

André Krämer

Modulare thermische Modellierung
und Unsicherheitsanalyse von
Getriebemotor-Baukästen

Modulare thermische Modellierung und Unsicherheitsanalyse von Getriebemotor-Baukästen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**DOKTORS DER INGENIEURSWISSENSCHAFTEN
(Dr.-Ing.)**

von der KIT-Fakultät für
Elektrotechnik und Informationstechnik
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

Dissertation

von

M.Sc. André Krämer
geb. in: Pforzheim

Tag der mündlichen Prüfung:

16. Januar 2026

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer

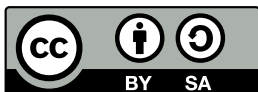
Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Mike Barth

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Elektrotechnisches Institut (ETI)

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs
von der KIT-Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) angenommene Dissertation
von M.Sc. André Krämer, geb. in Pforzheim

Tag der mündlichen Prüfung: 16. Januar 2026
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Mike Barth



Dieses Dokument - außer den Bildern 2.1, 2.2 und 4.10 - ist unter der Creative Commons Lizenz verfügbar Attribution-ShareAlike 4.0 International License (CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>

Kurzfassung

Antriebssysteme sind im Betrieb stark durch thermische Randbedingungen, insbesondere Temperaturgrenzwerte, eingeschränkt. In der Projektierung werden thermische Betrachtungen meist durch die separate Analyse einzelner Antriebskomponenten durchgeführt. Eine ganzheitliche thermische Modellierung des Gesamtsystems ermöglicht umfassendere und präzisere Aussagen über das Systemverhalten.

In dieser Arbeit wird ein Baukastensystem entwickelt, das den modularen Aufbau des Gesamtsystems aus einzelnen Komponenten ermöglicht. Es werden Modelle für die verschiedenen Antriebskomponenten erstellt und ein Algorithmus entwickelt, der diese Einzelkomponenten automatisiert zu einem Gesamtsystem zusammenführt. Der Fokus der Modellbildung liegt auf der präzisen Abbildung des makroskopischen Systemverhaltens, wobei Unsicherheiten durch Fertigungsschwankungen, Messfehler und physikalisch vereinfachte Modelle berücksichtigt werden.

Um die Verluste von Modellen in verschiedenen Betriebsbereichen genau zu bestimmen, wird eine automatisierte Methode zur Messung von Wirkungsgraden entwickelt. Diese Methode ermöglicht eine präzise Aufteilung in einzelne Verlustkomponenten und deren Unsicherheiten, indem die Temperaturen während des Messvorgangs in einem engen Temperaturband gehalten werden. Der entwickelte Messablauf gewährleistet eine stabile Temperatur, was zu genaueren und zuverlässigeren Ergebnissen führt.

Zur Validierung der Modelle werden Messungen unterschiedlicher Lastprofile für einen Solomotor und einen Getriebemotor durchgeführt. Ein Vergleich der Messergebnisse mit den Vorhersagen des thermischen Modells, einschließlich der berechneten Unsicherheiten im Temperaturverlauf, zeigt, dass die Messergebnisse innerhalb des berechneten Konfidenzintervalls liegen.

Abstract

Drive systems in operation are severely limited by thermal boundary conditions, particularly temperature limits. In the engineering design phase, thermal considerations are usually handled by separately analyzing individual drive components. A holistic thermal modeling of the overall system allows for more comprehensive and precise statements about the system behavior. In this thesis, a modular system (a 'building block system') is developed, which enables the modular assembly of the overall system from individual components. Models for the various drive components are created, and an algorithm is developed that automatically merges these individual components into a complete system. The focus of the modeling lies in precisely mapping the macroscopic system behavior, taking into account uncertainties due to manufacturing variations, measurement errors, and physically simplified models. To accurately determine the losses of models in different operating ranges, an automated method for measuring efficiencies is developed. This method allows for a precise breakdown into individual loss components and their uncertainties by keeping the temperatures within a narrow temperature band during the measurement process. The developed measurement procedure ensures a stable temperature, which leads to more accurate and reliable results. To validate the models, measurements of different load profiles are carried out for a solo motor and a geared motor. A comparison of the measurement results with the predictions of the thermal model, including the calculated uncertainties in the temperature profile, shows that the measurement results lie within the calculated confidence interval.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iii
Abstract	v
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Stand der Technik	4
1.3 Gliederung der Arbeit	8
2 Servogetriebemotoren	9
2.1 Einsatzgebiete	10
2.2 Aufbau und Funktionsweise	11
2.2.1 Planetengetriebe	11
2.2.2 Servomotoren	14
3 Wärmehaushalt	19
3.1 Wärmetransportmechanismen	19
3.1.1 Konvektion	19
3.1.2 Wärmeleitung	22
3.1.3 Wärmestrahlung	23
3.2 Thermisches Netzwerk	24
3.3 Berechnung thermischer Vorgänge	26
3.3.1 Stationäre Lastpunkte	28
3.3.2 Quasistationärer Betrieb bei zyklischen Lastprofilen	30
3.4 Berechnung unsicherheitsbehafteter thermischer Vorgänge	31
3.4.1 Unsicherheitsbehaftete stationäre Lastpunkte	33

4	Thermisches Baukastensystem	35
4.1	Modularisierung	36
4.1.1	Wärmewege in Servogetriebemotoren	36
4.1.2	Identifikation von Einzelkomponenten	38
4.1.3	Modellierung von baukastenfähigen thermischen Einzelkomponenten	38
4.1.4	Kopplung von thermischen Einzelmodulen	41
4.2	Modellierte Komponenten	42
4.2.1	Komponente Getriebe	43
4.2.2	Komponente Motor	45
4.2.3	Komponente Bremse	49
4.2.4	Komponente Deckel	52
4.2.5	Komponente Applikation	53
4.3	Gesamtsystem	53
5	Messtechnische Bestimmung von Verlustkennfeldern	57
5.1	Methodik zum Messen von Wirkungsgradmatrizen	58
5.1.1	Bestimmung der Magnettemperatur	60
5.1.2	Methode der Ausgleichspunkte	62
5.1.3	Messablauf	64
5.2	Messauswertung Solomotor	68
5.2.1	Bestimmung der Einzelverluste	69
5.2.2	Messunsicherheit	71
5.3	Messauswertung Getriebemotor	76
5.3.1	Messunsicherheit	78
5.4	Modellfehler	80
5.5	Fertigungsstreuung	83
5.5.1	Identifikation relevanter Fertigungsstreuungen	83
5.5.2	Wahrscheinlichkeitsdichte von Fertigungsstreuungen	85
5.5.3	Einfluss der Fertigungsstreuung auf Verlustkennfelder	85
5.6	Verlustunsicherheit Gesamtmodell	89
6	Messtechnische Modellvalidierung	91
6.1	Validierungsmessungen	92
6.2	Bewertung Motormodell	93
6.3	Validierung Servogetriebemotor	97
7	Zusammenfassung	103
7.1	Ergebnisse der Arbeit	103

7.2	Möglichkeiten der Weiterentwicklung	105
A	Appendix	107
A.1	Kopplung von thermischen Modulen	107
A.2	Matrizen der Einzelkomponenten	109
A.2.1	Komponente Getriebe	109
A.2.2	Komponente Motor	110
A.2.3	Komponente Bremse	111
A.2.4	Komponente Deckel	112
A.2.5	Komponente Applikation	112
A.3	Daten Prüflinge	114
A.3.1	Motor	114
A.3.2	Getriebe	114
A.4	Kennfelder	115
A.5	Lastprofile	118
	Symbolverzeichnis	129
	Abbildungsverzeichnis	135
	Tabellenverzeichnis	139
	Literaturverzeichnis	141

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Antriebssysteme werden in vielfältigen Bereichen eingesetzt, wobei die Anforderungen stark variieren und eine große Vielfalt in Aufbau, Größe und spezifischen Eigenschaften der Systeme besteht. Industrielle Antriebe verfügen in der Regel über standardisierte Schnittstellen, die eine Verbindung mit anderen Komponenten ermöglichen. Dadurch kann aus einer begrenzten Anzahl von Motoren und Getrieben eine Vielzahl von Antriebssystemen für unterschiedliche Anwendungen zusammengestellt werden.

