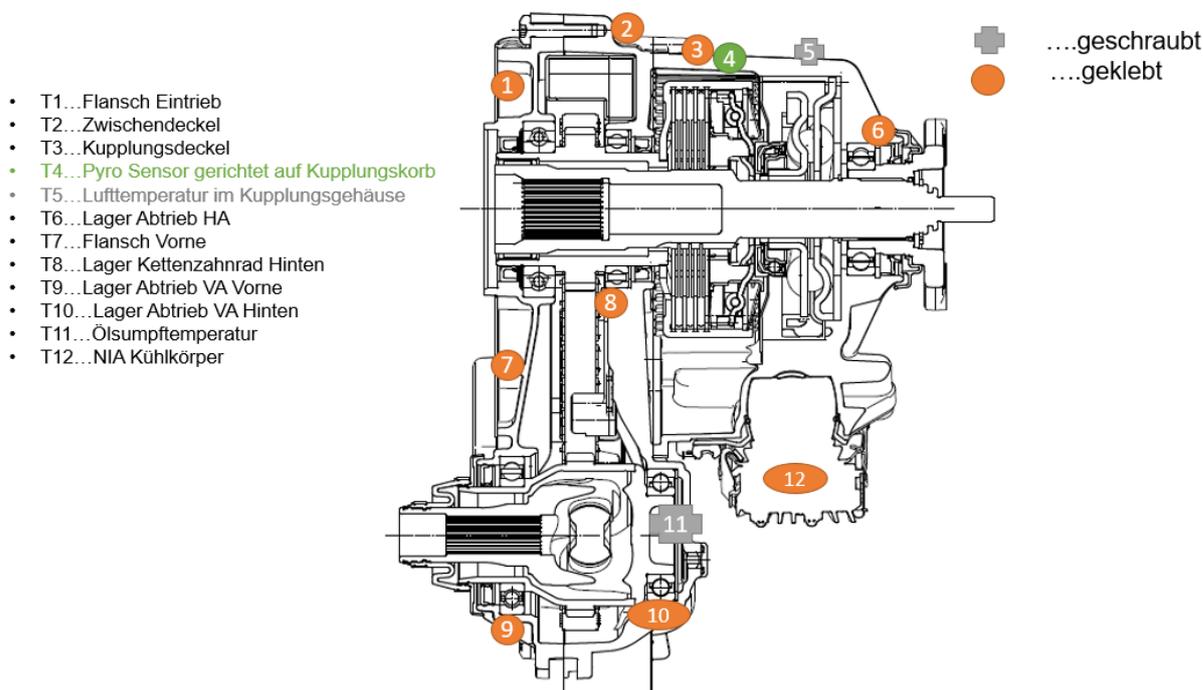


Abbildung 6-4: Messstellenplan der Temperatursensoren am betrachteten Getriebe

Nr.	Beschreibung	Messsignalname
T1	Flansch Eintrieb	T1_Flansch_Eintrieb
T2	Zwischendeckel	T2_Zwischendeckel
T3	Kupplungsdeckel	T3_Kupplungsdeckel
T4	Infrarot-Sensor gerichtet auf Kupplungskorb	T4_Infrarotsensor_Kupplungskorb
T5	Lufttemperatur im Kupplungsgehäuse	T5_Lufttemp_Kupplungsgehaeuse
T6	Lager Abtrieb HA	T6_Lager_Abtrieb_HA
T7	Lager Kettenzahnrad Vorne	T7_Flansch_Vorne
T8	Lager Kettenzahnrad Hinten	T8_Lager_Kettenzahnrad_Hinten
T9	Lager Abtrieb VA Vorne	T9_Lager_Abtrieb_VA_Vorne
T10	Lager Abtrieb VA Hinten	T10_Lager_Abtrieb_VA_Hinten
T11	Ölsumpftemperatur	T11_Oelsumpftemperatur
T12	NIA Kühlkörper	T12_NIA_Kuehlkoerper

Tabelle 4: Übersicht der verbauten Thermocouples am Prüfstand [21]

Im Zuge der Prüfstandsversuche wurden ein Infrarotsensor der Firma *optris* [22] und mehrere Thermocouples des Typ-K [23] zur Messung der Bauteiltemperaturen verwendet.

Die Funktionsweise dieser Sensoren beziehungsweise die besonders schwierige Messung der Lamellentemperaturen sei nachfolgend kurz erklärt.

6.3.1. Infrarotsensor

In Abhängigkeit von der Temperatur sendet jeder Körper eine bestimmte Menge infraroter Strahlung aus. Mit einer Temperaturänderung des Objektes geht eine sich ändernde Strahlungsintensität der Strahlung einher. Der für die Infrarotmesstechnik genutzte Wellenlängenbereich der Wärmestrahlung liegt zwischen etwa $1 \mu\text{m}$ und $20 \mu\text{m}$. Die Intensität der emittierten Strahlung ist materialabhängig.



Abbildung 6-5: Beispielhafte Darstellung eines Infrarotsensors [22, S.1]

Infrarot-Thermometer, wie beispielsweise in Abbildung 6-5, sind optoelektronische Sensoren. Sie ermitteln die von einem Körper abgegebene Infrarotstrahlung und berechnen auf dieser Grundlage die Oberflächentemperatur. Die wohl wichtigste Eigenschaft von Infrarot-Thermometern liegt in der berührungslosen Messung. So lässt sich die Temperatur schwer zugänglicher oder sich bewegender Objekte ohne Schwierigkeiten bestimmen. Infrarot-Thermometer bestehen im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Linse
- Spektralfilter
- Detektor
- Elektronik (Verstärkung/ Linearisierung/ Signalverarbeitung)

Die Eigenschaften der Linse bestimmen maßgeblich den Strahlengang des Infrarot-Thermometers, welcher durch das Verhältnis Entfernung zu Messfleckgröße charakterisiert wird. Der Spektralfilter dient der Selektion des Wellenlängenbereiches, welcher für die Temperaturmessung relevant ist. Der Detektor hat gemeinsam mit der nachgeschalteten Verarbeitungselektronik die Aufgabe, die Intensität der emittierten Infrarotstrahlung in elektrische Signale umzuwandeln.

Die Temperaturmessung wird zum einen zur Überwachung von Fertigungsprozessen benutzt, zum anderen zur Bestimmung von Materialeigenschaften von festen, flüssigen und gasförmigen Objekten. Die Temperatur beschreibt zusammen mit spezifischen Materialkonstanten den Energiegehalt eines Körpers. [22]

6.3.1.1. Definition Emissionsgrad

Die Intensität der infraroten Wärmestrahlung, die jeder Körper aussendet, ist sowohl von der Temperatur als auch von den Strahlungseigenschaften des zu untersuchenden Materials abhängig. Der Emissionsgrad ε_S ist eine Materialkonstante, welche die Fähigkeit eines Körpers, infrarote Energie auszusenden, beschreibt. Er kann zwischen 0 und 100 % liegen.

Ein ideal strahlender Körper, ein so genannter „schwarzer Strahler“, hat einen Emissionsgrad von 1, während der Emissionsgrad eines Spiegels beispielsweise bei 0,1 liegt.

Wird ein zu hoher Emissionsgrad eingestellt, ermittelt das Infrarot-Thermometer eine zu niedrige Temperatur. Vorausgesetzt wird dabei, dass das Messobjekt wärmer als die Umgebung ist. Bei einem geringen Emissionsgrad (reflektierende Oberflächen) besteht das Risiko, dass störende Infrarotstrahlung von Hintergrundobjekten (beispielsweise Flammen, Heizanlagen, Schamotte usw.) das Messergebnis verfälscht. Um den Messfehler in diesem Fall zu minimieren, sollte die Handhabung sehr sorgfältig erfolgen und das Gerät gegen reflektierende Strahlungsquellen abgeschirmt werden.

Die Sensoren der Serie optris CT, welche bei den Prüfstandsmessungen eingesetzt werden, sind berührungslos messende Infrarot-Temperatur Sensoren. Das Sensorgehäuse des CT-Messkopfes besteht aus Edelstahl, die Auswerteelektronik ist in einem separaten Zink-Druckgussgehäuse untergebracht.

Wichtig bei der Messung mit dieser Art von Sensoren ist eine regelmäßige Linsenreinigung. Lose Partikel können mit sauberer Druckluft weggeblasen werden. Die Linsenoberfläche kann mit einem weichen, feuchten Tuch (befeuchtet mit Wasser oder einem wasserbasierten Glasreiniger) gereinigt werden. [22]

6.3.2. Thermocouples, Thermoelemente

Werden zwei unterschiedliche Materialien an einem Punkt verschweißt und wird diese Verbindungsstelle erwärmt, so entsteht eine Thermospannung. Im Inneren eines Leiters stellt sich durch die Temperatureinwirkung eine Verschiebung der Elektronendichte ein (Volumendiffusionseffekt) wenn über der Länge des Leiters eine Temperaturdifferenz (Anstieg oder Gefälle) besteht. Mathematisch wird diese Differenz über einen Temperaturgradienten beschrieben. Am heißeren Ende tritt aufgrund der höheren kinetischen Energie eine Verarmung, und am kälteren Ende eine Anreicherung der Ladungsträger ein. Jedes Leiterstück ist für sich allein eine Spannungsquelle. Über die Messung der elektrischen Spannung im Sensor kann die Temperatur des Bauteils bestimmt werden. Die Hauptbestandteile eines Thermoelementes sind die als Einheit kombinierten Leiter, die Isolation und der metallische Schutzmantel. In Abbildung 6-6 ist ein Thermocouple des häufig verwendeten Typs K dargestellt, welcher im Zuge der Temperaturmessungen am Verteilergetriebe zum Einsatz gekommen ist.

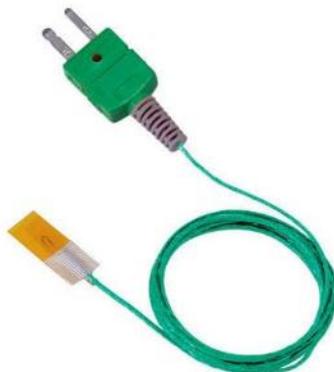


Abbildung 6-6: Beispielhafte Darstellung eines Thermoelementes Typ K [24]

Die Stärken der Thermoelemente liegen in den sehr hohen messbaren Temperaturbereichen (je nach Bauart bis zu 2200°C möglich), schnellen Ansprechzeiten, kleinen Bauformen und der hohen Erschütterungsfestigkeit. Als nachteilig können die Eigenschaften der nichtlinearen

Kennlinie, die geringe Empfindlichkeit sowie die Anfälligkeit auf elektrische Einstreuungen genannt werden. [10]

6.3.3. Lamellentemperaturmessung

Das Messen von Temperaturen in Lamellenkupplungen erweist sich aufgrund folgender Bedingungen als besonders schwierig:

- schmale Bauteile
- schnelle Temperaturveränderungen
- große Temperaturdifferenzen
- rotierende Messstellen

Aus diesen Gründen sind für die Messtechnik der Lamellen Anforderungen an eine drahtlose Signalübertragung, eine schnelle Messtechnik und kompakte Messaufnehmer gegeben.

Im Fall der Lamellentemperaturmessung sind an drei Reiblamellen Thermocouples appliziert. Zur Signalübertragung und Auswertung der Lamellentemperaturen, wird eine Telemetrie verwendet.

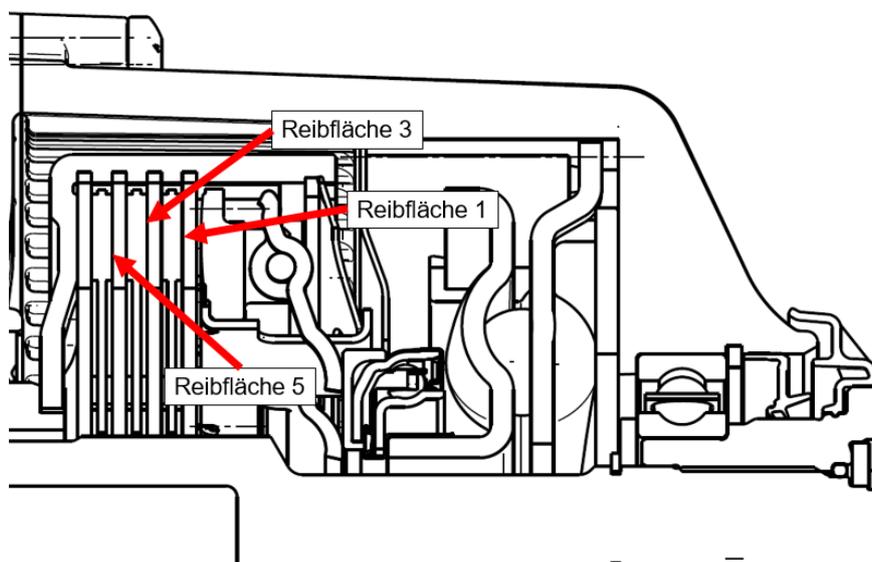


Abbildung 6-7: Darstellung der Lamellentemperaturmessung im Kupplungspaket

6.4. Software

Für die Aufzeichnung und für die Auswertung der Messdaten am Prüfstand wird eine spezielle Software benötigt. Zur Anwendung kommt hier eine Standardkonfiguration von CANape und Tornado, welche am Twin-Prüfstand vorhanden ist [18]. CANape ist eine Mess-, Kalibrier-, Diagnose- und Flash-Software der Firma Vector Informatik GmbH.

Der primäre Einsatzbereich von CANape liegt in der Parametrierung (Kalibrierung) von elektronischen Steuergeräten. Während der laufenden Messung können hier gleichzeitig Signale aufgezeichnet werden. CANape bietet Diagnosezugriff, Busanalyse und die Einbindung analoger Messtechnik. [25]

Alle Signale der am Aggregat applizierten Thermocouples und des Infrarotsensors werden während der Versuche aufgezeichnet. Die Bezeichnungen der Signale mit zugehörigen Temperaturmessstellen sind in Tabelle 5 zusammengefasst:

EE_GuardCluC10_tmpStDisc	Temperatur Stahllamelle
EE_GuardCluC10_tmpFricDisc	Temperatur Reiblamelle
EE_GuardCluC10_tmpClu	Temperatur Kupplungskorb
EE_GuardCluC10_tmpHousing	Temperatur Gehäuse
EE_GuardCluC10_tmpFricPad	Reibpad-Temperatur
EE_GuardCluC10_tmpAir	Lufttemperatur
EE_GuardCluC10_tmpShaft	Temperatur der Welle

Tabelle 5: Definition der Temperaturmessstellen [21]

6.5. Definition der Prüfläufe

Das Ziel bei der Definition der Prüfläufe war es, mit möglichst geringem Aufwand viele unterschiedliche Lastzyklen abzudecken und untersuchen zu können. Das Interesse bei der Untersuchung des thermischen Verhaltens lag auch im Abkühlverhalten der Kupplung. Aus diesem Grund wurden längere Phasen definiert, bei denen das Verteilergetriebe ohne Last betrieben, und das Absinken der Temperaturen aufgezeichnet wurde.

Um Beschädigungen am Verteilergetriebe oder des Prüfstandes zu vermeiden, wurden vorab Abbruchkriterien definiert, bei denen sich der Prüfstand sofort automatisch abschaltet. Die Abschaltkriterien für das betrachtete Verteilergetriebe sind:

- Kupplungskorbtemperatur $> 200^{\circ}\text{C}$
- Flanschtemperatur $> 160^{\circ}\text{C}$
- Kettenrad hinten $> 115^{\circ}\text{C}$
- Lamellentemperatur $> 400^{\circ}\text{C}$

6.5.1. Kaltmessung

Zu Beginn jedes Prüflaufes ist eine Überprüfung der Sensoren durchzuführen. Dazu genügt eine kurze Messung bei gleichmäßiger Temperaturverteilung des VTG. Eine gleichmäßige Temperaturverteilung ist spätestens einige Stunden nach dem letzten Betrieb sichergestellt. Werden mehrere Prüfläufe an einem Tag gemacht, so reicht eine Kaltmessung pro Tag vor Beginn des Prüflaufes.

Als Referenztemperatur für die Kupplung gilt die gemessene Temperatur der mittleren Lamelle, wenn diese während des Prüflaufs gemessen werden kann. Kann diese Temperatur nicht gemessen werden, wird die berechnete Stahllamellentemperatur aus dem aktuellsten NIA-Schutzmodell verwendet. Die Stahllamellentemperatur aus dem NIA-Schutzmodell wird dabei mittels Skript an CANape übermittelt. Die gerechnete Stahllamellentemperatur wird dann am Prüfstand gleichbehandelt, als wenn sie aus einer Messung stammen würde.

6.5.2. Lamelleneinlauf

Um möglichst reproduzierbare Messergebnisse zu erhalten, ist für die Versuche ein eingelaufenes Lamellenpaket vorgesehen. Aus diesem Grund wird bei den Messungen ein Lamellenpaket verwendet, welches zuvor auf einem eigenen Prüfstand eingelaufen wurde.

6.5.3. Prüfprogramm

Im Zuge des Prüfprogrammes ist es für manche Versuche notwendig, gewisse Kupplungsbauteile auf eine bestimmte Starttemperatur zu bringen, bevor die Kupplung geschaltet beziehungsweise der eigentliche Versuch beginnen kann. Zu diesem Zweck muss die Kupplung häufig entweder aufgeheizt oder abgekühlt werden. Um reproduzierbare

6. Messungen am Prüfstand

Messergebnisse zu erhalten, gibt es für das Aufheizen und das Abkühlen vordefinierte Lastzyklen. Für die Bedatung von Abkühlkurven in der NIA-Software wird das Abkühlverhalten der Kupplung mitaufgezeichnet.

Lastpunkt Aufwärmen: $n_{Abtrieb} = 1000 \text{ 1/min}$, $n_{Eintrieb} = 1025 \text{ 1/min}$,
 $M_{Sperr} = 200 \text{ Nm}$

Lastpunkt Abkühlen: $n_{Abtrieb} = 1000 \text{ 1/min}$, $n_{Eintrieb} = 1000 \text{ 1/min}$,
 $M_{Sperr} = -2 \text{ Nm}$ ($\varphi_{Akt} = 3^\circ$)

In Tabelle 6 sind die definierten Versuche des Prüfprogramms mit zugehörigem Zweck zusammengefasst.

Zweck	Testübersicht
Ermittlung Temperaturniveau mit Dauerleistung 200W	Test 1: Dauerleistung 200W
Ermittlung max. Dauerleistung	Test 2: Maximum continuous power
Ermittlung max. Leistung	Test 3: Konstante Leistung für 10 min
Kurzzeitiger Eintrag von Leistungsspitzen	Test 4: Peak Energy 5x 84kW 0,4s
Abkühlverhalten bei Stillstand	Test 5: Abkühlverhalten Stillstand Gehäuse warm
Abkühlverhalten bei Stillstand	Test 6: Abkühlverhalten Stillstand Gehäuse kalt
Abkühlverhalten bei fahrendem Fahrzeug	Test 7: Abkühlverhalten Fahren
Gemischter Referenzzyklus zum Testen des Thermalmodells	Test 8: Referenzzyklus für Thermalmodell

Tabelle 6: Übersicht Prüfprogramm

Die einzelnen Versuche des Prüfprogrammes werden bei unterschiedlichen Momenten, Drehzahlen, Leistungen etc. durchgeführt. Abbildung 6-8 zeigt beispielhaft die Definition des Prüflaufes „Test1“, welche als Basis für die Steuerung des Prüfstandes dient. [21]

Starttemperatur: 60°C KONDITIONIERUNG (Möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung von Korb, Lamellen, Öl und Gehäuse zu Beginn)												
Test 1	Tabelle 1: Permanent Power 200 W								Abkühlen			
	Messung	nFrax [rpm]	nRax [rpm]	Moment [Nm]	Leistung [Kw]	Zeit [s]	Energie [kWs]	nFrax [rpm]	nRax [rpm]	Moment [Nm]	Zeit [s]	
	1.	531	550	100	0,20	7200,0	1431,84	550	550	0	3600,0	
	2.	1081	1100	100	0,20	7200,0	1431,84	1100	1100	0	3600,0	
3.	2181	2200	100	0,20	7200,0	1431,84	2200	2200	0	3600,0		

Abbildung 6-8: Definition des Prüflaufes "Test1"

7. Messungen im Fahrzeug

7.1. Einleitung

Im Zuge einer Getriebeentwicklung erfolgen neben den Messungen am Prüfstand auch Messungen in Prototypenfahrzeugen. In Abbildung 7-1 ist ein Fahrzeug (BMW 730d G11) dargestellt, in welchem die Fahrzeugerprobung für das untersuchte Verteilergetriebe durchgeführt wurde. Grundsätzlich kann das Verteilergetriebe in verschiedenen Fahrzeugen getestet werden. Entscheidend dafür ist die Motor-Getriebe Anordnung, im Fall des zu untersuchenden Verteilergetriebes ist ein Frontmotor der Längsbauweise notwendig.



Abbildung 7-1: Testfahrzeug BMW 730d G11

7.2. Versuchsbeschreibung und Messaufbau

Bei den Messungen im Fahrzeug kann aufgrund der sehr eingeschränkten Bauraumsituation keine Telemetrie verbaut werden. Außerdem ist die Verkabelung sehr sensibel, was durch die Erschütterungen im Fahrbetrieb zu Messaussetzern führen kann. Eine Lamellentemperaturmessung ist daher nicht möglich. Bezüglich der Parametrierung und Validierung der Simulation stellt dies einen entscheidenden Nachteil dar.

Der thermische Haushalt des Verteilergetriebes im Fahrzeug wird stattdessen mit Hilfe des abgestimmten Thermalmodells aus Prüfstandsversuchen abgeschätzt. Gestützt wird die Simulation bei den Testfahrten durch die Messung der Gehäusetemperaturen, der Kupplungskorbtemperaturen sowie der Lufttemperatur im Gehäuse. Der Messaufbau ist, bis auf die Lamellen, ident zu dem Aufbau am Prüfstand, siehe Abbildung 6-4. Im nachfolgenden Kapitel 8 sind Auswertungen dieser Messungen dargestellt.

8. Validierung der Simulation

8.1. Vergleich Simulation mit Prüfstandsergebnissen

Im folgenden Abschnitt werden Vergleiche zwischen Versuch und Simulation einiger ausgewählter Prüfzyklen behandelt.

In der Simulation hat sich die Ermittlung der jeweiligen Wärmeübergangszahlen, welche zur Angleichung an die gemessenen Temperaturen verwendet werden, als sehr schwierig erwiesen. Durch die Vielzahl an Variationsmöglichkeiten und Abhängigkeiten ist deren Ermittlung durch einfache Variation der Parameter sehr aufwendig. Nichtsdestotrotz konnte am Ende eine sehr gute Korrelation zwischen Versuch und Simulation erreicht werden. Abbildung 8-1 zeigt das Ergebnis der Simulation mit angepassten Wärmeübergangszahlen für die Temperatur der 2. Reiblamelle im Vergleich zur Messung am Twin5-Prüfstand. Bei dem dargestellten Testzyklus handelt es sich um einen Referenzzyklus, der aus Phasen mit hohen und niedrigen Reibleistungen sowie aus längeren Abkühlphasen besteht.

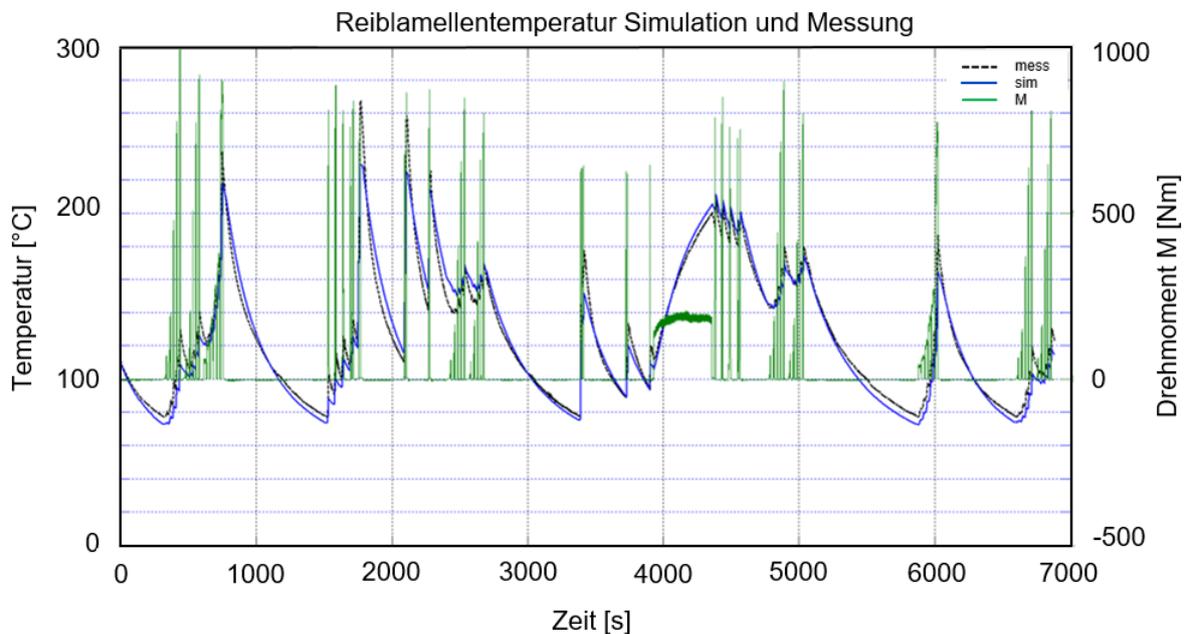


Abbildung 8-1: Vergleich der am Prüfstand gemessenen und der simulierten Reiblamellentemperatur

Um, speziell in der Parametrierphase, herausfinden zu können in welchen Betriebspunkten die Simulation im Vergleich zur Messung noch Schwächen aufweist, wurden in den Auswertungen entscheidende Referenzgrößen mit in Betracht gezogen. In Abbildung 8-1 handelt es sich um das gestellte Drehmoment in der Kupplung. In diesem Fall wurde das Drehmoment M_{soll} gewählt, da die Wärmeübergänge von und zur Reiblamelle vor allem momentenabhängig sind. Eine weitere mögliche Größe, welche im Modell Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat, ist die Abtriebswellendrehzahl n_{Ab} . Für Fahrzeugmessungen wird unter anderem die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} , welche sich aus der Abtriebswellendrehzahl errechnet, zur Parametrierung des Modells herangezogen

Wie aus Abbildung 8-1 ersichtlich, kann durch entsprechende Parameteranpassung ein sehr zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden. Die Abweichungen der Temperaturen aus den Messungen zu den simulierten Temperaturen sind in gewissen Bereichen sehr gering (wenige °C).

In Abbildung 8-2 ist ein weiterer Vergleich zwischen Simulation und Versuch (gleicher Referenzzyklus), aber für den Verlauf der Kupplungskorbtemperatur dargestellt. Auch hier sind die auftretenden Abweichungen in vielen Bereichen auf einem sehr geringen Niveau. Die Ergebnisse lassen darauf schließen, dass mit dem entwickelten, jedoch noch relativ einfach gehaltenen Modell, eine ausreichend genaue Abbildung des thermischen Verhaltens einer trockenen Mehrscheibenkupplung möglich ist.

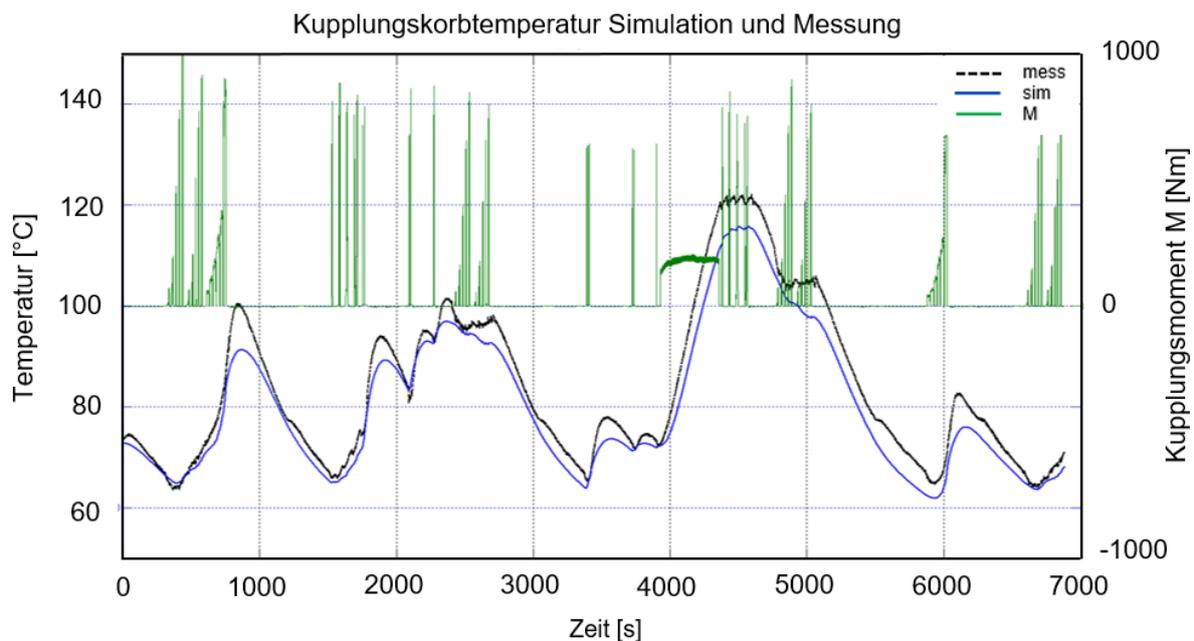


Abbildung 8-2: Vergleich der am Prüfstand gemessenen und der simulierten Kupplungskorbtemperatur

8.2. Vergleich Simulation mit Ergebnissen der Fahrzeugerprobung

Die ersten Simulationen für das Fahrzeug wurden mit dem Parametersatz für die Wärmeübergangszahlen durchgeführt, welcher aus der Anpassung an die Prüfstandsversuche ermittelt wurde. In Abbildung 8-3 ist beispielhaft ein Vergleich zwischen der im Fahrzeug gemessenen und der dadurch in der Simulation ermittelten Kupplungskorbtemperatur dargestellt. Bei dem Fahrmanöver handelt es sich um eine Fahrt auf einem Prüfgelände. Wie dem Geschwindigkeitsprofil zu entnehmen, besteht dieses Manöver aus mehreren Anfahrten, einem Abschnitt mit annähernd konstanter Geschwindigkeit sowie einigen Stillstandszeiten des Fahrzeuges.

Wie aus dieser Abbildung ersichtlich ist, führen hier die Simulationen zu keinem befriedigenden Ergebnis.