Die Auswahl eines für eine Anwendung geeigneten Antriebssystems erfolgt anhand mehrerer Merkmale. Kriterien sind unter anderem der benötigte Bau- raum, Energie- und Ressourceneffizienz, Lebensdauer, Leistungsdaten und insbesondere Anschaffungs- und Betriebskosten. In Industrieanwendungen wird als Antrieb häufig ein Getriebemotor verwendet. Durch das Getriebe können, bei gleichbleibender Motorleistung, Drehmomente erhöht und Drehzahlen reduziert werden. Aufgrund der Korrelation von Motordrehmoment und Baugröße können hierdurch kleinere Motoren eingesetzt werden. Betrachtet als Gesamtsystem ergibt sich für Getriebemotoren gegenüber Solomotoren häufig ein geringerer Platzbedarf bei gleichzeitig niedrigeren Kosten.

Die Auswahl eines geeigneten Motors kann über die Motorleistung erfolgen. Ein passendes Getriebe kann dann über Ein- und Abtriebswerte von Drehmoment und Drehzahl ausgewählt werden. Eigenschaften von Motor und Getriebe können den jeweiligen Katalogen entnommen werden. In diesen wird unter anderem angegeben, welche Betriebspunkte thermisch dauerhaft angefahren werden können.

Diese Angaben unterliegen häufig festen Randbedingungen. Wechselwirkungen zwischen Motor und Getriebe sind deshalb nicht oder nur über pauschale Sicherheitsfaktoren abgebildet.

Im zusammengebauten Getriebemotor unterscheiden sich thermische Eigenschaften gegenüber denen der einzelnen Komponenten. Sichtbar ist dies unter anderem in thermischen Grenzkennlinien, sogenannten S1-Kennlinien. Diese beschreiben welches Drehmoment unter Einhaltung von Temperaturgrenzen dauerhaft angefahren werden kann. In Abb. 1.1 ist eine solche Kennlinie für Solomotoren und Getriebemotoren abgebildet. Es wird weiterhin zwischen unbelüfteten und fremdbelüfteten Varianten unterschieden. Unter gleichen thermi-

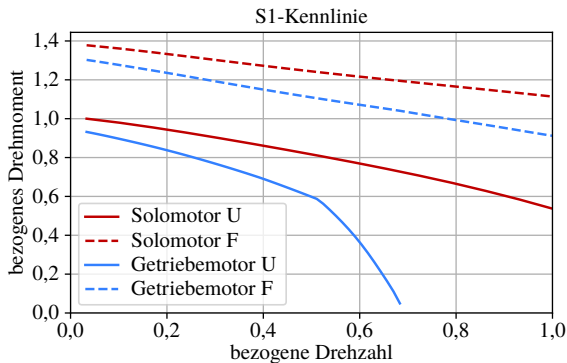


Abbildung 1.1: S1-Kennlinie eines Solo- und Getriebemotors für die unbelüftete (U) und fremdbelüftete (F) Variante.

schen Randbedingungen kann der Solomotor größere Drehmomente dauerhaft anfahren. Bei gleichem Drehmoment stellen sich dadurch geringere Temperaturen gegenüber dem Getriebemotor ein. Dies ist aus unterschiedlichen Gründen relevant. Sowohl das Isolationssystem im Motor [1] als auch das Getriebeöl [2] altern schneller mit steigender Temperatur. Geringere Temperaturen erweisen sich dadurch vorteilhaft für die Lebensdauer eines Getriebemotors. Neben der Lebensdauer können Temperaturen die Genauigkeit von Maschinen beeinflussen [3]. Besonders kritisch wird es bei explosionsgeschützten Antrieben. Für diese muss gewährleistet werden, dass Temperaturen vorgegebene Grenzwerte nicht überschreiten [4].

Für genaue Aussagen über das thermische Verhalten eines Getriebemotors muss das komplette Antriebssystem modelliert werden. Dieses kann sich aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Motoren, Getrieben und sonstigen Komponenten zusammensetzen.

Wenn mögliche Permutationen in ihrer Struktur ähnlich sind, können sie in einem gemeinsamen Modell modelliert werden. Unterschiede in den Eigenschaften werden durch Parametrisierung abgebildet. Werden unterschiedliche Modelle benötigt, steigt der Modellierungsaufwand mit der Anzahl. Vorteilhaft ist die Beschreibung eines Baukastens für thermische Berechnungen. Einzelne Komponenten werden modelliert und zu einem Gesamtsystem zusammengesetzt.

Die Modellierung von Einzelkomponenten kann mit unterschiedlichem Aufwand erfolgen. Der Detaillierungsgrad muss dem Anwendungsfall entsprechen. So bieten genaue Modellierungen eines Motors wenig Mehrwert für Aussagen zum Systemverhalten, wenn sonstige Komponenten rudimentär umgesetzt sind. Das Bestimmen von Modellen, mit ihren Parameter für Verluste und thermisches Verhalten, ist mit erheblichem Aufwand verbunden. Einflüsse durch Materialeigenschaften von z.B. Getriebeöl, Regelverfahren des Umrichters oder die Windungszahl des Motors erschweren die Bestimmung dieser Parameter.

Methoden zum Abbilden kompletter Baukästen sind wenig untersucht, der Fokus liegt häufig in der exakten Modellierung einzelner Systeme. Zur Abbildung eines Baukastens werden automatisierte Messmethoden zur Parameterbestimmung in weiten Betriebsbereichen bei konstanter Temperatur benötigt. Dies ermöglicht Modelle bestmöglich abzugleichen. Ebenso sind flexible Modellierungen umrichterbedingter Verluste notwendig, welche den Einfluss von Randbedingungen auf diese Verlustart berücksichtigt.

Anwendung finden Systemmodelle sowohl in der Auslegung von Einzelkomponenten als auch in der Projektierung kompletter Systeme. Modelle beschreiben in der Regel das erwartete Systemverhalten. Nicht berücksichtigt sind Streuungen von Kenngrößen aufgrund von Fertigungstoleranzen oder Schwankungen der Rohstoffeigenschaften. Eigenschaftsschwankungen werden üblicherweise durch zusätzliche Sicherheiten aufgefangen. Zu konservative oder optimistische Betrachtungen sind die Folge. Die direkte Berücksichtigung von Schwankungen in der thermischen Berechnung kann zu klareren Berechnungsergebnissen führen. Genauere Aussagen, insbesondere für thermische Grenzfälle, ermöglichen eine sichere Einhaltung der Temperaturgrenzwerte. Die Auswahl eines für die Anwendung geeigneten Antriebssystems wird erleichtert. Auch die Auswertung von Messungen profitiert von einer solchen Betrachtung. Messergebnisse entsprechen nicht exakt den vorher berechneten Werten. Um beurteilen zu können,

ob die Abweichungen im erwarteten Toleranzband liegen, muss das System unter Berücksichtigung der Toleranzen berechnet werden.

1.2 Stand der Technik

Die Wärmeabfuhr von Motoren und Getrieben wird in der Literatur mit unterschiedlichen Methoden berechnet. Als Grundmethodik dienen häufig analytische Gleichungen, die verschiedene Wärmetransportmechanismen abbilden [5, 6]. Der Wärmetransport wird darin für einfache geometrische Körper beschrieben, komplexe Geometrien können nur beschränkt, beziehungsweise mit großem Aufwand betrachtet werden. Für diese bietet sich die Berechnung mit der Finite Elemente Methode (FEM) an. Die Geometrie wird dabei in kleine Elemente wie Dreiecke (2D-FEM) oder Tetraeder (3D-FEM) aufgeteilt und partielle Differentialgleichungen für jedes Element, sowie Rand- und Übergangsbedingungen definiert. Für die Knoten (Eckpunkte der Elemente) wird dann das Differentialgleichungssystem gelöst. Einfache FEM-Berechnungen beschränken sich auf Effekte der Wärmeleitung und Wärmestrahlung. Eine Berücksichtigung von Strömungen in Form von bewegter Luft oder Flüssigkeit am Wärmetransport erfolgt mittels numerischer Strömungsmechanik (Computational Fluid Dynamics - CFD) [7, 8], wodurch Komplexität und Problemlösungsaufwand deutlich ansteigen.

Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung der Wärmeabfuhr bietet ein thermisches Ersatzschaltbild (Lumped Parameter Thermal Network - LPTN). In diesem wird das System in Temperaturknoten unterteilt, und die Wärmeübergänge zwischen diesen Knoten werden durch Widerständen modelliert. Die Vor- und Nachteile dieser Methode im Vergleich zu anderen Modellierungstechniken wurden von Boglietti et al. bereits umfassend untersucht [9]. Es wird dabei auf die hohe Ergebnisgenauigkeit der FEM sowie auf die in der Regel schnellere Berechnungszeit des LPTN hingewiesen.