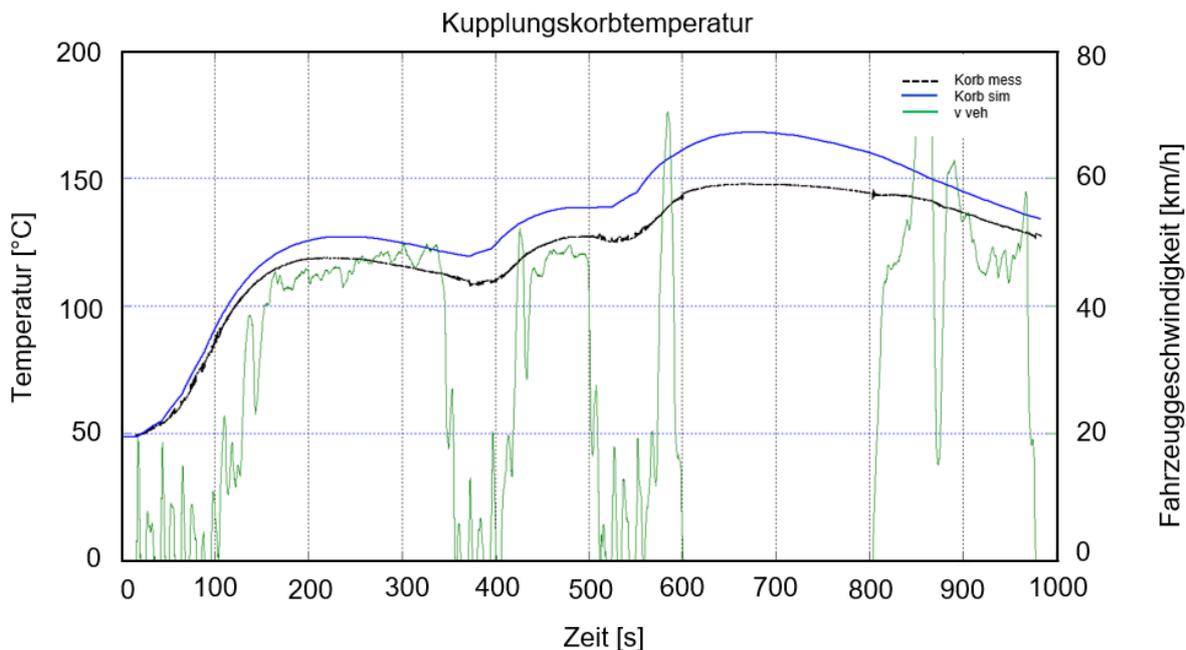


Abbildung 8-3: Simulation der Korbtemperatur aus Daten im Fahrzeug

Aus diesem Grund wird für die Anwendung des betrachteten Verteilergetriebes im Fahrzeug eine eigene, zusätzliche Anpassung der Parameter vorgenommen. Für die Anpassung wurde primär eine Messung aus dem Fahrzeug herangezogen, welche in Abbildung 8-4 dargestellt ist. Da, wie bereits geschildert, eine Lamellentemperaturmessung im Fahrzeug nicht möglich ist, wurde zur Parametrierung des Modells in erster Linie die Kupplungskorbtemperatur als Referenz verwendet. Wie aus Abbildung 8-4 ersichtlich, führt die erneute Parameteranpassung zu einer deutlichen Verbesserung und letztendlich zu einem zufriedenstellenden Ergebnis der Simulation. Lediglich bei Stillstand des Fahrzeuges kann das thermische Verhalten der Kupplung nur schlecht von der Simulation abgebildet werden.

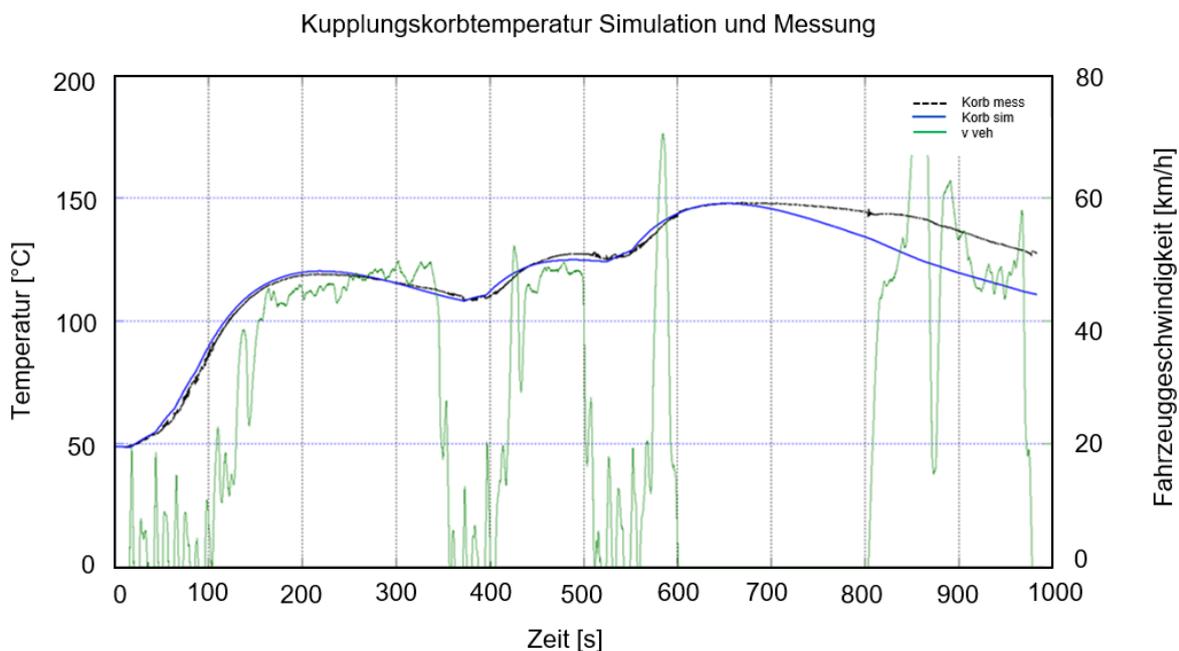


Abbildung 8-4: Vergleich der Kupplungskorbtemperatur zwischen Fahrzeugmessung und Simulation (angepasster Parametersatz für Fahrzeug)

8. Validierung der Ergebnisse

Im Anschluss wurde eine erneute Simulation für den Prüfstandsversuch aus Kapitel 8.1, aber mit dem neu ermittelten Parameterersatz für das Fahrzeug, durchgeführt. Abbildung 8-5 zeigt die Ergebnisse der Simulation im Vergleich zu den Messergebnissen für die Temperaturentwicklung der zweite Stahl lamelle.

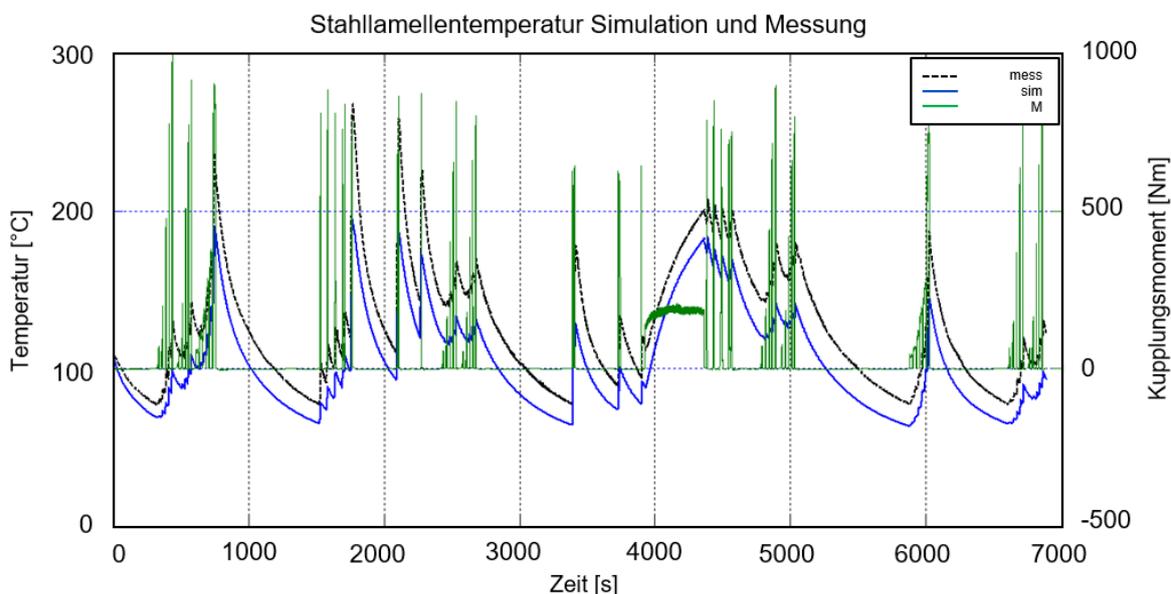


Abbildung 8-5: Vergleich der am Prüfstand gemessenen und der simulierten Stahl lamellentemperatur (angepasster Parametersatz für Fahrzeug)

Das Simulationsergebnis zeigt, dass die neuerliche Anpassung (Fahrzeug) zu einer Verschlechterung der Abbildung des thermischen Verhaltens des Verteilergetriebes am Prüfstand führt. Um für beide Anwendungsfälle ein zufriedenstellendes Ergebnis zu erzielen, gilt es entweder einen entsprechenden Kompromiss zu finden oder zwei unterschiedliche Parametersätze zu verwenden.

Für die Unterschiede der Messergebnisse im Fahrzeug und den Messergebnissen am Prüfstand gibt es mehrere Gründe. Wesentlichen Einfluss haben sicher die inhomogenen Verhältnisse, die für das Kupplungsgehäuse während der Fahrzeugmessungen auftreten. Der Prüfraum ist konstant auf 25°C konditioniert, wohingegen die Umgebungstemperatur während der Fahrzeugerprobungen nicht als konstant betrachtet werden kann. Außerdem sind die Anströmverhältnisse auf das Gehäuse und der Wärmeübertrag an umgebende Bauteile im Fahrzeug unklar. Während der Prüfstandsmessungen wurde zwar versucht die Anströmeffekte mithilfe eines Gebläses (Kühlung) nachzubilden (siehe

Abbildung 6-3), eine exakte Nachbildung der Verhältnisse im Fahrzeug ist aber auch damit nicht möglich.

Als Schlussfolgerung für die Simulation kann gesagt werden, dass das thermische Verhalten der Kupplung sowohl am Prüfstand als auch im Fahrzeug sehr gut mit dem erweiterten Modell abgebildet werden kann. Der Nachteil des Modells liegt allerdings im hohen Aufwand für die Parametrierung. Ebenso haben Simulationen gezeigt, dass das thermische Verhalten des Verteilergetriebes am Prüfstand und im Fahrzeug unterschiedlich ist. Eine identische Parametrierung des Modells hat sich hier als nicht zielführend herausgestellt.

8.3. Vergleich ursprüngliches und erweitertes Thermal-Modell

Als Basis für den Vergleich zwischen dem ursprünglichen und dem erweiterten Thermalmodell dient eine Messfahrt mit dem Fahrzeug, welche in Abbildung 8-6 dargestellt ist. In dieser

Abbildung wird die Temperatur des Kupplungskorbs aus der Messung mit der Temperatur aus der Simulation mit dem herkömmlichen und dem erweiterten Modell verglichen.

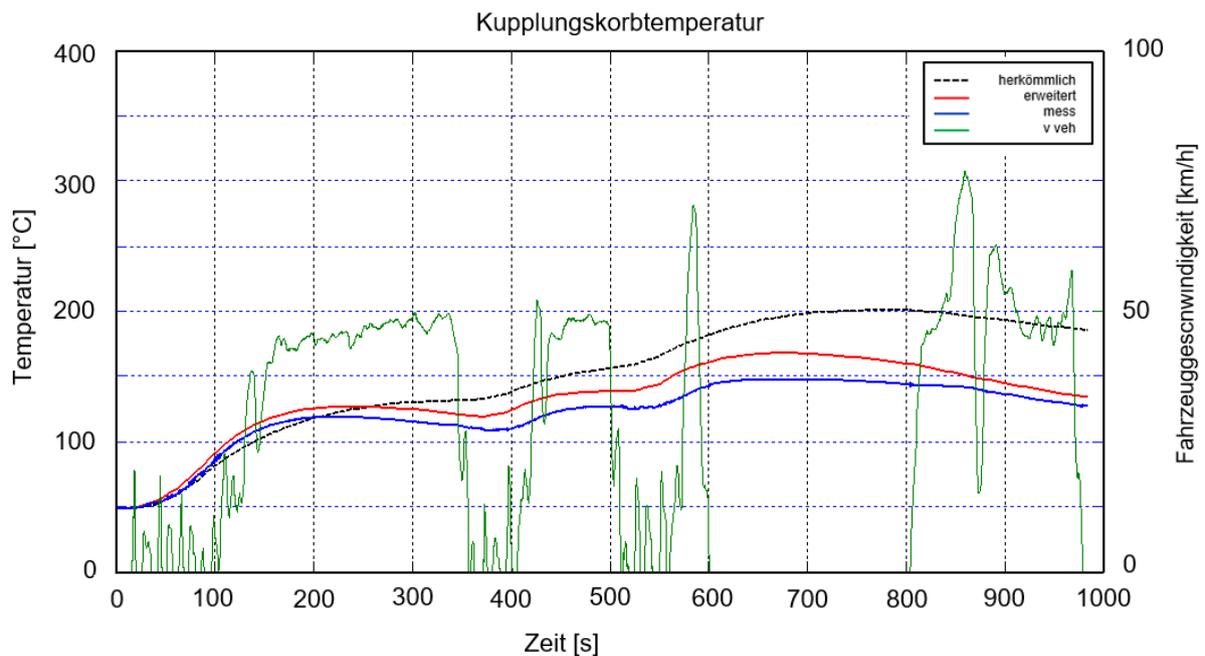


Abbildung 8-6: Vergleich der Simulationen mit dem ursprünglichen Modell, dem erweiterten Modell zu dem Ergebnis aus der Fahrzeugmessung

Für ein besseres Verständnis der Vorgänge während der Fahrt ist zusätzlich die Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. Vergleicht man nun die beiden Simulationen mit der Messung, so ist eine deutliche Verbesserung in der Übereinstimmung des erweiterten Modells, im Vergleich zum ursprünglichen Modell, zu erkennen. Nichtsdestotrotz sind im Fahrzeugstillstand auch beim erweiterten Modell noch größere Abweichungen zu den Messwerten zu erkennen.

9. Zusammenfassung und Ausblick

Im ersten Teil der Arbeit wurde ein Wärmeausdehnungsmodell erstellt, das die Auswirkungen von Temperaturdehnungen auf den Lüftspalt bei einer Mehrscheibenkupplung ermittelt. Dieses Modell soll bei zukünftigen Entwicklungen von Mehrscheibenkupplungen in erster Linie dazu dienen um ein entsprechendes Kompensationsmodell für den Aktuator bereitzustellen. Bei den Berechnungen wurden sowohl axiale als auch radiale Dehnungen berücksichtigt. Ergebnisse aus den Berechnungen zeigen, dass die radialen Ausdehnungen, verglichen mit den axialen Wärmeausdehnungen, bei der Aktuierung eine vernachlässigbare Rolle spielen.

Das Hauptaugenmerk in der vorliegenden Arbeit liegt auf der thermischen Modellbildung und Simulation einer Trockenkupplung, welche im speziellen Fall in einem Verteilergetriebe Anwendung findet. Das Simulationsmodell wurde in MATLAB & Simulink entwickelt, implementiert und getestet. Im erstellten Punktmassen-Modell werden die Temperaturen der einzelnen Komponenten der Kupplung in Abhängigkeit vom gestellten Drehmoment M_{Soll} , der Differenzdrehzahl der Lamellen Δn oder der Absolut-Drehzahlen n_{abs} der Lamellen berechnet.

Sowohl das Verhalten der Kupplung am Prüfstand als auch im Fahrzeug lässt sich sehr gut mit dem entwickelten „Erweiterten Thermal-Modell“ nachbilden. Mit Hilfe des thermischen Simulationsmodells kann, noch bevor das Verteilergetriebe am Prüfstand oder in Fahrzeugen getestet wird der thermische Haushalt der Trockenkupplung sehr gut abgeschätzt werden. Dies führt zu kürzeren Entwicklungszeiten und zu Kosteneinsparungen. Bei der Parametrierung des Modells hat sich gezeigt, dass der Aufwand für die Parameterbestimmung, bei einer Erhöhung der Anzahl an thermischen Massen, stark ansteigt. Durch die größer gewordene Anzahl an Wärmepfaden zwischen den Bauteilen ist das Modell hinsichtlich kleiner Änderungen der Wärmeübertragungsparameter sehr sensibel geworden. Kleine Änderungen in den Wärmeübergangszahlen führen zu teils starken Änderungen in den Simulationsergebnissen.

Um bessere Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation zu erzielen, wird es als sinnvoll erachtet, die Abhängigkeiten der Wärmeübergangszahlen feiner aufzulösen (kleinere Schrittweite in den Lookup-Tables). Bei Simulationen mit dem erweiterten Thermalmodell hat sich gezeigt, dass sich aufgrund der erhöhten Komplexität, die Rechenzeit für die Simulation deutlich erhöht hat. Aus diesem Grund ist, insbesondere bei zukünftigen Anwendungen oder Weiterentwicklungen des Thermal-Modells auf die Speicherkapazität in der ECU zu achten. Diese ist mit dem erweiterten Modell im Laufe der Prüfstandsuntersuchungen bereits phasenweise an ihre Grenzen gestoßen ist.

Im Zuge dieser Arbeit sind mit dem entwickelten Verteilergetriebe sowohl Versuche am Prüfstand als auch Erprobungen im Fahrzeug durchgeführt worden. Ein Ergebnis aus dieser Simulation war, dass thermische Messungen am Prüfstand und Messungen im Fahrzeug zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Aus diesem Grund wurden unterschiedliche Parametersätze für den Prüfstand und für das Fahrzeug abgeleitet, da sich eine identische Bedatung als nicht zielführend erwiesen hat.

Aus den Ergebnissen der Simulation sowie aus den Messungen zeigt sich, dass die thermisch am meisten beanspruchten Lamellen in der Mitte des Lamellenpaketes sind. Dies liegt zum einen an der schlechteren Möglichkeit zur Wärmeabfuhr der mittleren Lamellen und zum anderen an der Tatsache, dass die äußersten Lamellen jeweils nur von einer Seite die Reibleistung abzuführen haben.

Mit Hilfe dieser Arbeit und des daraus entstandenen Simulationsmodells können Simulationen und Bewertungen des thermischen Verhaltens einer trockenlaufenden Mehrscheibenkupplung

durchgeführt werden. Das erstellte thermische Punktmassenmodell kann für die effiziente Berechnung von Lamellen- und Bauteiltemperaturen im Fahrzeug herangezogen werden und ist sowohl für den Betrieb der Kupplung im Fahrzeug als auch am Prüfstand geeignet. Bei der Verwendung der Lamellenkupplung im Fahrzeug stellt das entwickelte Simulationsmodell die einzige Möglichkeit dar, die auftretenden Lamellentemperaturen zu ermitteln, da eine Messung dieser Temperaturen außerhalb des Prüfstandes nicht möglich ist.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Front-Längsmotor – Getriebe Anordnung eines Allradfahrzeuges.....	- 4 -
Abbildung 2-2: Hauptkomponenten eines Antriebsstrangs für Allradfahrzeuge.....	- 4 -
Abbildung 2-3: Leistungsfluss in einem Active Torque Control Verteilergetriebe.....	- 5 -
Abbildung 2-4: Beispielhafte Momentenverteilung für ein Verteilergetriebe.....	- 6 -
Abbildung 2-5: Allgemeine Klassierung von Kupplungen.....	- 7 -
Abbildung 2-6: Exemplarische Anordnung von Stahl und Reiblamellen.....	- 8 -
Abbildung 2-7: Double- und Single-Sided Reiblamellen.....	- 9 -
Abbildung 2-8: Verschlissenes Lamellenpaket.....	- 10 -
Abbildung 2-9: Reibungskennwerte verschiedener Reibpaarungen.....	- 10 -
Abbildung 2-10: Stoffwerte von gängigen Reibwerkstoffen.....	- 11 -
Abbildung 2-11: Darstellung der verwendeten Lamellenpaarung im Verteilergetriebe.....	- 12 -
Abbildung 2-12: Ermittlung des mittleren Reibradius.....	- 14 -
Abbildung 2-13: Semi-Dry Architektur des betrachteten Verteilergetriebes.....	- 17 -
Abbildung 2-14: Schnitt durch das zu untersuchende Verteilergetriebe.....	- 18 -
Abbildung 3-1: Wärmetransportarten: links – Leitung, Mitte – Konvektion, rechts – Strahlung.....	- 19 -
Abbildung 3-2: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Feststoffe.....	- 20 -
Abbildung 3-3: Wärmeübertragungspfade.....	- 22 -
Abbildung 4-1: Stab unter Temperaturbelastung.....	- 23 -
Abbildung 4-2: Berücksichtigte Verformungen.....	- 25 -
Abbildung 4-3: Aktuierung des Kupplungspakets durch eine Kugelrampe.....	- 26 -
Abbildung 4-4: Darstellung der Hebelübersetzung im VTG.....	- 27 -
Abbildung 4-5: Änderung des Lüftspalt bezogen auf unterschiedliche Korbtemperatur ...	- 28 -
Abbildung 4-6: Simulink Modell zur Berechnung der Wärmeausdehnungen und des Kompensationswinkels.....	- 30 -
Abbildung 5-1: Wärmepfade im ursprünglichen thermischen Simulationsmodell.....	- 32 -
Abbildung 5-2: Wärmepfade im erweiterten thermischen Simulationsmodell.....	- 33 -
Abbildung 5-3: Übersicht über das Subsystem Thermal-Modell in MATLAB Simulink.....	- 35 -
Abbildung 5-4: Übersicht Thermal-Modell Bauteile.....	- 36 -
Abbildung 5-5: Wärmepfade der Stahllamellen.....	- 36 -
Abbildung 5-6: Ermittlung der übertragenen Wärmemenge am Beispiel einer Stahllamelle und eines Reibpads.....	- 37 -
Abbildung 5-7: Beispielhafte Ermittlung von $\alpha * A$ zwischen einer Stahllamelle und einem Reibpad mithilfe eines Lookup Tables.....	- 37 -
Abbildung 5-8: Ermittlung der sich ergebenden Temperatur in der Stahllamelle.....	- 38 -
Abbildung 6-1: Prüfstand aus Sicht des Kontrollraums.....	- 41 -
Abbildung 6-2: Prüfstandsarchitektur für das Verteilergetriebe am 2M-Twin5 Prüfstand..	- 42 -
Abbildung 6-3: Prüfaufbau des Verteilergetriebes am Twin5 Prüfstand.....	- 42 -
Abbildung 6-4: Messstellenplan der Temperatursensoren am betrachteten Getriebe.....	- 43 -
Abbildung 6-5: Beispielhafte Darstellung eines Infrarotsensors.....	- 44 -
Abbildung 6-6: Beispielhafte Darstellung eines Thermoelementes Typ K.....	- 45 -
Abbildung 6-7: Darstellung der Lamellentemperaturmessung im Kupplungspaket.....	- 46 -
Abbildung 6-8: Definition des Prüflaufes "Test1".....	- 48 -
Abbildung 7-1: Testfahrzeug BMW 730d G11.....	- 49 -
Abbildung 8-1: Vergleich der am Prüfstand gemessenen und der simulierten Reiblamellentemperatur.....	- 51 -
Abbildung 8-2: Vergleich der am Prüfstand gemessenen und der simulierten Kupplungskorbtemperatur.....	- 52 -

Abbildung 8-3: Simulation der Korbtemperatur aus Daten im Fahrzeug.....	- 53 -
Abbildung 8-4: Vergleich der Kupplungskorbtemperatur zwischen Fahrzeugmessung und Simulation (angepasster Parametersatz für Fahrzeug)	- 53 -
Abbildung 8-5: Vergleich der am Prüfstand gemessenen und der simulierten Stahllamellentemperatur (angepasster Parametersatz für Fahrzeug).....	- 54 -
Abbildung 8-6: Vergleich der Simulationen mit dem ursprünglichen Modell, dem erweiterten Modell zu dem Ergebnis aus der Fahrzeugmessung	- 55 -

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vergleich von Vor- und Nachteilen nass und trockenlaufender Lamellenkupplungen	- 8 -
Tabelle 2: Wärmeausdehnungskoeffizienten und Bauteillängen der berücksichtigten Komponenten	- 25 -
Tabelle 3: Thermische Massen	- 39 -
Tabelle 4: Übersicht der verbauten Thermocouples am Prüfstand.....	- 43 -
Tabelle 5: Definition der Temperaturmessstellen.....	- 47 -
Tabelle 6: Übersicht Prüfprogramm.....	- 48 -

Literaturverzeichnis

- [1] Wohlleber F.: *Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen*, TU München, Dissertation 2012
- [2] Naunheimer H., Bertsche B., Lechner G.: *Fahrzeuggetriebe*, Springer Berlin Heidelberg New York Verlag 2.Aufl., ISBN 978-3-540-30625-2
- [3] Reif K.: *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe*, Vieweg + Teubner Verlag, 1. Aufl. 2010, ISBN 978-3-8348-1303-9
- [4] Kohlhauser M.: *20161024_Clutch*, Magna Powertrain, Präsentation 2016
- [5] Quehenberger J.: *Produkttechnik Allrad*, Magna Powertrain GmbH, Publikation 2013
- [6] Rudelstorfer J.: *Modellierung und Simulation von nassen Mehrscheibenkupplungssystemen für PKW-Getriebeanwendungen*, TU Graz, Masterarbeit 2015
- [7] Ott S.: *Die Trockenkupplung, Friktionsreibrsysteme für Fahrzeuge und Industrie*, Karlsruher Institut für Technologie
- [8] Guang Rao.: *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*, TU Dresden, Dissertation 2011
- [9] Völkel K.: *Analyse des thermischen Verhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*, TU München, 2014
- [10] Wimmer A.: *Skriptum Motorenmesstechnik, LV-Nummer: 313.080*, TU Graz, 2012
- [11] Eckhard Kirchner: *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*, Springer Berlin Heidelberg New York Verlag, ISBN 978-3-540-35288-4
- [12] Valentin L. Popov: *Kontaktmechanik und Reibung*, Springer Heidelberg Dordrecht London New York Verlag, 2. Aufl., ISBN 978-3-642-13301-5
- [13] Kohlhauser M.: *Clutch, Dry friction development*, Magna Powertrain, Präsentation 2016
- [14] Reisinger C.: *2016_DS_Transfer Case – Semi Dry Storyboard*, Magna Powertrain, Präsentation 2016
- [15] Brenn G., Meile W.: *Vorlesungsskriptum Strömungslehre und Wärmeübertragung I*, TU Graz, korrigierte Auflage 2012
- [16] Eichelseder H., Pischinger R.: *Vorlesungsskriptum Thermodynamik, LV-Nummer: 313.100*, TU Graz, 2011
- [17] Celigoj C.: *Vorlesungsskriptum Festigkeitslehre, Strength of Materials, LV-Nummer: 304.030*, TU Graz, 2004
- [18] *Mathcad 2014*, Verfügbar unter: <http://www.ptc-de.com/software-fuer-konstruktionsberechnungen/mathcad> [Datum des Zugriffs: 30.05.2017]
- [19] *MATLAB 2013*, Verfügbar unter: <https://de.mathworks.com/products/matlab.html> [Datum des Zugriffs: 30.05.2017]

- [20] Lechleiter D.: *Numerische Simulation von Reibungsvorgängen in Fahrzeugkupplungen*, TU Graz, Bachelorarbeit 2016
- [21] Laimgruber S.: *20161109_gen2_TemperaturMesspunkte_LS, Magna Powertrain*, Präsentation 2016
- [22] Optris infrared thermometers.: *Bedienungsanleitung*, verfügbar unter <http://www.optris.de/ct-It>, [Datum des Zugriffs: 05.2017]
- [23] Bild verfügbar unter: <http://www.omega.de/subsection/aufschaubbare-selbstklebende-thermoelemente.html>, [Datum des Zugriffs: 05.2017]
- [24] Bild verfügbar unter: <http://www.directindustry.de/prod/omega/product-19150-1134279.html>, [Datum des Zugriffs: 28.05.2017]
- [25] *CANape 15.0*, Verfügbar unter: https://vector.com/vi_canape_de.html, [Datum des Zugriffs: 05.2017]

Anhang

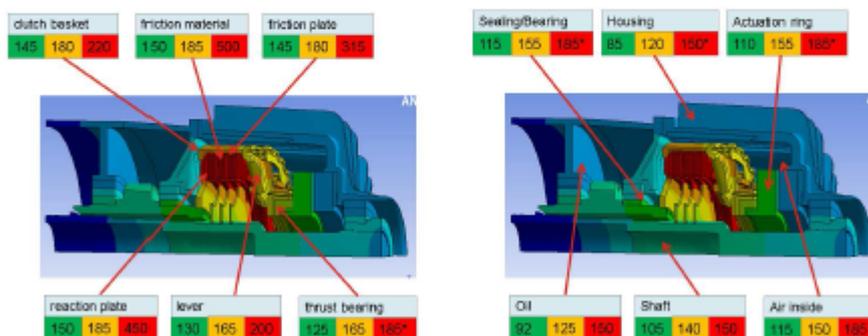
1. Berechnung der Wärmedehnungen in MathCad

ECOMAX Wärmeausdehnungen - Auswirkung auf Lüftspalt

Bauteil:	Breite:	Material:	
Kupplungskorb	$b_{Korb} := 40.3 \text{ mm}$	20MnCr5	M0045695
Stahllamelle / Package	$b_{SL} := 10 \text{ mm}$	C60E	M0040946
Reiblamelle / Package	$b_{RL} := 4.5 \text{ mm}$	C60E	M0046411
Reibpads / Package	$b_{RP} := 6.6 \text{ mm}$	PCC	siehe Zeichnung Reiblamelle
Druckplatte	$b_{DP} := 4 \text{ mm}$	C60E	M0045693
Gehäuse	$b_{Geh} := 180 \text{ mm}$	MgAl9Zn	M0046340
Aktuierung	$b_{Akt} := 55 \text{ mm}$	20MnCr5	M0041604 fix
-Kugelrampe	$b_{KR} := 45 \text{ mm}$	20MnCr5	M0045531 beweglich
-Lager	$b_{Lager} := 10 \text{ mm}$	C60E	M0044255
Sprocket			
-Input Sprocket	$b_{Sprocket} := 59.4 \text{ mm}$	Sinterstahl	M0041714
-Lager	$b_{Lager_{li}} := 18 \text{ mm}$	C60E	M0041710

Betrachtung unterschiedlicher Testfälle:

- **200 Watt Steady State – Normal condition (permanent)**
 - Situation: 30°C Environment, Autobahn 100 km/h
 - tunnel temp. = 60°C, automatic gearbox temp. = 90°C
- **200 Watt Steady State – Extreme condition (limited time)**
 - Situation: Extreme climate + trailer
 - tunnel temp. = 100°C, automatic gearbox temp. = 100°C
- **84 kW; 0.4s; 5x Peak Energy (short)**
 - Starting at 60°C; 20s break between peaks; no convective heat transfer considered



Bauteiltemperaturen:

$$\begin{aligned}
 T_{Korb_LP} &:= 418.15 \text{ K} & T_{RP_Basis} &:= \begin{bmatrix} 423.15 \\ 458.15 \\ 773.15 \end{bmatrix} \text{ K} & T_{SL_Basis} &:= \begin{bmatrix} 423.15 \\ 458.15 \\ 723.15 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 T_{Korb_HP} &:= 453.15 \text{ K} & & & & \\
 T_{Korb_Mistwe} &:= 493.15 \text{ K} & T_{RL_Basis} &:= \begin{bmatrix} 418.15 \\ 453.15 \\ 588.15 \end{bmatrix} \text{ K} & T_{DP_Basis} &:= \begin{bmatrix} 403.15 \\ 438.15 \\ 473.15 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 T_{Korb_Basis} &:= \begin{bmatrix} T_{Korb_LP} \\ T_{Korb_HP} \\ T_{Korb_Mistwe} \end{bmatrix} & T_{Geh_Basis} &:= \begin{bmatrix} 358.15 \\ 393.15 \\ 423.15 \end{bmatrix} \text{ K} & T_{KR_Basis} &:= \begin{bmatrix} 383.15 \\ 428.15 \\ 458.15 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 & & T_{Lager_Basis} &:= \begin{bmatrix} 398.15 \\ 438.15 \\ 458.15 \end{bmatrix} \text{ K} & T_{Sprocket_Basis} &:= \begin{bmatrix} 388.15 \\ 428.15 \\ 458.15 \end{bmatrix} \text{ K}
 \end{aligned}$$