Thermische Netzwerke werden in zahlreichen Betrachtungen für Motoren [10–22] sowie bei Getrieben [23, 24] angewendet. Nach Boglietti gelten sie als das am weitesten verbreitete System für thermische Bewertungen [9]. Ihr Anwendungsbereich umfasst sowohl die Temperaturüberwachungen in Echtzeitsystemen wie sie Nestler [12] beschreibt, als auch detaillierte Temperaturbetrachtungen, etwa bei Oechslen [19].

Einfache LPTN bilden nur einen Temperaturknoten ab. Németh-Csóka [20] modelliert mit einem solchen Netzwerk die Wicklungstemperatur eines Motors, während in beiden Teilen der ISO14179 zur thermischen Berechnung von Ge-

trieben damit die Öltemperatur bestimmt wird [25, 26]. Aussagen über Temperaturen weiterer Bauteile sind mit diesem Modell nicht möglich, können jedoch durch die Verwendung zusätzlicher Knoten ermöglicht werden. Besonders geeignet sind dabei Temperaturknoten, die eine Rückwirkung auf die entstehenden Verluste haben. Huber [27] modelliert deshalb das Motorgehäuse und den Rotor separat. Changenet et al. [23] sowie Funck [24] berücksichtigen in ihren Getriebemodellen zusätzlich Lager und Zahnräder und verwenden dafür Netzwerke mit 11 bzw. 16 Temperaturknoten. Eine feinere Diskretisierung ermöglicht die detaillierte Betrachtung von Temperaturverläufen entlang der Bauteile. Ein Netzwerk für einen Motor mit 107 Knoten wurde unter anderem von Kylander [22] entwickelt, das ähnlich wie die kommerzielle Software Motor-CAD [28] relevante Bauteile, wie beispielsweise die Wicklung oder das Gehäuse, granular auflöst.

Das Finden geeigneter Auflösungen thermischer Netzwerke ist Gegenstand der Untersuchungen Oechslen und Qi et al. [19, 21]. Die Spannbreite der Knotenanzahl erstreckt sich von niedriger einstelliger Anzahl an Temperaturknoten [10, 15] bis hin zu Modellen mit mehreren hundert Knoten [19, 21]. Hochaufgelöste Modelle bieten genauere Vorhersagen und die Möglichkeit Hotspots zu detektieren, gehen jedoch einher mit deutlich erhöhter Rechenzeit. Sie werden häufig verwendet um Netzwerke mit geringer Knotenzahl zu optimieren [19, 22].

Sind detaillierte Betrachtungen einzelner Komponenten von Interesse können einzelne Teile des Netzwerks verfeinert werden. Qi et al. erzielt damit Aussagen über die Temperaturverteilung innerhalb der Motorwicklung [21], Hoffmann über Temperaturen im Lager [11]. Beide Arbeiten erzielen gute thermische Aussagen für die jeweilige Komponente, betrachten jedoch nicht das makroskopische Systemverhalten.

Dieses wird von Paar et al. in Ansätzen für einen Traktionsmotor, bestehend aus einem Motor mit Wasserkühlung und angeschlossenem Getriebe betrachtet [29]. Durch die umfassende Modellierung des Gesamtsystems mittels eines LPTN konnte aufgezeigt werden, dass für diesen Fall die Motortemperatur im Stator nur geringfügig von den Getriebeverlusten beeinflusst wird. Ein signifikanter Einfluss wurde hauptsächlich im Rotor durch die Wärmeübertragung über die Welle beobachtet. Diese Erkenntnisse sind ausschließlich durch die ganzheitliche Modellierung des gesamten Systems möglich.

Neben der Diskretisierung stellt insbesondere die Parametrierung thermischer Modelle eine Herausforderung dar. Es müssen sowohl die Verlustleistungen der Systemkomponenten, die als Wärmequellen fungieren, als auch die Wärmeübergänge zwischen allen Komponenten präzise bestimmt werden. In der Literatur werden unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung der Parameter eines ther-

mischen Netzwerks beschrieben. Neben der Berechnung aus Materialwerten werden zum Beispiel von Boseniuk und Ponick thermische Übergangswiderstände und Kapazitäten aus wenigen Einzelmessungen bestimmt [13]. Alternativ dazu führen Wallscheid und Böcker basierend auf einer Lastprofilmessung eine Parameterschätzung durchgeführt werden. Dazu wird das gemessene Lastprofil nachgerechnet und die Differenz zwischen Temperaturverlauf von Messung und Rechnung minimiert [30]. Ein ähnliches Vorgehen wird von Kirchgässner et al. [14] beschrieben. Unterschiede bestehen darin, dass in letzterem thermische Widerstände keine konstanten Werte einnehmen, sondern durch neuronale Netze abgebildet werden. Methoden mit Parametersuche über Optimierer bzw. neuronale Netze können Temperaturverläufe für Trainingsdaten gut abbilden. Nachteilig gegenüber analytisch bestimmten Widerständen ist die Übertragbarkeit auf andere Geometrien.

Verluste können ebenfalls berechnet oder gemessen werden. Berechnungen bieten den Vorteil, dass Verluste ihren Quellen eindeutig zugeordnet werden können. Sie zeigen in der Regel jedoch Abweichungen gegenüber Messungen, da einzelne Verlustkomponenten oft nicht genau genug modelliert werden können. Motor- und Getriebeverluste können mit analytischen Modellen oder mit FEM-Rechnungen bestimmt werden. Die Basis vieler Modelle, wie die Getriebemodelle von Mauz und Albers, ist empirischer Natur weshalb damit ermittelte Ergebnisse einen beschränkten Gültigkeitsbereich haben [31, 32]. Schwierig zu modellieren sind Verluste die noch von weiteren Komponenten des Antriebssystems wie dem verwendeten Umrichter abhängig sind. Dieser beeinflusst durch seine PWM-Frequenz, Zwischenkreisspannung und Regelung die umrichterbedingten Verluste [33–35]. Heseding et al. und Cittanti et al. modellieren diese Verlustart auf Basis von Impedanzmessungen [36, 37]. Ergebnisse zeigen hierbei gute Übereinstimmungen können Messungen jedoch nicht exakt abbilden.

Eine genaue Vorhersage der Verlustmodelle ist für Temperaturberechnungen essentiell, weshalb Methoden wie die Verlustbestimmung über Typenschilddaten nicht geeignet sind, wie sich aus der Arbeit von Novak et al. [38] ableiten lässt. Eher genaue Verluste sind mit der indirekten Verlustmessung bestimmbar wie sie von Deusinger et al. [39] für Synchronmaschinen durchgeführt wird. Nachteil dieser Methode ist jedoch der große Messaufwand. Direkte Messungen sind etwas ungenauer, aber einfacher umzusetzen, weshalb sie bei Synchronmotoren und Getrieben nahezu ausschließlich verwendet werden. Yogal et al. führt sowohl direkte als auch indirekte Verlustmessungen bei Synchronmaschinen durch und ermöglicht damit einen Vergleich beider Ansätze [40].

In weiten Betriebsbereichen ist eine automatisierte Verlustmessung möglich, wie Bojoi et al. [41] zeigt. Hierbei kommt es jedoch häufig zu Temperaturschwan-

kungen die eine Verlustaufteilung in einzelne Komponenten erschweren. Eine Begrenzung dieser Temperaturschwankung kann durch den Einsatz eines Hysterese Modells erfolgen, wie in der Arbeit von Haines [42] dargestellt, hat jedoch deutlich größere Messdauern zur Folge.

Eingliederung dieser Arbeit in den Stand der Technik

Diese Arbeit widmet sich der thermischen Berechnung von Getriebemotoren. Hierfür werden spezifische thermische Modelle sowohl für Motoren als auch für Getriebe entwickelt. Der Schwerpunkt liegt auf der einfachen Modellierung einzelner Komponenten, die in einem modularen thermischen Baukasten zu einem Gesamtsystem zusammengefügt werden. Dabei werden neue Methoden sowohl im Bereich der allgemeinen Modellierung als auch hinsichtlich der Modellgenauigkeit der einzelnen Komponenten entwickelt. Im Gegensatz zu bisherigen Arbeiten, die sich ausschließlich auf die Modellierung von Gesamtsystemen konzentrieren, wird hier ein modularer Ansatz verfolgt. Die thermischen Modelle der einzelnen Komponenten sind bewusst einfach gehalten, da der Fokus auf dem makroskopischen Systemverhalten liegt.