Definition der Korb-Temperatur:

$$T_{Korb} := \begin{bmatrix} 450.15 \\ 500.15 \\ 550.15 \end{bmatrix} \text{ K}$$

Kupplungskorb:

$$\begin{aligned}
 i &:= 1 \dots 3 \\
 i_{Korb} &:= 1 \dots 3 & T_{Grenz} &:= \begin{bmatrix} 373.15 \\ 573.15 \end{bmatrix} \text{ K} & T_0 &:= 273 \text{ K} \\
 \alpha_{20MnCr5_1} &:= 12.2 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} \\
 \alpha_{20MnCr5_2} &:= 13.2 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} \\
 \alpha_{Korb_{k_{orb}}} &:= \text{if } 0 < T_{Korb_Basis_{k_{orb}}} \leq T_{Grenz_1} \\
 & \quad \left\| \begin{array}{l} \alpha_{20MnCr5_1} \\ \text{else} \\ \alpha_{20MnCr5_2} \end{array} \right. \\
 \alpha_{Korb} &= \begin{bmatrix} 1.32 \cdot 10^{-5} \\ 1.32 \cdot 10^{-5} \\ 1.32 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix} \frac{1}{\text{K}} \\
 \Delta_{l_{Korb_{k_{orb}}}} &:= \alpha_{Korb_{k_{orb}}} \cdot b_{Korb} \cdot (T_{Korb_{k_{orb}}} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.094 \\ 0.121 \\ 0.147 \end{bmatrix} \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Package:

Reibpads:

 $i := 1..3$

$$T_{RP} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{RP_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 455.15 \\ 828.275 \\ 1222.025 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{RP_LP} := T_{RP}^{\hat{1}} = [455.15] \mathbf{K}$$

$$T_{RP_HP} := T_{RP}^{\hat{2}} = [828.275] \mathbf{K}$$

$$T_{RP_Mitsue} := T_{RP}^{\hat{3}} = [1.222 \cdot 10^3] \mathbf{K}$$

$$\alpha_{PCC_1} := 17 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\alpha_{PCC_2} := 31 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\alpha_{PCC_3} := 76 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\alpha_{PCC_4} := 104 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$T_{GrenzRP} := \begin{bmatrix} 373.15 \\ 473.15 \\ 673.15 \\ 773.15 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$\alpha_{RP_i} := \text{if } 0 < T_{RP_i} \leq T_{GrenzRP_1}$$

$$\left\| \begin{array}{l} \alpha_{PCC_1} \end{array} \right\|$$

else

$$\left\| \begin{array}{l} \text{if } T_{GrenzRP_1} < T_{RP_i} \leq T_{GrenzRP_2} \end{array} \right\|$$

$$\left\| \begin{array}{l} \alpha_{PCC_2} \end{array} \right\|$$

else

$$\left\| \begin{array}{l} \text{if } T_{GrenzRP_2} < T_{RP_i} < T_{GrenzRP_3} \end{array} \right\|$$

$$\left\| \begin{array}{l} \alpha_{PCC_3} \end{array} \right\|$$

else

$$\left\| \begin{array}{l} \alpha_{PCC_4} \end{array} \right\|$$

$$\alpha_{RP} = \begin{bmatrix} 3.1 \cdot 10^{-5} \\ 1.04 \cdot 10^{-4} \\ 1.04 \cdot 10^{-4} \end{bmatrix} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\Delta_{RP_i} := \alpha_{RP_i} \cdot b_{RP} \cdot (T_{RP_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.037 \\ 0.381 \\ 0.651 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

Reiblamelle:

$$T_{RL} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{RL_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 450.15 \\ 611.775 \\ 780.525 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{RL_LP} := \left\| T_{RL}^{\widehat{1}} \right\| = 450.15 \mathbf{K}$$

$$T_{RL_HP} := \left\| T_{RL}^{\widehat{2}} \right\| = 611.775 \mathbf{K}$$

$$T_{RL_Misuse} := \left\| T_{RL}^{\widehat{3}} \right\| = 780.525 \mathbf{K}$$

$$T_{RL} := \begin{bmatrix} T_{RL_LP} \\ T_{RL_HP} \\ T_{RL_Misuse} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 450.15 \\ 611.78 \\ 780.53 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$\alpha_{C60} := 12.2 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\alpha_{RL} := \alpha_{C60}$$

$$\Delta_{URL_i} := \alpha_{RL} \cdot b_{RL} \cdot (T_{RL_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.01 \\ 0.019 \\ 0.028 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

Stahllamelle:

$$T_{SL} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{SL_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 455.15 \\ 769.53 \\ 1100.78 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{SL_LP} := \left\| T_{SL}^{\widehat{1}} \right\| = 455.15 \mathbf{K}$$

$$T_{SL_HP} := \left\| T_{SL}^{\widehat{2}} \right\| = 769.525 \mathbf{K}$$

$$T_{SL_Misuse} := \left\| T_{SL}^{\widehat{3}} \right\| = (1.101 \cdot 10^3) \mathbf{K}$$

$$T_{SL} := \begin{bmatrix} T_{SL_LP} \\ T_{SL_HP} \\ T_{SL_Misuse} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 455.15 \\ 769.53 \\ 1.1 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$\alpha_{SL} := \alpha_{C60}$$

$$\Delta_{iSL_i} := \alpha_{SL} \cdot b_{SL} \cdot (T_{SL_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.022 \\ 0.061 \\ 0.101 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

Druckplatte:

$$T_{DP} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{DP_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 435.15 \\ 479.28 \\ 523.03 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{DP_LP} := \left\| T_{DP}^{\widehat{1}} \right\| = 435.15 \mathbf{K}$$

$$T_{DP_HP} := \left\| T_{DP}^{\widehat{2}} \right\| = 479.275 \mathbf{K}$$

$$T_{DP_Misuse} := \left\| T_{DP}^{\widehat{3}} \right\| = 523.025 \mathbf{K}$$

$$T_{DP} := \begin{bmatrix} T_{DP_LP} \\ T_{DP_HP} \\ T_{DP_Misuse} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 435.15 \\ 479.275 \\ 523.025 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$\alpha_{DP} := \alpha_{CG0}$$

$$\Delta_{DP_i} := \alpha_{DP} \cdot b_{DP} \cdot (T_{DP_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.008 \\ 0.01 \\ 0.012 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

Package gesamt:

$$\Delta_{IP_{gesamt}} := \Delta_{ISL} + \Delta_{IRL} + \Delta_{IRP} + \Delta_{IDP} = \begin{bmatrix} 0.077 \\ 0.47 \\ 0.792 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

Gehäuse:

$$T_{Geh} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{Geh_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 390.15 \\ 428.4 \\ 465.9 \end{bmatrix} \text{ K}$$

$$T_{Geh_LP} := \left\| T_{Geh}^{\widehat{1}} \right\| = 390.15 \text{ K}$$

$$T_{Geh_HP} := \left\| T_{Geh}^{\widehat{2}} \right\| = 428.4 \text{ K}$$

$$T_{Geh_Misure} := \left\| T_{Geh}^{\widehat{3}} \right\| = 465.9 \text{ K}$$

$$T_{Geh} := \begin{bmatrix} T_{Geh_LP} \\ T_{Geh_HP} \\ T_{Geh_Misure} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 390.15 \\ 428.4 \\ 465.9 \end{bmatrix} \text{ K}$$

$$T_{Grenz} := \begin{bmatrix} 473.15 \\ 573.15 \end{bmatrix} \text{ K}$$

$$\alpha_{MgAl9Zn_1} := 27 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

$$\alpha_{MgAl9Zn_2} := 30 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

$$\alpha_{Geh_{kern}} := \begin{cases} \text{if } 0 < T_{Geh_{kern}} \leq T_{Grenz_1} \\ \left\| \alpha_{MgAl9Zn_1} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \alpha_{MgAl9Zn_2} \right\| \end{cases}$$

$$\alpha_{Geh} = \begin{bmatrix} 2.7 \cdot 10^{-5} \\ 2.7 \cdot 10^{-5} \\ 2.7 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix} \frac{1}{\text{K}}$$

$$\Delta_{IGeh_i} := \alpha_{Geh_i} \cdot b_{Geh} \cdot (T_{Geh_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.569 \\ 0.755 \\ 0.937 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

Aktuierung:

Kugelrampe:

$$T_{KR} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{KR_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 424.29 \\ 463.4 \\ 500.9 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{KR_LP} := \left\| T_{KR}^{\widehat{1}} \right\| = 424.293 \mathbf{K}$$

$$T_{KR_HP} := \left\| T_{KR}^{\widehat{2}} \right\| = 463.4 \mathbf{K}$$

$$T_{KR_Missuse} := \left\| T_{KR}^{\widehat{3}} \right\| = 500.9 \mathbf{K}$$

$$T_{KR} := \begin{bmatrix} T_{KR_LP} \\ T_{KR_HP} \\ T_{KR_Missuse} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 424.293 \\ 463.4 \\ 500.9 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$\alpha_{KR_t} := \begin{cases} \text{if } 0 < T_{KR_t} \leq T_{KR_1} \\ \left\| \alpha_{20MnCr5_1} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \alpha_{20MnCr5_2} \right\| \end{cases} \quad \alpha_{KR} = \begin{bmatrix} 1.22 \cdot 10^{-5} \\ 1.32 \cdot 10^{-5} \\ 1.32 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\Delta_{KR_t} := \alpha_{KR_t} \cdot b_{KR} \cdot (T_{KR_t} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.083 \\ 0.113 \\ 0.135 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

Ausrücke-Lager:

$$T_{Lager} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{Lager_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 434.72 \\ 461.65 \\ 486.65 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_LP} := \left\| T_{Lager}^{\widehat{1}} \right\| = 434.721 \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_HP} := \left\| T_{Lager}^{\widehat{2}} \right\| = 461.65 \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_Missuse} := \left\| T_{Lager}^{\widehat{3}} \right\| = 486.65 \mathbf{K}$$

$$T_{Lager} := \begin{bmatrix} T_{Lager_LP} \\ T_{Lager_HP} \\ T_{Lager_Missuse} \end{bmatrix}$$

$$\alpha_{Lager_t} := \begin{cases} \text{if } 0 < T_{Lager_t} \leq T_{Lager_1} \\ \left\| \alpha_{20MnCr5_1} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \alpha_{20MnCr5_2} \right\| \end{cases} \quad \alpha_{Lager} = \begin{bmatrix} 1.22 \cdot 10^{-5} \\ 1.32 \cdot 10^{-5} \\ 1.32 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\Delta_{Lager_t} := \alpha_{Lager_t} \cdot b_{Lager} \cdot (T_{Lager_t} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.02 \\ 0.025 \\ 0.028 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

$$\Delta_{Akt_ges} := \Delta_{Lager} + \Delta_{KR} = \begin{bmatrix} 0.103 \\ 0.138 \\ 0.164 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

Sprocket:

Anteil der Welle:

$$T_{Sprocket} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{Sprocket_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 424.72 \\ 463.4 \\ 500.9 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{Sprocket_LP} := \left\| T_{Sprocket}^{\widehat{1}} \right\| = 424.721 \mathbf{K}$$

$$T_{Sprocket_HP} := \left\| T_{Sprocket}^{\widehat{2}} \right\| = 463.4 \mathbf{K}$$

$$T_{Sprocket_Missuse} := \left\| T_{Sprocket}^{\widehat{3}} \right\| = 500.9 \mathbf{K}$$

$$T_{Sprocket} := \begin{bmatrix} T_{Sprocket_LP} \\ T_{Sprocket_HP} \\ T_{Sprocket_Missuse} \end{bmatrix}$$

$$\alpha_{Sinter} := 10 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\mathbf{K}}$$

$$\Delta_{lSprocket_i} := \alpha_{Sinter} \cdot b_{Sprocket} \cdot (T_{Sprocket_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.09 \\ 0.11 \\ 0.14 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

Anteil des Lagers:

$$T_{Lager_li} := \text{linterp}(T_{Korb_Basis}, T_{Sprocket_Basis}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 424.72 \\ 463.4 \\ 500.9 \end{bmatrix} \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_li_LP} := \left\| T_{Sprocket}^{\widehat{1}} \right\| = 424.721 \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_li_HP} := \left\| T_{Sprocket}^{\widehat{2}} \right\| = 463.4 \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_li_Missuse} := \left\| T_{Sprocket}^{\widehat{3}} \right\| = 500.9 \mathbf{K}$$

$$T_{Lager_li} := \begin{bmatrix} T_{Lager_li_LP} \\ T_{Lager_li_HP} \\ T_{Lager_li_Missuse} \end{bmatrix}$$

$$\alpha_{Lager_li} := \alpha_{CGO}$$

$$\Delta_{lLager_li_i} := \alpha_{Lager_li} \cdot b_{Lager_li} \cdot (T_{Lager_li_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.03 \\ 0.04 \\ 0.05 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

$$\Delta_{lSprocket_ges} := \Delta_{lSprocket} + \Delta_{lLager_li} = \begin{bmatrix} 0.123 \\ 0.155 \\ 0.185 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

gesamte Wärmedehnungen:

$$\begin{aligned} \text{Auswirkung auf Lüftspalt:} \quad & i_{\text{Package}} := 2.76 \\ & i_{\text{ES}} := 1.695 \end{aligned}$$

$$\Delta_{L_{\text{Lüftspalt}_i}} := -i_{\text{Package}} \cdot \Delta_{IP_{\text{gesamt}_i}} + i_{\text{ES}} \cdot \Delta_{IKorb_i} + \Delta_{IGeh_i} - \Delta_{ISprocket_{\text{ges}_i}} - \Delta_{IAkt_{\text{ges}_i}}$$

$$\Delta_{L_{\text{Lüftspalt}}} = \begin{bmatrix} 0.29 \\ -0.63 \\ -1.35 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

- Umrechnung auf Aktuatorwinkel (konstant)

$$k_{\text{Winkel}} := 11.22 \frac{^\circ}{\text{mm}} \quad \Delta_{\text{Phi}_i} := \Delta_{L_{\text{Lüftspalt}_i}} \cdot k_{\text{Winkel}}$$

$$\Delta_{\text{Phi}} = \begin{bmatrix} 3.25 \\ -7.08 \\ -15.13 \end{bmatrix} ^\circ$$

- Momentenfaktor

Nun ergeben sich für jedes Szenario, drei Betriebsfälle (Verschleißzustände) die hier weiterhin berücksichtigt werden sollen:

$$i_{F_{\text{Neuzustand}}} := 2.97$$

$$i_{F_{\text{mittlererVerschleiß}}} := 2.765$$

$$i_{F_{\text{verschlüssen}}} := 2.56$$

$$i_F := \begin{bmatrix} i_{F_{\text{Neuzustand}}} \\ i_{F_{\text{mittlererVerschleiß}}} \\ i_{F_{\text{verschlüssen}}} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} \mu &:= 0.35 && \text{Reibwert } 0,28 \dots 0,35 \\ n_R &:= 6 && \text{Anzahl Reibflächen} \end{aligned}$$

$$r_R := \frac{118.4}{2} \text{ mm} \quad \text{mittlerer Reibradius} \quad c_{\text{Akt}} := 4.2 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

$$MF_i := i_{F_i} \cdot \mu \cdot r_R \cdot n_R \cdot c_{\text{Akt}} \cdot \frac{1}{k_{\text{Winkel}}} = \begin{bmatrix} 138.215 \\ 128.675 \\ 119.134 \end{bmatrix} \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{^\circ}$$

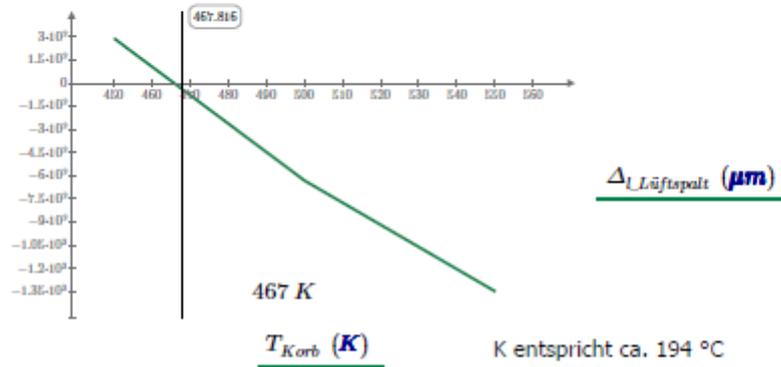
$$\Delta_{\text{Moment}_{LP_i}} := -MF_i \cdot \Delta_{\text{Phi}_i} \quad \Delta_{\text{Moment}_{LP}} = \begin{bmatrix} -449.68 \\ -418.64 \\ -387.61 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Delta_{Moment_HP_1} := -MF'_1 \cdot \Delta_{Phi_2}$$

$$\Delta_{Moment_HP} = \begin{bmatrix} 978.7 \\ 911.14 \\ 843.59 \end{bmatrix} \mathbf{N \cdot m}$$

$$\Delta_{Moment_Missuse_1} := -MF'_1 \cdot \Delta_{Phi_3}$$

$$\Delta_{Moment_Missuse} = \begin{bmatrix} 2091.68 \\ 1947.3 \\ 1802.93 \end{bmatrix} \mathbf{N \cdot m}$$



-Kraftübersetzung ist abhängig von Hebelstellung
(veränderlich mit Verschleiß):

$$\Delta_{Verschleiß} := \begin{bmatrix} 0 \\ 2.5 \\ 5 \end{bmatrix} \mathbf{mm} \quad MF = f(\text{Aktuatorgeometrie, Reibwert})$$

$$i_{F_Neuzustand} := 2.97$$

$$i_{F_mittlererVerschleiß} := 2.765$$

$$i_{F_verschlissen} := 2.56$$

$$i_F := \begin{bmatrix} i_{F_Neuzustand} \\ i_{F_mittlererVerschleiß} \\ i_{F_verschlissen} \end{bmatrix}$$

Die Kraftübersetzung i_F über dem Aktuatorhub ist linearisiert mit der Beziehung:

$$i_F = 2,97 - 0,0278 \cdot \text{Aktuatorhub } x_{Hub}$$

$$x_{Hub} := \frac{(i_F - 2.97)}{0.0278} = \begin{bmatrix} 0 \\ -7.3741007 \\ -14.7482014 \end{bmatrix} \mathbf{mm}$$

$$\begin{aligned}
 T_{AAL_{LP}} &:= T_{AAL}^{\hat{1}} = [434.721] \text{ K} & T_{AAL} &= \begin{bmatrix} 434.72 \\ 479.28 \\ 523.03 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 T_{AAL_{HP}} &:= T_{AAL}^{\hat{2}} = [479.275] \text{ K} \\
 T_{AAL_{Missue}} &:= T_{AAL}^{\hat{3}} = [523.025] \text{ K} & \alpha_{AAL} &:= \alpha_{C60}
 \end{aligned}$$

$$\Delta_{D_{AAL_i}} := \alpha_{AAL} \cdot d_{AAL} \cdot (T_{AAL_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.15 \\ 0.19 \\ 0.23 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$\Delta_{D_{ges}} := \Delta_{D_{AL}} + \Delta_{D_{AAL}} = \begin{bmatrix} 0.29 \\ 0.37 \\ 0.44 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$\Delta_{D_{ges}} := \Delta_{D_{AL}} + \Delta_{D_{AAL}} = \begin{bmatrix} 0.29 \\ 0.37 \\ 0.44 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

durch radiale Dehnung des Lagers, ergibt sich eine Veränderung der Hebelstellung (Auswirkung auf Wegübersetzung) = Auswirkung auf Lüftspalt:

Anteil des Hebels:

$$l_{lever} := 30 \text{ mm}$$

$$T_{lever_{Basis}} := \begin{bmatrix} 403.15 \\ 438.15 \\ 473.15 \end{bmatrix} \text{ K}$$

$$T_{lever} := \text{linterp}(T_{Korb_{Basis}}, T_{lever_{Basis}}, T_{Korb}) = \begin{bmatrix} 435.15 \\ 479.275 \\ 523.025 \end{bmatrix} \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
 T_{lever_{LP}} &:= T_{AAL}^{\hat{1}} = [434.721] \text{ K} & T_{AAL} &= \begin{bmatrix} 434.72 \\ 479.28 \\ 523.03 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 T_{lever_{HP}} &:= T_{AAL}^{\hat{2}} = [479.275] \text{ K} \\
 T_{lever_{Missue}} &:= T_{AAL}^{\hat{3}} = [523.025] \text{ K} & \alpha_{lever} &:= \alpha_{C60}
 \end{aligned}$$

$$\Delta_{l_{Lever_i}} := \alpha_{lever} \cdot l_{lever} \cdot (T_{lever_i} - T_0) = \begin{bmatrix} 0.06 \\ 0.08 \\ 0.09 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$\Delta_{Lever_LP} := \|\Delta_{Lever}^{\hat{1}}\| = 0.059 \text{ mm}$$

$$\Delta_{Lever_HP} := \|\Delta_{Lever}^{\hat{2}}\| = 0.075 \text{ mm}$$

$$\Delta_{Lever_Misuse} := \|\Delta_{Lever}^{\hat{3}}\| = 0.092 \text{ mm}$$

Diese Verlängerung des Hebels, führt zu veränderten Abrollpunkten, auch in axialer Richtung (abhängig von Stellung des Hebels, Verschleißzustand)

$$\Delta_{Verschleiß} := \begin{bmatrix} 0 \\ 2.5 \\ 5 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$\beta_{Lever_t} := \text{asin} \left(\frac{10 \text{ mm} + \Delta_{Verschleiß_t} - \Delta_{Verschleiß_t} \cdot i_{Package}}{18.72 \text{ mm}} \right) = \begin{bmatrix} 32.289 \\ 17.406 \\ 3.675 \end{bmatrix} \circ$$

$$\Delta_{Lever_azial_LP_t} := \Delta_{Lever_LP} \cdot \sin(\beta_{Lever_t}) = \begin{bmatrix} 0.032 \\ 0.018 \\ 0.004 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$\Delta_{Lever_azial_HP_t} := \Delta_{Lever_HP} \cdot \sin(\beta_{Lever_t}) = \begin{bmatrix} 0.04 \\ 0.023 \\ 0.005 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$\Delta_{Lever_azial_Misuse_t} := \Delta_{Lever_Misuse} \cdot \sin(\beta_{Lever_t}) = \begin{bmatrix} 0.049 \\ 0.027 \\ 0.006 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

- Umrechnung auf Aktuatorwinkel (konstant)

$$k_{Winkel} := 11.22 \frac{\circ}{\text{mm}} \quad \Delta_{Phi_t} := \Delta_{Lever_azial_Misuse_t} \cdot k_{Winkel}$$

$$\Delta_{Phi} = \begin{bmatrix} 0.55 \\ 0.31 \\ 0.07 \end{bmatrix} \circ$$

--> Radiale Einflüsse in Vergleich zu axialen Dehnungen zu vernachlässigen.

2. Definition der Parameter zur Berechnung der Wärmedehnungen in Simulink (M-File)

```
% Bauteilbreiten

% Package
b_Drum = 40.3;           %Kupplungskorb 20MnCr5
b_Steeldiscs = 10;      %Steeldiscs (4x) C60E
b_Frictiondiscs = 4.5; %Frictiondiscs (3x) C60E
b_Frictionpads = 6.6;  %Frictionpads (6x) PCC
b_Pressureplate = 4;   %Druckplatte C60E

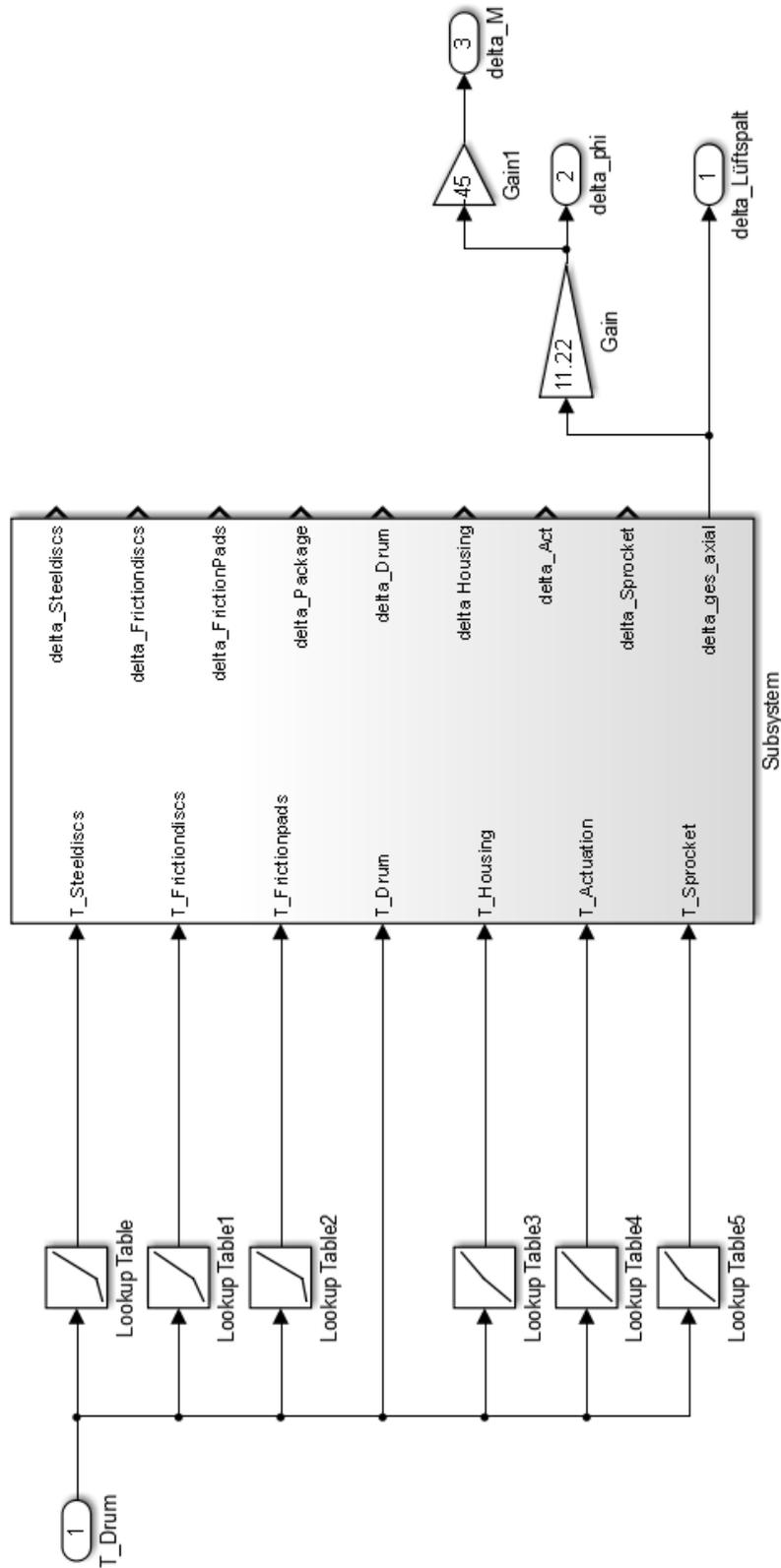
% Housing
b_Housing = 180;       %Gehäuse

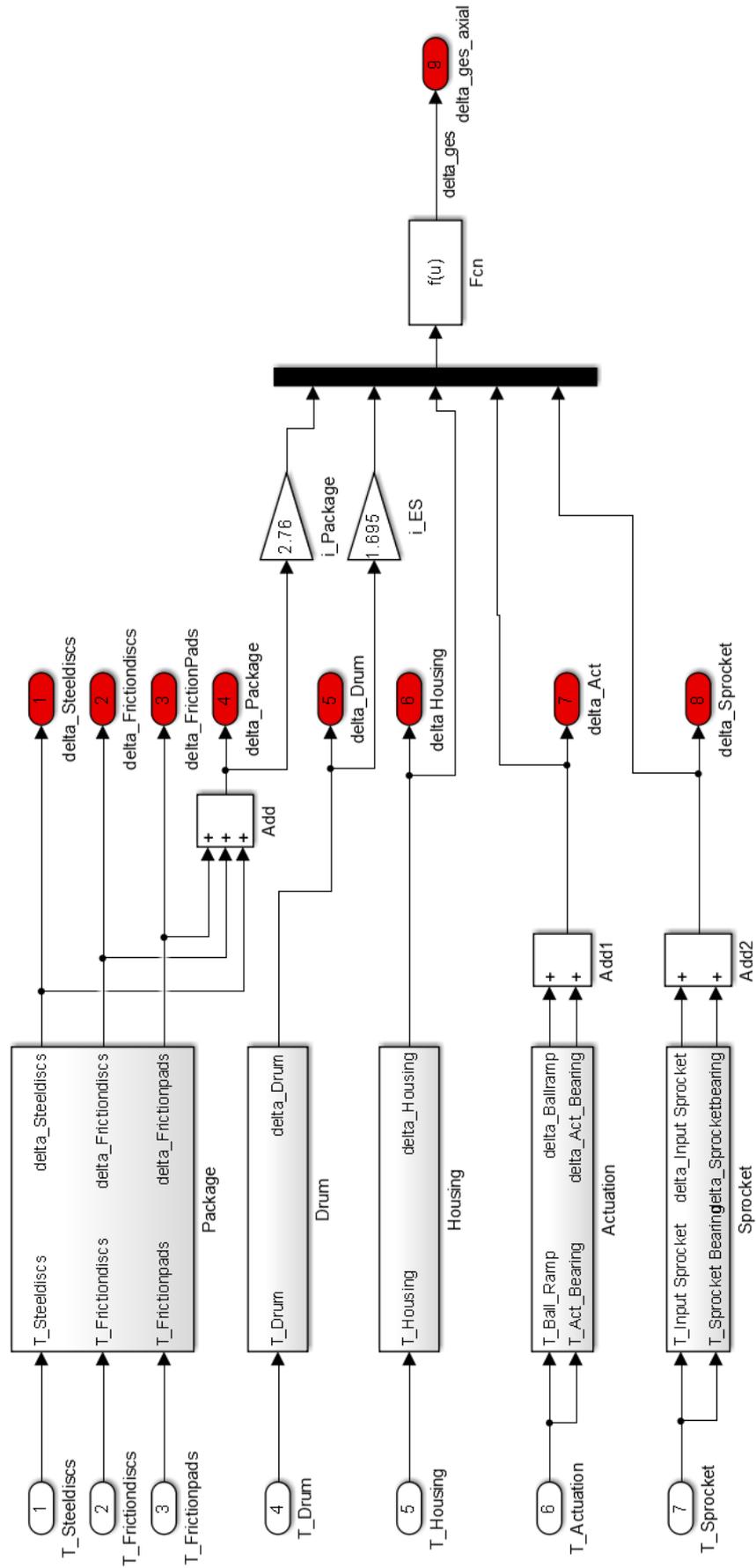
%Aktuierung
b_Ballramp = 45;       %Kugelrampe 20MnCr5
b_Ballrampbearing = 10 %Ausrückelager C60E

%Sprocket
b_Sprocket = 59.4;     %Input Sprocket Sinterstahl
b_Bearing = 18;        %Ball Bearing C60E

%Starttemperatur
T0 = 25;
```