Über definierte Schnittstellen und Algorithmen werden die verschiedenen Komponenten automatisiert zusammengesetzt und berechnet. Ein wesentlicher Bestandteil dieser thermischen Modelle ist die Verlustmodellierung. Hierzu werden spezifische Verlustmodelle für die einzelnen Komponenten erstellt. Um die Anwendbarkeit in verschiedenen Spannungssystemen und Wicklungsausführungen zu gewährleisten, wurde eine in der Literatur beschriebene Modellierung umrichterbedingter Verluste erweitert. Dadurch konnte die Anwendbarkeit und Genauigkeit der Modellierung weiter verbessert werden.

Die Verluste werden mit einem speziell entwickelten Messverfahren bestimmt. Eine nahezu konstante Bauteiltemperatur während der gesamten Messung wird durch das Anfahren von Kompensationspunkten zwischen den Messpunkten erreicht. Dadurch können die Temperaturen in einem wesentlich engeren Bereich gehalten werden als bei bisherigen Verfahren.

Dies ermöglicht eine geringere Unsicherheit bei der Aufteilung in einzelne Verlustarten. Die Unsicherheiten der Verluste werden für den kompletten Betriebsbereich ermittelt und als Eingangsgrößen für die Temperatursimulation verwendet. Die Kombination von Temperatur- und Unsicherheitsberechnung stellt einen neuen Ansatz in der Herangehensweise im Bereich der Betrachtung von Getriebemotoren dar. Dadurch können Unsicherheiten im transienten Temperaturverlauf, verursacht durch Mess-, Modell- oder Fertigungsunsicherheiten, berücksichtigt werden.

1.3 Gliederung der Arbeit

Die sichere thermische Projektierung von Getriebemotoren, die wie in der Industrie verbreitet im Rahmen eines Baukastensystems aus unterschiedlichen Kombinationen von Motor und Getriebe zusammengesetzt werden, dient als Motivation dieser Arbeit. Das erste Kapitel ist eine Darstellung des Standes der Technik und eine Einordnung der Arbeit. In Kapitel 2 werden Servogetriebemotoren näher beschrieben. Neben möglichen Einsatzgebieten werden für die Hauptkomponenten Planetengetriebe und Motor der jeweilige Aufbau und die Funktionsweise erläutert.

Kapitel 3 behandelt den Wärmehaushalt. Es werden zuerst die im Wärmetransport zugrundeliegenden physikalischen Mechanismen beschrieben und Methoden der thermischen Modellierung vorgestellt. Anschließend werden, für die in dieser Arbeit verwendeten thermischen Netzwerke, Berechnungsmethoden für unterschiedliche thermische Vorgänge inklusive unsicherheitsbehafteter Vorgänge diskutiert.

Das entwickelte thermische Baukastensystem wird in Kapitel 4 behandelt. Es wird das Modularisierungskonzept beschrieben und wie sich das thermische Gesamtsystem aus einzelnen Modulen zusammensetzt. Für diese Module einzelner Komponenten, wie Motor und Getriebe, wird darüber hinaus das verwendete thermische Modell sowie die Verlustmodellierung näher erläutert.

Nach Vorstellung der Grundlagen und des thermischen Baukastens wird die Bestimmung von Verlustkennfeldern in Kapitel 5 untersucht. Es wird eine Methodik zum Messen dieser Kennfelder vorgestellt. Für diese Verlustkennfelder werden anschließend, durch unterschiedliche Effekte verursachte, Unsicherheiten bestimmt. Die entwickelten Modelle werden in Kapitel 6 validiert. Messungen unterschiedlicher Lastprofile werden mit dem modellierten System nachgerechnet. Abweichungen zwischen Messung und Modell werden ermittelt und auftretende Abweichungen bewertet. Abschließend werden in Kapitel 7 die wichtigsten Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst und Möglichkeiten zur Weiterentwicklung aufgezeigt.

Kapitel 2

Servogetriebemotoren

Die ersten Erwähnungen von Servomotoren in der Literatur stammen bereits aus dem 19. Jahrhundert [43]. Damals wurde der Begriff erstmals für ein System verwendet, das mithilfe eines Feedback-Systems eine Eingangsgröße auf einen Sollwert regelt. Seitdem hat sich der Begriff des Servos kontinuierlich weiterentwickelt. Heute wird die ursprüngliche Begriffsdefinition als Servomechanismus bezeichnet. Ein Servomotor hingegen beschreibt einen geregelten elektrischen Antrieb, der in der Regel eine Soll-Drehzahl oder ein Soll-Moment bereitstellt. Die weitverbreitete Anwendung von Servomotoren begann während des Zweiten Weltkriegs im militärischen Bereich [44]. Die Einsatzgebiete vergrößerten sich rasch auf alle Industriebereiche. Anfangs wurden Servomotoren hauptsächlich als Hilfsantriebe genutzt, während moderne Maschinen sie teilweise als Hauptantriebe einsetzen. Auch die Art der verwendeten elektrischen Motoren hat sich im Laufe der Zeit verändert. Wurden zunächst hauptsächlich Gleichstrommotoren verwendet, so sind seit dem Aufkommen kostengünstiger Leistungselektronik in der Industrie hauptsächlich Drehstrommotoren im Einsatz.

In der Industrie werden von Servomotoren zusätzliche Eigenschaften gefordert, die über die zuvor beschriebenen Aspekte hinausgehen. Dazu zählen eine gute Regelbarkeit, ein geringes Rastmoment, eine geringe Drehmomentwelligkeit, eine hohe Dynamik (Eigenbeschleunigung) und eine hohe Schutzart [D1, D2]. Ähnliche Anforderungen gelten für Servogetriebemotoren, die den Antrieb durch ein Getriebe erweitern. Bevorzugt werden bei Servomotoren Planetengetriebe eingesetzt, aber je nach Hersteller kommen auch andere Getriebearten wie Flachgetriebe zum Einsatz. Der Fokus liegt dabei auf einem geringen Verdrehspiel und

einer hohen Verdrehsteifigkeit, da diese Eigenschaften das Systemverhalten stark beeinflussen können.

2.1 Einsatzgebiete

Maschinen und Anlagen in denen Servotriebmotoren eingesetzt werden, erfordern typischerweise einen geringen Platzbedarf, eine hohe Dynamik und eine gute Positioniergenauigkeit des Antriebssystems. Typische Anwendungen finden sich insbesondere in der Maschinenautomatisierung. Hierbei werden vorgegebene Bewegungen und Abläufe automatisiert, indem eine übergeordnete Steuerung die eingesetzten Aktoren einen koordinierten Bewegungsablauf durchführen lässt. Dabei soll die Geschwindigkeit des Bewegungsablaufs hoch und die Positionier- und Wiederholgenauigkeit möglichst groß sein. Ein Beispiel hierfür sind Pick-and-Place-Anwendungen, die unter anderem durch einen in Abb. 2.1 gezeigten Tripod durchgeführt werden. In solchen Systemen steuern drei Servomotoren die Position des Greifarms. Schnelle, präzise Bewegungen steigern den möglichen Warendurchsatz und damit die Produktivität der Anlage. Eine geringe zu bewegende Massenträgheit der Greifarme führt zu einer höheren Dynamik des Antriebssystems. Servotriebmotoren bieten in diesem Aspekt Vorteile gegenüber anderen Systemen und ermöglichen dadurch hohe Anlagenproduktivitäten.

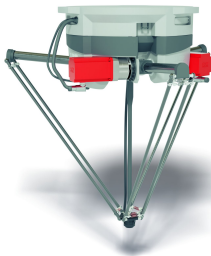


Abbildung 2.1: Verwendung von Servotriebmotoren in einem Tripod. ©SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG. Verwendung mit freundlicher Genehmigung.

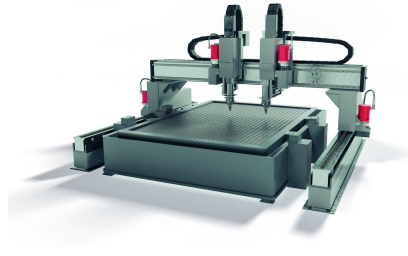


Abbildung 2.2: Einsatz von Servotriebmotoren in einer Werkzeugmaschine. ©SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG. Verwendung mit freundlicher Genehmigung.

Bei Werkzeugmaschinen, wie in Abb. 2.2 dargestellt, spielt das Trägheitsmoment des Servomotors eine untergeordnete Rolle. Die möglichen Beschleunigungen werden bei dieser Maschine hauptsächlich durch die zu bewegend Masse begrenzt. Servomotoren sind üblicherweise leichter als andere Antriebssysteme und werden deshalb bevorzugt eingesetzt.

2.2 Aufbau und Funktionsweise

Servogetriebemotoren bestehen aus mehreren Komponenten. Neben dem obligatorischen Getriebe und Motor können optional weitere Bauteile hinzukommen. Dazu zählen beispielsweise Bremsen, Feedbacksysteme in Form von Rotorlagegebern oder Resolvern sowie Umrichter.