Simulationsmodell zur Berechnung der Wärmedehnungen in Simulink

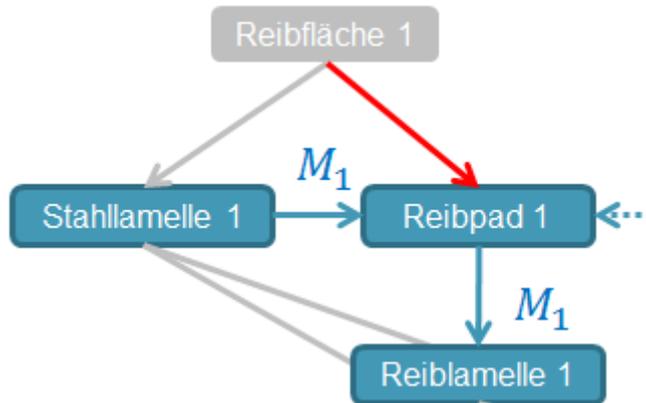




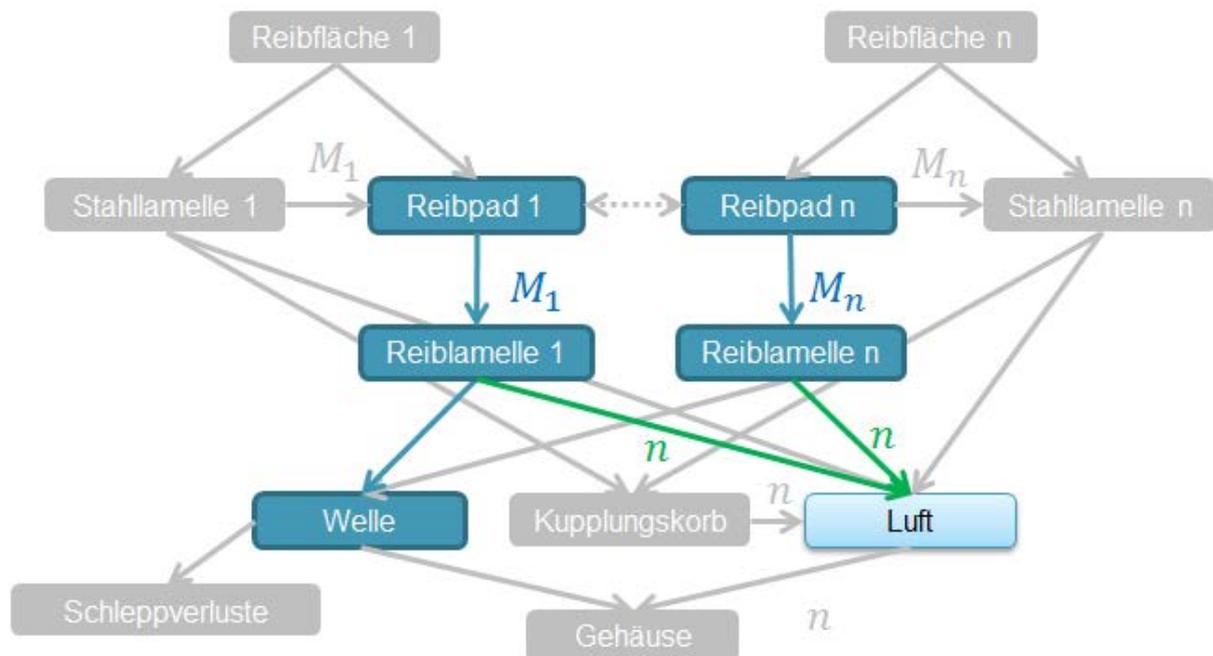
Anhang

3. Darstellung der Wärmeübertragungspfade im erweiterten Thermalmodell

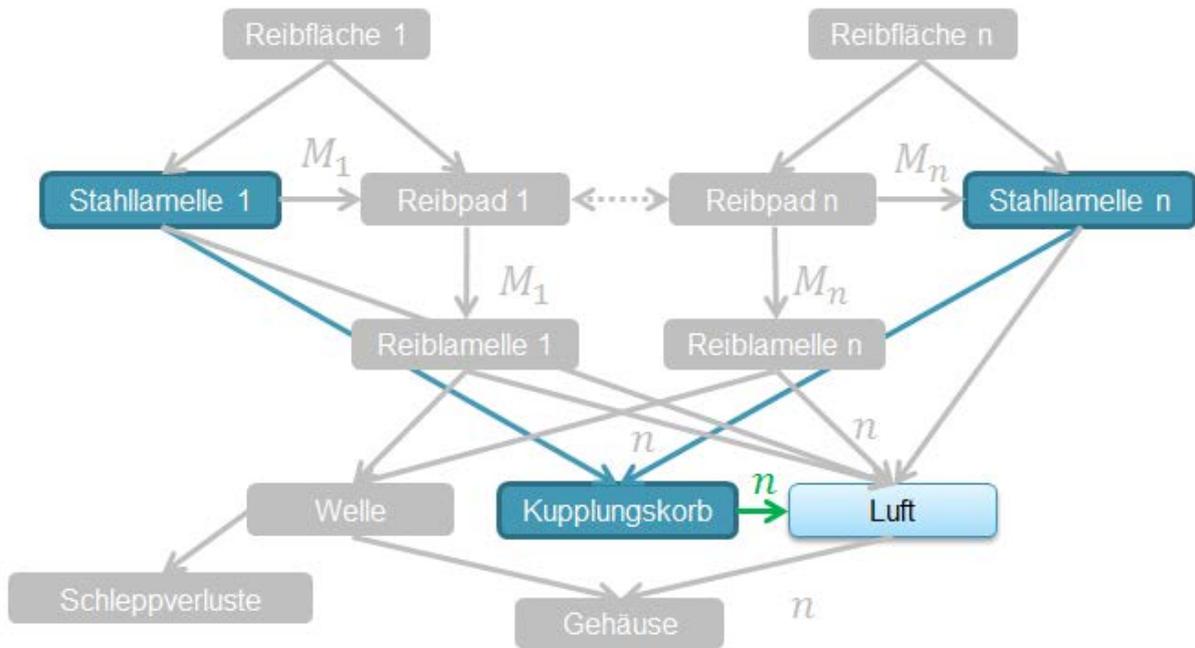
Wärmepfade Reibpad:



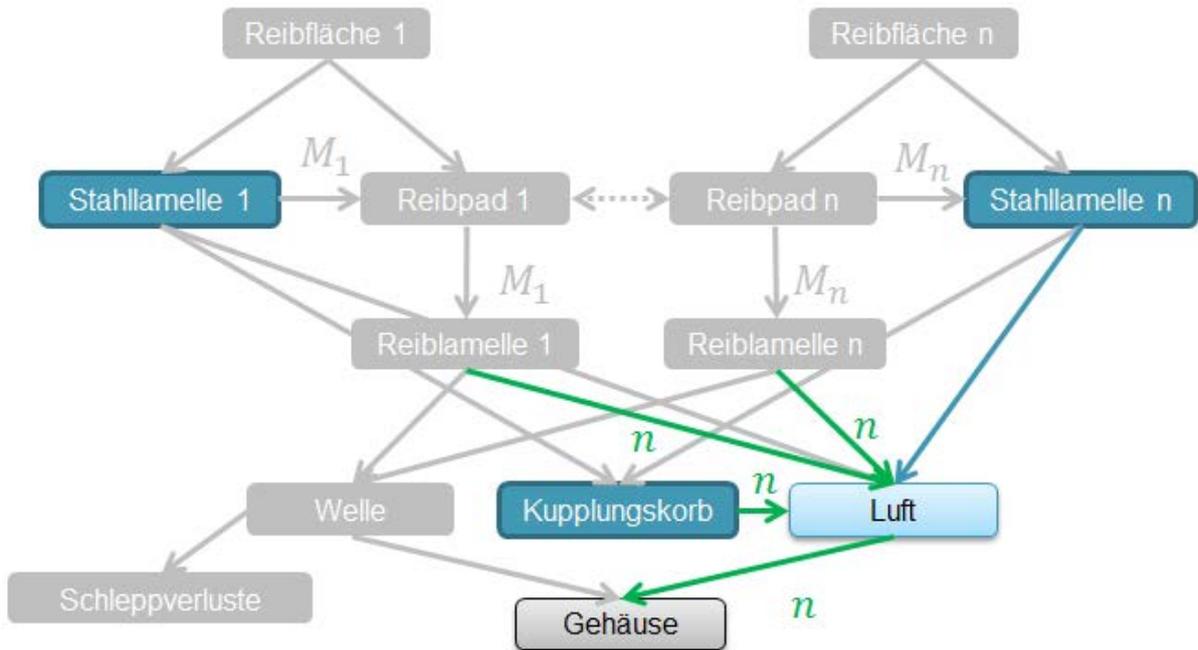
Wärmepfade Reiblamelle:



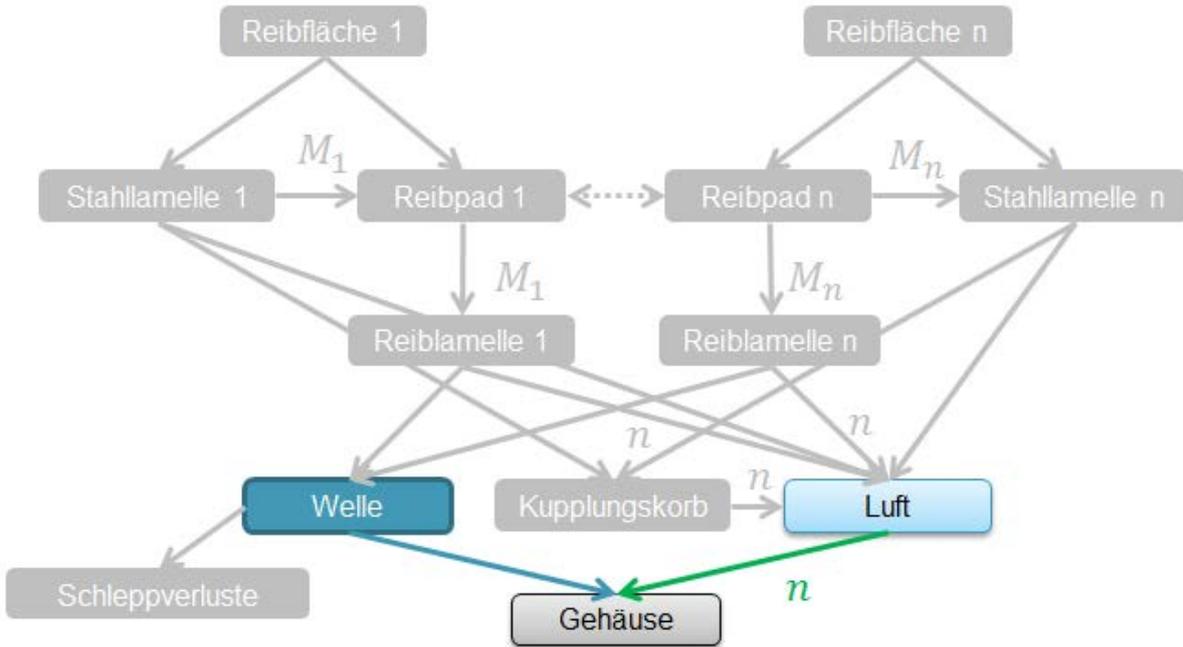
Wärmpfade Kupplungskorb:



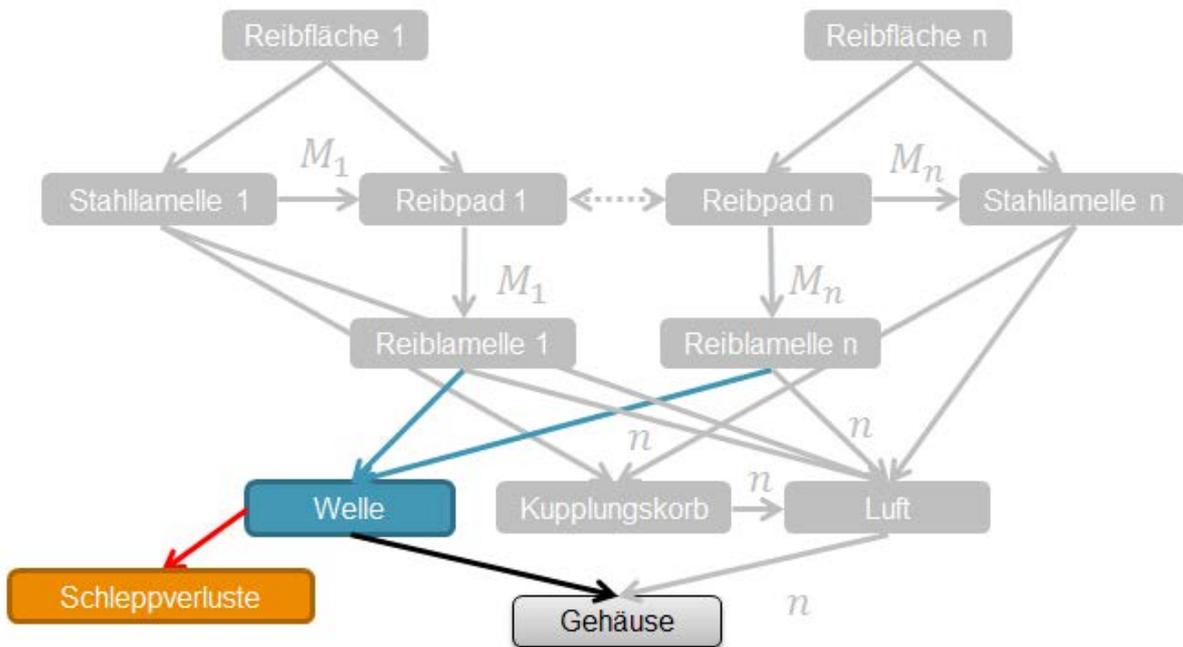
Wärmpfade Luft:



Wärmeffade Gehäuse



Wärmeffade Welle



Anhang

4. Vergleich Simulation und Messungen (M-File)

28.05.17 16:45 C:\Users\Ti...\ModellVergleich 20170523.m 1 of 8

```

clear all;
TA_MAIN = 0.1;
addpath('bench_data_neu');
GuardClu;

index = 1;

% ECOMAX LOPO Test
measurement_files{86} = 'Twin2-000053_ECO-max_LOPO.mat';%lowpower highpower mix
input_data{1} = 'Twin2-000053_ECO-max_LOPO.mat';
if(index == 1)
    load(input_data{index});
    t_sim = transpose(daten.Zeit - 50178);
    t_sim_set = transpose(0.5:0.1:5408);
    T_Start_ShaftC = 50;
    T_StartC=55;
    T_Basket_StartC=55;
    T_Start_Lamella = 55;
    T_Air_Start = 55;
    T_Housing_Start = 55;
    T_LamelleC = transpose(daten.TC_Lamelle_01);
    T_ReiblamelleC = transpose(daten.TC_Lamelle_02);
    T_FricPadC = transpose(daten.TC_Lamelle_03);
    T_KorbC = transpose(daten.T4_Pyrosensor_Kupplungskorb);
    tmp_Housing = transpose(daten.T3_Kupplungsdeckel);

    M_heatcalc = transpose(daten.CAN_MSperrSoll);
    M = transpose(daten.Md_Mess_Eintrieb);
    delta_rpm = transpose(daten.n_delta);
    n_abs = transpose(daten.n_Eintrieb_Berechnung);
    TC_Lamelle_04 = T_ReiblamelleC;
    MCU_M_HMa = M;
end

% ECOMAX KUFU CW47
input_data{3} = '000018-085 - ECO-max - KUFU.mat';
if(index == 3)
    load(input_data{index});
    t_sim = RelativZeit(:);
    t_sim_set = RelativZeit(:);
    T_Start_ShaftC = TC6_Lager_Abtrieb(1);
    T_StartC=TC_Lamelle_04(1);
    T_Basket_StartC = TC4_Kupplungskorb(1);
    T_Start_Lamella = TC_Lamelle_04(1);
    T_Air_Start = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse(1);
    T_Housing_Start = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(1);
    T_Reiblamelle1 = TC_Lamelle_02(:);
    T_Reiblamelle2 = TC_Lamelle_04(:);
    T_Reiblamelle3 = TC_Lamelle_06(:);
    T_KorbC = TC4_Kupplungskorb(:);
    T_Air = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse;
    tmp_Housing = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(:);

    M = MCU_M_HMa(:);
    delta_rpm = dn_Kupplung(:);

```

```
        n_abs = n_Pruefling_Abtrieb(:)
        v_veh=0;
end

% ECOMAX serienaufruf CW48
input_data{4} = '000077-085 - ECO-max - Temperaturmessungen - serienaufruf.mat';
if(index == 4)
    load(input_data{index});
    t_sim = RelativZeit(:);
    t_sim_set = RelativZeit(:);
    T_Start_ShaftC = TC6_Lager_Abtrieb(1);
    T_StartC=TC_Lamelle_04(1);
    T_Basket_StartC=TC4_Kupplungskorb(1);
    T_Start_Lamella = TC_Lamelle_04(1);
    T_Air_Start = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse(1);
    T_Housing_Start = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(1);
    T_Reiblamelle1 = TC_Lamelle_02(:);
    T_Reiblamelle2 = TC_Lamelle_04(:);
    T_Reiblamelle3 = TC_Lamelle_06(:);
    T_KorbC = TC4_Kupplungskorb(:);
    T_Air = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse;
    tmp_Housing = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(:);

    M = MCU_M_HMa(:);
    delta_rpm = dn_Kupplung(:);
    n_abs = n_Pruefling_Abtrieb(:);
end

% ECOMAX Test2 CW48
input_data{5} = '000053-085 - ECO-max - Temperaturmessungen - Test 2 - continuous
power.mat';
if(index == 5)
    load(input_data{index});
    t_sim = RelativZeit(:);
    t_sim_set = RelativZeit(:);
    T_Start_ShaftC = TC6_Lager_Abtrieb(1);
    T_StartC=TC_Lamelle_04(1);
    T_Basket_StartC=TC4_Kupplungskorb(1);
    T_Start_Lamella = TC_Lamelle_04(1);
    T_Air_Start = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse(1);
    T_Housing_Start = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(1);
    T_Reiblamelle1 = TC_Lamelle_02(:);
    T_Reiblamelle2 = TC_Lamelle_04(:);
    T_Reiblamelle3 = TC_Lamelle_06(:);
    T_KorbC = TC4_Kupplungskorb(:);
    T_Air = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse;
    tmp_Housing = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(:);

    M = MCU_M_HMa(:);
    delta_rpm = dn_Kupplung(:);
    n_abs = n_Pruefling_Abtrieb(:);
    v_veh = 0;
end

% ECOMAX Test7 CW48
```

 28.05.17 16:45 C:\Users\Ti...\ModellVergleich 20170523.m 3 of 8

```

input_data{6} = '000090-085 - ECO-max - Temperaturmessungen - Test 7.mat';
if(index == 6)
    load(input_data{index});
    t_sim = RelativZeit(:);
    t_sim_set = RelativZeit(:);
    T_Start_ShaftC = TC6_Lager_Abtrieb(1);
    T_StartC=TC_Lamelle_04(1);
    T_Basket_StartC=TC4_Kupplungskorb(1);
    T_Start_Lamella = TC_Lamelle_04(1);
    T_Air_Start = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse(1);
    T_Housing_Start = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(1);
    T_Reiblamelle1 = TC_Lamelle_02(:);
    T_Reiblamelle2 = TC_Lamelle_04(:);
    T_Reiblamelle3 = TC_Lamelle_06(:);
    T_KorbC = TC4_Kupplungskorb(:);
    T_Air = TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse;
    tmp_Housing = ATC_13_1_CANape_tmpHousing(:);

    M = MCU_M_HMa(:);
    delta_rpm = dn_Kupplung(:);
    n_abs = n_Pruefling_Abtrieb(:);
    v_veh = 0;
end

% Miba Cycle1 No42
input_data{7} = 'Miba_Cycle1_No42_brokenin_045.mat';
if(index == 7)
    load(input_data{index});
    t_sim = t(:);
    t_sim_set = t(:);
    T_Start_ShaftC = 25;
    T_StartC = 25;
    T_Basket_StartC = 25;
    T_Start_Lamella = 25;
    T_Air_Start = 25;
    T_Housing_Start = LMV_In_CC10_tmpHousingTC(:);
    T_Reiblamelle1 = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpFricDisc1(:);
    T_Reiblamelle2 = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpFricDisc2(:);
    T_Reiblamelle3 = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpFricDisc3(:);
    T_KorbC = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpDrum(:);
    T_Air = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpAir(:);
    tmp_Housing = LMV_In_CC10_tmpHousingTC;

    M = LMV_V_CharCalcC10_trqCluAct;
    delta_rpm = LMV_V_DTWindupC10_dltphiClu*(30/(pi()*0.01));
    n_abs = LMV_V_InputC10_nFrax;
    TC_Lamelle_04 = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpFricDisc2;
    TC4_Kupplungskorb = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpDrum;
    TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse = LMV_V_GuardDryCluC10_tmpAir;
    MCU_M_HMa = LMV_V_CharCalcC10_trqCluAct;
    n_Pruefling_Abtrieb = Function_deltanKupp;
    v_veh = 0;
end

```

```
input_data{8} = 'ECOmaxGen2_G11_301.mat';

if(index == 8)
    load(input_data{index});
    t_sim = t(:);
    t_sim_set = t(:);
    T_Start_ShaftC = LMV_EE_GuardCluC10_tmpAir(1);
    T_StartC=LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(1);
    T_Basket_StartC=CAN1_ADMM_11173_MSGO_T_VG_Kupplung(1);
    T_Start_Lamella = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(1);
    T_Air_Start = CAN1_THMM_25722_MSGO_T_VG_CL_GEH_I_T5(1);
    T_Housing_Start = CAN1_THMM_25722_MSGO_T_VG_CL_GEH_T3(1);
    T_Reiblamelle1 = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(:);
    T_Reiblamelle2 = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(:);
    T_Reiblamelle3 = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(:);
    T_KorbC = CAN1_ADMM_11173_MSGO_T_VG_Kupplung(:);
    T_Air = CAN1_THMM_25722_MSGO_T_VG_CL_GEH_I_T5;
    tmp_Housing = CAN1_THMM_25722_MSGO_T_VG_CL_GEH_T3(:);

    M = CAN1_ADMM_11100_MSGO_MD_GW_VO(:);
    delta_rpm = Function_deltanKupp(:);
    n_abs = LMV_V_InputC10_nFrax (:);
    TC_Lamelle_04 = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc;
    TC4_Kupplungskorb = CAN1_ADMM_11173_MSGO_T_VG_Kupplung;
    TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse = CAN1_THMM_25722_MSGO_T_VG_CL_GEH_I_T5;
    MCU_M_HMa = CAN1_ADMM_11100_MSGO_MD_GW_VO;
    n_Pruefling_Abtrieb = Function_deltanKupp_pos;
    v_veh = LMV_V_InputC10_vVeh;
end

if (index == 9)

T_Start_Lamella =25;
T_Start_ShaftC=25;
T_Basket_StartC=25;

load('Miba_Cycle1_No42_brokenin_045.mat')
close all
GuardDryClu;
sim('sl_GuardDryCluC10.mdl')

figure(1)
plot(tsim,tmpSteeldisc,'r','LineWidth',2); hold on
plot(tsim,tmpFricPad,'--r','LineWidth',2)

GuardClu;
sim('sl_GuardCluC10.mdl')
figure(1)
plot(tsim,tmpStDisc,'b','LineWidth',2); hold on
plot(tsim,tmpFricPad,'--b','LineWidth',2); grid on

xlabel('Zeit in sec'); ylabel('Temperature in °C')
legend('tmpStDisc neu','tmpFricPad neu','tmpStDisc alt','tmpFricPad alt')
```

 28.05.17 16:45 C:\Users\Ti...\ModellVergleich 20170523.m 5 of 8

```

end

input_data{10} = 'ECOmaxGen2_G11_304.mat';

if(index == 10)
    load(input_data{index});
    t_sim = t(:);
    t_sim_set = t(:);
    T_Start_ShaftC = LMV_EE_GuardCluC10_tmpAir(1);
    T_StartC=LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(1);
    T_Basket_StartC=CAN1_ADMM_11173_MSG0_T_VG_Kupplung(1);
    T_Start_Lamella = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc(1);
    T_Air_Start = CAN1_THMM_25722_MSG0_T_VG_CL_GEH_I_T5(1);
    T_Housing_Start = CAN1_THMM_25722_MSG0_T_VG_CL_GEH_T3(1);

    T_KorbC = CAN1_ADMM_11173_MSG0_T_VG_Kupplung(:);
    T_Air = CAN1_THMM_25722_MSG0_T_VG_CL_GEH_I_T5;
    tmp_Housing = CAN1_THMM_25722_MSG0_T_VG_CL_GEH_T3(:);

    M = CAN1_ADMM_11100_MSG0_MD_GW_VO(:);
    delta_rpm = Function_deltanKupp(:);
    n_abs = LMV_V_InputC10_nFrac (:);
    TC_Lamelle_04 = LMV_EE_GuardCluC10_tmpFricDisc;
    TC4_Kupplungskorb = CAN1_ADMM_11173_MSG0_T_VG_Kupplung;
    TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse = CAN1_THMM_25722_MSG0_T_VG_CL_GEH_I_T5;
    MCU_M_HMa = CAN1_ADMM_11100_MSG0_MD_GW_VO;
    n_Pruefling_Abtrieb = Function_deltanKupp_pos;
    v_veh = LMV_V_InputC10_vVeh;
end

M_ges = M;

% Aufbereitung der Daten für Simulink

hlp_delta_omega = delta_rpm*pi()/30;
hlp_omega_abs = n_abs*pi()/30;

M.time = t_sim;
M.signals.values = M_ges;
delta_omega.time = t_sim;
delta_omega.signals.values = hlp_delta_omega;
omega_abs.time = t_sim;
omega_abs.signals.values = hlp_omega_abs;

end_time = t_sim(end);
t_use = t_sim_set;

sim('ThermalModel_Tischlinger_20170522_MPT.mdl')

% Aufbereitung der Simulationsdaten für Auswertungen

Steeldiscs = timeseries(Steeldiscs);
Frictiondiscs = timeseries(Frictiondiscs);
Frictionpads = timeseries(Frictionpads);

```

```
T_Drum = timeseries(T_Drum_sim);
T_Air = timeseries(T_Air);
Steeldiscorig = timeseries(T_Steeldisc_orig);

% Auswertungen Messungen vs Simulationen

figure
[AX H1 H2] = plotyy (t_sim, TC_Lamelle_04,t_sim,MCU_M_HMa, 'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),Frictiondiscs.Time,Frictiondiscs.Data(:,2), 'LineWidth',2);
title ('FrictionDiscs Sim vs. Mess');
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [°C]')
legend('Frictiondisc2 mess','Frictiondisc2 sim','M');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');

figure
[AX H1 H2] = plotyy (t_sim, TC_Lamelle_04,t_sim,MCU_M_HMa, 'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),Steeldiscs.Time,Steeldiscs.Data(:,2), 'LineWidth',2);
title ('SteelDiscs Sim vs. Mess');
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [°C]')
legend('Steeldisc2 mess','Steeldisc2 sim','M');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');
set(AX(1),'YTick',[0:20:300]);

figure
plot (Steeldiscs);
hold on
grid on
plot (Steeldiscorig);
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [K]')
legend('Steeldiscs');

figure
[AX H1 H2] = plotyy (t_sim,TC4_Kupplungskorb,t_sim,MCU_M_HMa, 'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),T_Drum.Time,T_Drum.Data, 'LineWidth',2);
title ('Drum Sim vs. Mess');
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [°C]')
legend('T Drum mess','T Drum sim','M');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');
set(AX(1),'YTick',[0:20:300]);

figure
[AX H1 H2] = plotyy (t_sim,TC4_Kupplungskorb,t_sim,v_veh, 'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
```

 28.05.17 16:45 C:\Users\Ti...\ModellVergleich 20170523.m 7 of 8

```

plot(AX(1),T_Drum.Time,T_Drum.Data,'LineWidth',2);
title ('Drum Sim vs. Mess');
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [°C]')
legend('T Drum mess','T Drum sim','v veh');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');
set(AX(1),'YTick',[0:20:300]);

figure
[AX H1 H2] = plotyy (t_sim,TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse,t_sim,
n_Pruefling_Abtrieb,'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),T_Air.Time,T_Air.Data,'LineWidth',2);
title ('Air Sim vs. Mess');
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [°C]')
legend('T Air mess','T Air sim','n Abtrieb');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');

figure
[AX H1 H2] = plotyy (t_sim,TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse,t_sim,v_veh,'plot'); hold(AX(
1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),T_Air.Time,T_Air.Data,'LineWidth',2);
title ('Air Sim vs. Mess');
xlabel ('time [s]')
ylabel ('temperature [°C]')
legend('T Air mess','T Air sim','v veh');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');

Auswertungen Simulation neu vs Simulation alt;

figure
[AX H1 H2] = plotyy (T_Drum_orig.Time,T_Drum_orig.Data(:,1),t_sim,v_veh,'plot'); hold(
AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),T_Drum.Time,T_Drum.Data,'LineWidth',2,'Color','r');
plot(AX(1),t_sim,TC4_Kupplungskorb,'LineWidth',2);
title ('Drum Sim vs. Mess vs. Sim orig. ');
xlabel ('Zeit [s]','fontsize',12);
ylabel ('Temperatur [°C]','fontsize',12);
legend('T Drum orig','T Drum neu','T Drum mess','v veh');
set(H1,'LineWidth',2,'LineStyle','--','Color','k');
set(AX(1),'YTick',[0:50:400]);
set(AX(2),'YTick',[0:50:100]);

figure
[AX H1 H2] = plotyy (T_Frictiondisc_orig.Time,T_Frictiondisc_orig.Data(:,1),t_sim,
v_veh,'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1),Frictiondiscs.Time,Frictiondiscs.Data(:,2),'LineWidth',2,'Color','r');
plot(AX(1),t_sim,T_Reiblamelle2,'LineWidth',2);
title ('Drum Sim vs. Mess vs. Sim orig. ');
xlabel ('Zeit [s]','fontsize',12);

```

28.05.17 16:45 C:\Users\Ti...\ModellVergleich 20170523.m 8 of 8

```
ylabel ('Temperatur [°C]', 'fontsize', 12);
legend('T Reiblamelle mess', 'T Reiblamelle neu', 'T Reiblamelle orig', 'v veh');
set(H1, 'LineWidth', 2, 'LineStyle', '--', 'Color', 'k');
set(AX(1), 'YTick', [0:50:400]);
set(AX(2), 'YTick', [0:50:100]);

figure
[AX H1 H2] = plotyy (T_Frictiondisc_orig.Time, T_Frictiondisc_orig.Data(:,1), t_sim, ✓
MCU_M_HMa, 'plot'); hold(AX(1)); hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1), Frictiondiscs.Time, Frictiondiscs.Data(:,2), 'LineWidth', 2, 'Color', 'r');
plot(AX(1), t_sim, T_Reiblamelle2, 'LineWidth', 2);
title ('Drum Sim vs. Mess vs. Sim orig. ');
xlabel ('Zeit [s]', 'fontsize', 12);
ylabel ('Temperatur [°C]', 'fontsize', 12);
legend('T Reiblamelle mess', 'T Reiblamelle neu', 'T Reiblamelle orig', 'M');
set(H1, 'LineWidth', 2, 'LineStyle', '--', 'Color', 'k');
set(AX(1), 'YTick', [0:20:400]);
set(AX(2), 'YTick', [0:250:1000]);

figure
[AX H1 H2] = plotyy (T_Air_orig.Time, T_Air_orig.Data, t_sim, v_veh, 'plot'); hold(AX(1)); ✓
hold(AX(2));
grid on
plot(AX(1), T_Air.Time, T_Air.Data, 'LineWidth', 2, 'Color', 'r');
plot(AX(1), t_sim, TC5_Lufttemperatur_Gehaeuse, 'LineWidth', 2);
title ('Air Sim vs. Air vs. Air orig. ');
xlabel ('Zeit [s]', 'fontsize', 12);
ylabel ('Temperatur [°C]', 'fontsize', 12);
legend('T Air orig', 'T Air neu', 'T Air mess', 'v veh');
set(H1, 'LineWidth', 2, 'LineStyle', '--', 'Color', 'k');
set(AX(1), 'YTick', [0:20:120]);
set(AX(2), 'YTick', [0:20:100]);
```