2.2.1 Planetengetriebe

Bei der Familie der Zahnradgetriebe wird zwischen Vorgelege- und Planetengetriebe unterschieden. Vorgelegegetriebe sind klassische Getriebe mit feststehenden Rotationsachsen der Zahnräder, während Planetengetriebe teilweise bewegliche Achsen haben [45]. Ein Vorteil dieser Getriebevariante ist, dass maximale Leistung bei minimalem Bauraum erreicht werden kann. Der Grund dafür ist, dass sich die Summe der Kräfte auf die Zahnräder aufhebt, wodurch ein kompakterer Aufbau (kleinere Lager etc.) möglich wird [46]. Die Hauptkomponenten eines Planetengetriebes sind das Sonnenrad, die Planeten, der Planetenträger und das Umlaufrad. In Abb. 2.3 ist der Aufbau für eine Variante mit drei Planeten dargestellt. Die innenliegende Sonne sowie das außenliegende Hohlrad haben eine ortsfeste Drehachse. Bei den Planeten dreht sich diese um die Sonne. Durch Lagerung der Planeten auf dem Planetenträger entsteht eine weitere Komponente mit ortsfester Rotationsachse. Eine Besonderheit dieser Getriebeform ist, dass es drei potentielle Ein- und Ausgänge gibt. So können Sonne, Hohlrad und Planetenträger von außen mit Drehzahl und Drehmoment beaufschlagt werden. Mit den Drehzahlen des Hohlrads n_H , der Sonne n_S und des Planetenträgers n_T sowie der Anzahl der Zähne des Hohlrads z_H und der Sonne z_S ergibt sich der Zusammenhang zwischen den einzelnen Komponentendrehzahlen:

$$n_S + i_0 \cdot n_H = (1 - i_0) \cdot n_T \quad (2.1)$$

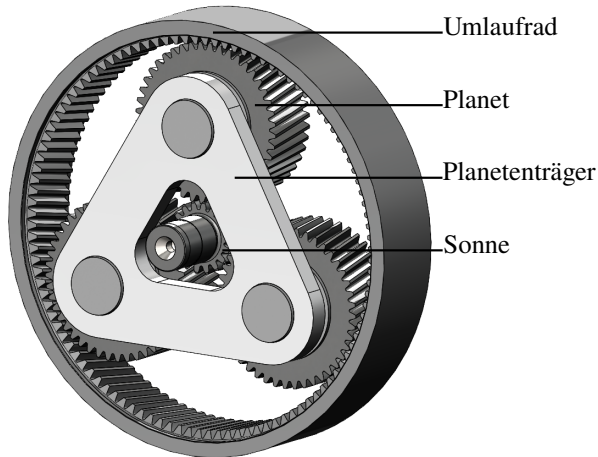


Abbildung 2.3: Aufbau und Komponenten eines Planetengetriebes mit 3 Planeten.

mit der Standübersetzung

$$i_0 = -\frac{z_H}{z_S}. \quad (2.2)$$

In Standardaufbauten wird üblicherweise das Hohlrad räumlich fixiert ($n_H = 0$), sodass nur die Sonne und die Planeten bzw. der Planetenträger drehbar sind. Dadurch vereinfacht sich die Gleichung (2.1) zu:

$$n_S = (1 - i_0) \cdot n_T. \quad (2.3)$$

Für die Getriebeübersetzung ergibt sich damit:

$$\begin{aligned} i &= \frac{n_S}{n_T} \\ &= 1 - i_0. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Maximale Getriebeübersetzungen eines solchen Planetengetriebes liegen in der Regel zwischen 7 und 10 [47]. Durch die Verwendung mehrerer Getriebestufen (Reihenschaltung von Getrieben) kann diese Übersetzung weiter erhöht werden. Neben der Übersetzung und dem übertragbaren Drehmoment sind auch Aspekte

wie Laufruhe, Lebensdauer und Verluste von Interesse. Diese Eigenschaften stellen häufig einen Zielkonflikt dar. Ein Beispiel hierfür ist die Verwendung einer Schrägverzahnung, die zwar die Laufruhe erhöht, jedoch nachteilig hinsichtlich der Getriebeverluste ist [48]. Die Verluste $P_{V,G}$ setzen sich aus den Verzahnungsverlusten P_{Vz} , Lagerverlusten P_{Lager} , Dichtungsverlusten $P_{Dichtung}$ sowie sonstigen Verlusten $P_{sonst.}$ zusammen [49].

$$P_{V,G} = P_{Vz} + P_{Lager} + P_{Dichtung} + P_{sonst.} \quad (2.5)$$

Die Verzahnungsverluste teilen sich in Plansch- und Quetschverluste auf. Planschverluste beschreiben das Eintauchen der Zahnräder in das Getriebeöl, während Quetschverluste die Ölverdrängung zwischen den Zahnflanken beim Ineinandergreifen der Zahnräder beschreiben. Einflussgrößen hierbei sind die Zahnradgeometrie, deren Lage im Öl sowie die Ölviskosität. Auch bei den Lagerverlusten kann eine geeignete Ölauswahl Verluste reduzieren. Randbedingungen wie Temperaturbereich und Lebensdauer erschweren jedoch die Auswahl. Bei Getrieben sind die Verluste hauptsächlich abhängig von Drehzahl, Drehmoment und der Öltemperatur ϑ_{Oil} . Generell steigen die Verluste mit zunehmender Drehzahl und Drehmoment sowie sinkender Öltemperatur an. In Abb. 2.4 sind diese Abhängigkeiten für ein beispielhaftes Planetengetriebe dargestellt.

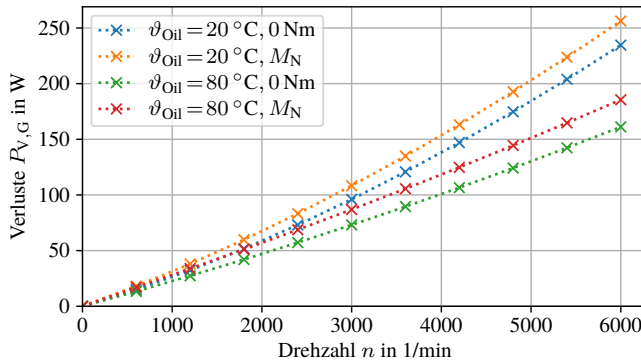


Abbildung 2.4: Beispiel der Verluste eines Planetengetriebe in Abhängigkeit von Öltemperatur, Drehmoment und Drehzahl.

Die Verluste sind überwiegend von der Drehzahl abhängig. Bei anderen Getrieben kann der Einfluss des Drehmoments auf die Verluste deutlich stärker ausgeprägt sein [50].

2.2.2 Servomotoren

Im Industrieumfeld sind Servomotoren von zahlreichen Herstellern in ähnlicher Form erhältlich. In Abb. 2.5 ist ein typischer Permanentmagnet-Servomotor dargestellt. Von außen betrachtet fällt das im Vergleich zu Industriemotoren eher glatte Gehäuse ohne Rippen und Lüfter auf. Der Motor wird über seinen Flansch an die Applikation angebunden und das Drehmoment wird mittels der Motorwelle übertragen. Elektrische Versorgungsleitungen werden durch einen Stecker angeschlossen, während ein weiterer Stecker die Signale des Feedback-Systems und der Temperatursensoren liefert.

Im Inneren wird zwischen dem rotierenden Teil (Rotor) sowie dem feststehenden Teil (Stator) unterschieden, was in Abbildung 2.6 erkennbar ist. Im Stator ist eine Wicklung angebracht, die in der Regel als Zahnspulenwicklung ausgeführt wird. Bei dieser Wicklungsart wird der Draht direkt auf einen Statorzahn gewickelt, wodurch kompakte Wickelköpfe an den Stirnseiten entstehen und ein axial kurzer Aufbau möglich ist. Im Vergleich zu anderen Aufbauten sinkt dadurch der Kupferbedarf und damit auch die Stromwärmeverluste [51]. Zwischen der Wicklung und dem Statorblechpaket sowie zwischen den Wicklungen unterschiedlicher Spulen befindet sich eine Isolierschicht (meistens Isolationspapier), die vor Spannungsüberschlägen zwischen den Wicklungen oder zwischen Wicklung und Statorblechpaket schützt.

Rotoren, wie der des in Abb. 2.5 gezeigten Servomotors, sind passive Bauteile, die ihr Magnetfeld durch Permanentmagnete erzeugen. Diese Magnete sind auf dem Rotorblechpaket angebracht und meistens zur Reduktion von Wirbelstromverlusten axial, teilweise auch in andere Richtungen, segmentiert.

Die Magnete werden durch Kleben auf dem Rotorblechpaket und/oder eine Bandage befestigt. Die Kombination solcher Rotoren mit einem Stator mit Zahnspulenwicklung ist der Standard bei Servomotoren. Sie bietet gute Maschineneigenschaften wie geringe Rastmomente, hohe Leistungsdichte und eine gute Regelbarkeit bei gleichzeitig geringen Fertigungskosten.

Allgemein ergibt sich bei elektrischen Maschinen ein Drehmoment durch die senkrecht aufeinander stehenden Komponenten von Flussverkettung Ψ und Strom I :

$$M \propto \Im\{\Psi^* I\}. \quad (2.6)$$

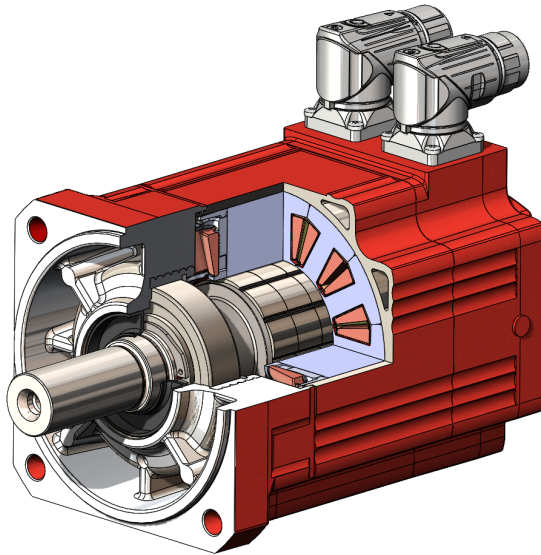


Abbildung 2.5: Isometrische Ansicht eines synchronen Servomotors mit Oberflächenmagneten im Rotor und einer Zahnspulenwicklung im Stator.

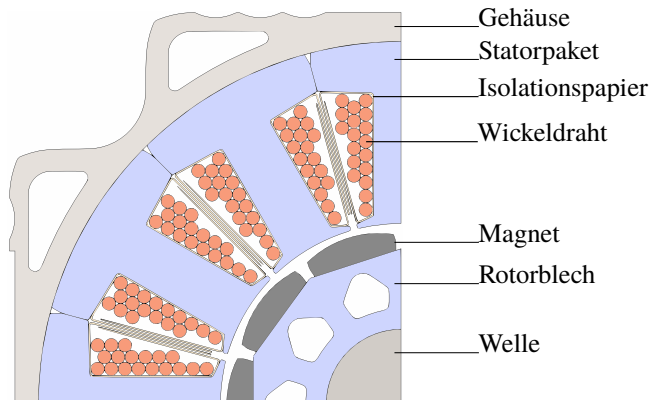


Abbildung 2.6: Ausschnitt des Querschnitts eines Synchron-Servomotors mit 12 Statornuten und 10 Polen.

Zur einfacheren Betrachtung werden Motorgrößen des mehrsträngigen Drehstromsystems wie Strom und Flussverkettung in das rotorpositionsabhängige zweisträngige dq-Koordinatensystem übertragen. Dies ermöglicht das Rechnen mit konstanten Größen. Das Drehmoment ergibt sich analog zu Gleichung (2.6) durch die senkrecht aufeinanderstehenden Komponenten von Strom und Flussverkettung sowie einem Anteil, der aus der Ableitung der Koenergie W_C nach der Rotorposition θ_R bestimmt wird [52, 53]:

$$M = \frac{3}{2}p\{\Psi_d i_q - \Psi_q i_d\} + \frac{dW_C}{d\theta_R}. \quad (2.7)$$

Die Ableitung der Koenergie nach der Rotorposition ist über eine komplette Drehung mittelfreig und sorgt dafür, dass Drehmomentwelligkeit und Rastmoment korrekt abgebildet sind.

Die Flussverkettung in Richtung des durch die Magnete erzeugten Permanentmagnetfelds (d-Richtung) ergibt sich aus der Überlagerung der Permanentmagnetflussverkettung (Ψ_{PM}) und der strombedingten Komponente:

$$\Psi_d = \Psi_{PM} + L_d \cdot i_d. \quad (2.8)$$

Quer dazu in q-Richtung ergibt sich die Flussverkettung direkt aus dem Strom:

$$\Psi_q = L_q \cdot i_q. \quad (2.9)$$

Bei Servomotoren, die mit Oberflächenmagneten ausgeführt sind, stellen sich in d- und q-Richtung ähnlich große Induktivitäten $L_d \approx L_q$ ein. Dadurch vereinfacht sich die Drehmomentberechnung in Gleichung (2.6) zu:

$$M = \frac{3}{2}p\Psi_{PM}i_q + \frac{dW_C}{d\theta_R}. \quad (2.10)$$

Das Drehmoment in Gleichung (2.10) ist somit unabhängig vom Strom in d-Richtung. Bei Betrachtung des Mittelwerts über die Rotorposition kann diese Gleichung weiter vereinfacht und mit der Drehmomentkonstanten k_T formuliert werden:

$$\begin{aligned} M &= \frac{3}{2}p\Psi_{PM}i_q \\ &= k_T I_q. \end{aligned} \quad (2.11)$$

In idealen Servomotoren ist das Drehmoment proportional zum q-Strom, was eine einfache Einstellung des gewünschten Drehmoments ermöglicht. Reale Maschinen weichen aufgrund von Sättigungseffekten jedoch von diesem Verhalten ab. Die Konstante k_T zeigt daher eine Stromabhängigkeit und sinkt sättigungsbedingt mit steigendem Strom.

Kapitel 3

Wärmehaushalt

Die Modellierung thermischer Systeme basiert auf fundierten Kenntnissen des Wärmehaushalts. Im folgenden Abschnitt werden zunächst die für Getriebemotoren relevanten Wärmetransportmechanismen vorgestellt. Diese Mechanismen bilden die Grundlage für die Bestimmung thermischer Widerstände, die in den anschließend diskutierten thermischen Netzwerken den Wärmetransport beschreiben. Abschließend wird die Berechnung thermischer Vorgänge sowie Möglichkeiten zur Beschleunigung dieser Berechnungen betrachtet.

3.1 Wärmetransportmechanismen

Der Wärmefluss \dot{Q} entsteht aufgrund unterschiedlicher Wirkprinzipien zwischen Elementen mit verschiedenen Temperaturen. Wärme wird dabei durch Konvektion, Wärmeleitung oder Wärmestrahlung vom heißeren Element weg transportiert. Bei der Wärmeleitung erfolgt dieser Transport durch einen Feststoff, wie in Abbildung 3.1 dargestellt. Wenn der Körper hingegen an ein Fluid grenzt, wird die Wärme durch Strahlung und Konvektion abgeführt, wie in Abbildung 3.2 erkennbar ist.

3.1.1 Konvektion

Konvektion bezeichnet den Wärmetransport eines Körpers an ein strömendes Fluid. Bei elektrischen Maschinen tritt diese Art der Wärmeübertragung insbesondere im Luftspalt zwischen Stator und Rotor sowie an der Oberfläche der

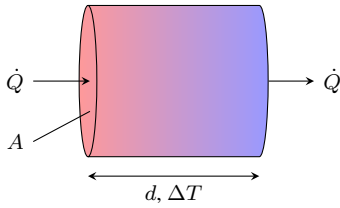


Abbildung 3.1: Beispiel Wärmeleitung durch ein Objekt

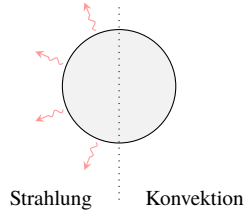


Abbildung 3.2: Abgabe von Wärmestromen für Wärmestrahlung und natürliche Konvektion

Maschine auf. Es wird zwischen natürlicher und erzwungener Konvektion unterschieden. Bei natürlicher Konvektion entsteht die Strömung durch Aufheizen des an den warmen Körper angrenzenden Fluids. Dieses dehnt sich infolge der Erwärmung aus und steigt aufgrund der geringeren Dichte auf. Die von unten nachströmende kalte Luft wird wiederum erwärmt, wodurch ein konstanter Luftstrom entsteht [20]. Bei erzwungener Konvektion wird der Luftstrom extern, z.B. durch einen Lüfter, erzeugt. Der abgeführte Wärmestrom ergibt sich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α , der umströmten Fläche A sowie der Temperaturdifferenz ΔT zwischen Körper ϑ_K und Fluid ϑ_F [5]:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_K - \vartheta_F). \quad (3.1)$$

Die Werte des Wärmeübergangskoeffizienten α hängen stark von der Form des umströmten Körpers ab. Berechnet werden sie aus der thermischen Leitfähigkeit λ des Fluids, der charakteristischen Länge des Körpers L sowie der Nußelt-Zahl:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot \text{Nu}. \quad (3.2)$$

Die Nußelt-Zahl beschreibt den konvektiven Wärmeübergang zwischen einer Oberfläche und einem strömenden Fluid. Ihre Berechnung unterscheidet zwischen natürlicher und erzwungener Konvektion sowie der Form des umströmten Körpers. Bei freier Konvektion basieren die Ansätze zur Beschreibung der Nußelt-Zahl auf der Graßhof- und Prandtl-Zahl [54]. Diese Ansätze bestimmen die Koeffizienten a_1 und a_2 für unterschiedliche Körper nach dem Ansatz:

$$\text{Nu} = a_1 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{a_2}. \quad (3.3)$$

Die Graßhof-Zahl Gr und die Prandtl-Zahl Pr sind wie die Nußelt-Zahl dimensionslose Größen. Die Graßhof-Zahl beschreibt das Verhältnis zwischen Auftriebskraft und viskoser Kraft, das auf das Fluid wirkt. Sie wird berechnet aus der charakteristischen Länge L des Körpers, der Temperaturdifferenz $(\vartheta_K - \vartheta_F)$ zwischen Festkörper und Fluid, dem Volumenausdehnungskoeffizient γ , der Erdbeschleunigung g , der Dichte des Fluids ρ und dessen dynamischer Viskosität μ_{vis} :

$$Gr = \frac{g \cdot \gamma \cdot (\vartheta_K - \vartheta_F) \cdot L^3 \cdot \rho^2}{\mu_{vis}^2}. \quad (3.4)$$

Die Prandtl-Zahl setzt die Wärmeleitfähigkeit des Fluids in Relation zu dessen Viskosität. Ihre Größenordnung gibt an, ob mehr Wärme durch Wärmeleitung oder Konvektion abgeführt wird. Sie wird berechnet aus der spezifischen Wärmekapazität c_p , der dynamischen Viskosität μ und der Wärmeleitfähigkeit:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu_{vis}}{\lambda}. \quad (3.5)$$

Neben den durch natürliche Konvektion entstehenden Luftbewegungen kann auch durch externe Quellen, wie z.B. einen Lüfter, ein Luftstrom erzeugt werden. Dieser überlagert sich mit dem der natürlichen Konvektion und beeinflusst somit die Wärmeabfuhr. Dieser Effekt wird als erzwungene Konvektion bezeichnet. Im Gegensatz zur natürlichen Konvektion basiert die Berechnung der Nußelt-Zahl bei erzwungener Konvektion auf der Reynolds-Zahl Re . Diese beschreibt das Strömungsverhalten von Fluiden durch das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften:

$$Re = \frac{vL}{\nu}. \quad (3.6)$$

Übersteigt die Reynolds-Zahl bei bekannter Strömungsgeschwindigkeit v , charakteristischer Länge L und kinematischer Viskosität ν einen kritischen Wert, so ändert sich die Strömung von laminar hin zu turbulent [55]. Bei der Berechnung der Nußelt-Zahl werden daher oft Näherungen für Bereiche unterhalb und oberhalb der kritischen Reynolds-Zahl angegeben. Übliche Ansätze bei der empirischen Bestimmung der Nußelt-Zahl bei erzwungener Konvektion sind [56, 57]:

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \quad (3.7)$$

bzw.

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} Pr^{a_3}, \quad (3.8)$$

mit den Koeffizienten a_1 , a_2 und a_3 . Strömungsgeschwindigkeit und Körperform beeinflussen den dominanten Konvektionsanteil. Im Zusammenspiel ergibt sich eine gute Korrelation der resultierenden Nußelt-Zahl Nu_{ges} gemäß Gleichung (3.9). Hierbei werden Komponenten addiert, wenn die Strömungen in die gleiche Richtung oder orthogonal zueinander wirken. Arbeiten die Strömungen gegeneinander, so wird subtrahiert [54].

$$Nu_{ges}^3 = Nu_{erzwungen}^3 \pm Nu_{natürlich}^3 \quad (3.9)$$

3.1.2 Wärmeleitung

Neben dem bereits beschriebenen Wärmetransport durch strömende Fluide wird auch in festen Objekten Wärme übertragen. Dieser Transportmechanismus, bekannt als Wärmeleitung, beruht auf zwei Prinzipien. Zum einen wird Wärme durch die Bewegung von Teilchen übertragen. Die Kollision von Atomen und Molekülen führt zu einer Wärmeübertragung innerhalb des Materials. Zum anderen erfolgt in Metallen die Wärmeleitung durch Elektronen, die kinetische Energie von einem Bereich zum anderen transportieren.

Grundsätzlich entsteht ein Wärmestrom von warmen hin zu kalten Bereichen eines Objekts. Die physikalische Grundlage ist die Wärmeleitungsgleichung [58]:

$$c_p \rho \frac{\partial \vartheta}{\partial t} - \lambda \Delta \vartheta = \dot{W}. \quad (3.10)$$

mit der Wärmeleistungsdichte \dot{W} , der thermischen Leitfähigkeit λ , der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Temperatur ϑ . Im eingeschwungenen stationären Fall ohne Wärmequelle vereinfacht sich Gleichung (3.10) zu:

$$\lambda \Delta \vartheta = 0. \quad (3.11)$$

Übertragen auf einen Körper mit konstanter Querschnittsfläche A über der Länge d , analog zu Abb. 3.1, ergibt sich ein konstanter Temperaturgradient zwischen Punkten unterschiedlicher Temperatur. Die dabei übertragene Wärmestromdichte kann auf Basis des Gesetzes von Fourier berechnet werden:

$$\dot{q} = -\lambda \text{grad } \vartheta. \quad (3.12)$$

Für den Wärmestrom \dot{Q} ergibt sich mit dem Querschnitt A und der Temperaturdifferenz $d\vartheta$ zwischen den im Abstand d liegenden Punkten:

$$\dot{Q} = \lambda \frac{\Delta T}{d \cdot A}. \quad (3.13)$$

Unterscheidet sich die geometrische Kontur des Körpers, ändert sich diese Gleichung und muss aus dem Fourier-Gesetz durch Integration bestimmt werden.

3.1.3 Wärmestrahlung

Die Wärmeübertragung mittels Wärmestrahlung unterscheidet sich von Konvektion und Wärmeleitung dadurch, dass die Wärme nicht durch Materie, sondern durch elektromagnetische Wellen übertragen wird [58]. Körper tauschen Energie durch Wärmestrahlung aus, indem sie diese absorbieren und emittieren. Der abgegebene Wärmestrom wird mit dem Stefan-Boltzmann-Gesetz bestimmt:

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma_{\text{SB}} A \vartheta_{\text{K}}^4, \quad (3.14)$$

mit der Stefan-Boltzmann-Konstante σ_{SB} , der Körpertemperatur ϑ_{K} und dem Emmisionsgrad ε . Letzterer unterscheidet sich zwischen Körpern und gibt an, wie gut ein Körper im Vergleich zu einem idealen Strahler Wärme abgeben kann. Gibt ein Körper Wärme an seine Umgebung mit der Temperatur ϑ_{U} ab, ergibt sich für die Differenz zwischen abgegebener und aufgenommener Wärmeleistung:

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma_{\text{SB}} A F_{\text{KU}} (\vartheta_{\text{K}}^4 - \vartheta_{\text{U}}^4). \quad (3.15)$$

Der Sichtfaktor F_{KU} berücksichtigt, welcher Anteil der vom Körper abgestrahlten Energie an die Umgebung emittiert wird.

Die physikalischen Hintergründe sind in Abb. 3.3 illustriert. Jeder Punkt der Oberfläche strahlt Wärme ab. Im Falle einer glatten Ebene wie in Abb. 3.3 (a) trifft keiner der ausgesendeten Strahlen wieder auf den Ausgangskörper. Im Gegensatz hierzu gibt es Körper wie Abb. 3.3 (b), bei denen ein Teil der emittierten Strahlung wieder auf den emittierenden Körper trifft. Ein Beispiel für einen Körper mit kleinem Sichtfaktor sind Industriemotoren mit Kühlrippen. Diese vergrößern mit steigender Rippenhöhe die Oberfläche und verbessern dadurch die über Konvektion abführbare Verlustleistung. Gleichzeitig sinkt jedoch der Sichtfaktor, weshalb die Wärmeabfuhr über Wärmestrahlung nicht proportional zur Oberfläche ansteigt.



Abbildung 3.3: Abgabe von Wärmestrahlung von der Oberfläche eines Körpers an die Umgebung mit unterschiedlichen Sichtfaktoren F .

3.2 Thermisches Netzwerk

Ähnlich wie bei einem elektrischen Netzwerk wird ein thermisches System an Punkten mit gleichem Potential diskretisiert. In diesem Fall entspricht das Potential der Temperatur, wodurch Temperaturknoten entstehen. Diese Knoten sind durch thermische Widerstände R_{th} verbunden, die den Wärmestrom ermöglichen. Die Widerstände können anhand der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Wärmetransportmechanismen sowie bekannter empirischer Modelle oder FEM-Ergebnissen bestimmt werden. Sie berechnen sich aus Wärmestrom \dot{Q} und Temperaturdifferenz ΔT :

$$R_{\text{th}} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}. \quad (3.16)$$

Die Fähigkeit von Materie, Wärme zu speichern, wird mit an den Knoten angebundenen thermischen Kapazitäten berücksichtigt. Diese berechnet sich aus dem Verhältnis der gespeicherten Wärmeenergie, welche durch Integration des Wärmestroms \dot{Q} berechnet wird, sowie der Temperaturdifferenz:

$$C_{\text{th}} = \frac{\int \dot{Q} dt}{\Delta T}. \quad (3.17)$$

Dem Netzwerk kann auch Wärmeenergie zugeführt werden, was über Wärmestromquellen geschieht, die ebenfalls mit einem Potenzial verbunden sind. Einfache thermische Modelle elektrischer Maschinen verwenden bei der Modellierung wenige Körper [20]. Dadurch ist die örtliche Temperrauflösung niedrig und damit die theoretisch erzielbare Genauigkeit geringer im Vergleich zu komplexeren Modellen mit mehreren tausend Elementen [19]. Für die Bestimmung von Mittelwerten und allgemeine Temperaturbetrachtungen ist diese Auflösung in der Regel ausreichend. Bei Motoren ist die Nutzung von 2- und

3-Körper-Modellen weit verbreitet. Dabei werden in der Regel für das Motorverhalten bzw. für die Sicherheit relevante Größen wie Kupfer-, Gehäuse- und Rotortemperatur modelliert. Ein zugehöriges thermisches Netzwerk kann entsprechend Abb. 3.4 aufgebaut sein. Dieses Ersatzschaltbild kann in eine

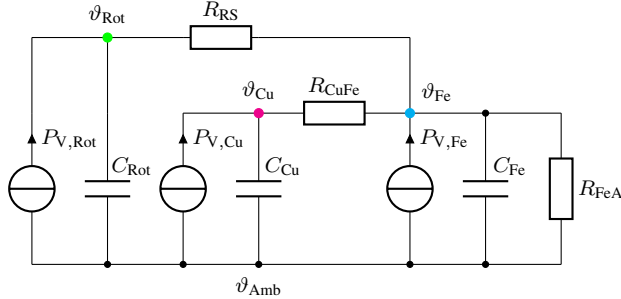


Abbildung 3.4: Thermisches Ersatzschaltbild eines 3-Körper-Modells.

entsprechende Differentialgleichung (DGL) übersetzt werden. Die Struktur ist hierbei bei allen LPTNs identisch [59]:

$$\frac{d}{dt} \boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{C}^{-1} \cdot (\boldsymbol{\lambda} \boldsymbol{\vartheta} + \mathbf{P}), \quad (3.18)$$

mit der Kapazitätsmatrix \mathbf{C} , der Leitwertmatrix $\boldsymbol{\lambda}$ dem Vektor der Knotentemperaturen $\boldsymbol{\vartheta}$ und dem Vektor der eingepprägten Wärmestromquellen \mathbf{P} . Für das gezeigte Beispiel ergibt sich in ausführlicher Matrixschreibweise:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \vartheta_{Cu} \\ \vartheta_{Fe} \\ \vartheta_{Rot} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_{Cu} & 0 & 0 \\ 0 & C_{Fe} & 0 \\ 0 & 0 & C_{Rot} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \left[\begin{pmatrix} -\frac{1}{R_{CuFe}} & \frac{1}{R_{CuFe}} & 0 \\ \frac{1}{R_{CuFe}} & -\frac{1}{R_{CuFe}} - \frac{1}{R_{RS}} - \frac{1}{R_{FeA}} & \frac{1}{R_{RS}} \\ 0 & \frac{1}{R_{RS}} & -\frac{1}{R_{RS}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vartheta_{Cu} \\ \vartheta_{Fe} \\ \vartheta_{Rot} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_{Cu} \\ P_{Fe} + \frac{\vartheta_{Amb}}{R_{FeA}} \\ P_{Rot} \end{pmatrix} \right]. \quad (3.19)$$

Gleichungen von LPTNs werden üblicherweise für die Übertemperaturen der Knotenpunkte (Temperaturdifferenz gegenüber Umgebungstemperatur) aufgestellt. Dieser Ansatz liefert bei konstanter Umgebungstemperatur exakte Ergebnisse, führt jedoch bei schwankender Temperatur zu Fehlern. Eine Lösung

hierfür ist die Verwendung absoluter Knotentemperaturen. Mit bekannten Startwerten der Temperatur stellt Gleichung (3.18) ein Anfangswertproblem dar [60, 61], das mit Standardverfahren zur numerischen Integration gelöst werden kann. Eine detaillierte Betrachtung hierzu erfolgt in Abschnitt 3.3.

3.3 Berechnung thermischer Vorgänge

Belastungen und Lastprofile elektrischer Maschinen variieren je nach Antriebsfall stark. In der IEC 60034-1:2010 [62] werden verschiedene Betriebsarten mit zehn standardisierten Referenzbetriebsarten beschrieben. Diese umfassen den Betrieb mit konstanter Belastung (S1), den periodischen Betrieb (S3-S8), den nichtperiodischen Betrieb (S9) sowie den Betrieb mit einzelnen Konstanten Belastungen (S10).

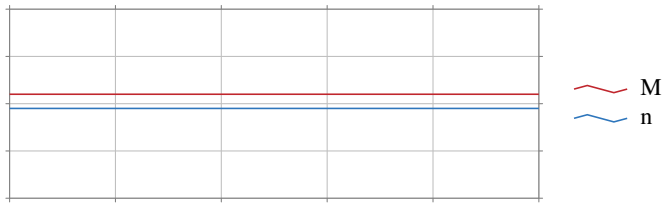
Die in dieser Arbeit durchgeführte vereinfachte Einteilung in drei Gruppen basiert auf der unterschiedlichen Implementierung der thermischen Berechnung. Basierend auf Gleichung (3.18) kann für ein LPTN jede thermische Fragestellung gelöst werden. Unterschiede zeigen sich im Lösungsweg und im Aufwand, der mit der Berechnung verbunden ist. Auf Basis der Betriebsarten können drei Lastfälle hinsichtlich des Lösungswegs unterschieden werden:

- Stationärer Betriebspunkt: Keine zeitlichen Änderungen von Bestromung, Drehzahl und Temperatur
- Dynamischer Betrieb: Kontinuierliche Änderung der Zustandsgrößen
- Quasistationärer Betriebe bei zyklischen Lastprofilen: Periodische Wiederholung des Systemzustands mit Periodendauer T

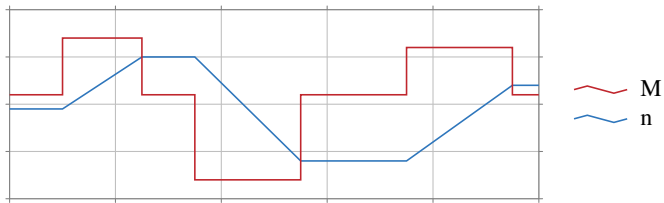
Beispiele solcher Lastprofile sind in Abb. 3.5 für Drehmoment und Drehzahl dargestellt. Für Temperaturen ergibt sich ein entsprechendes Verhalten. Berechnet werden können sie durch Integration von Gleichung (3.18):

$$\vartheta(t_{\text{end}}) = \int_{t_{\text{start}}}^{t_{\text{end}}} \mathbf{C}^{-1} \cdot (\lambda \vartheta + \mathbf{P}) dt + \vartheta(t_{\text{start}}). \quad (3.20)$$

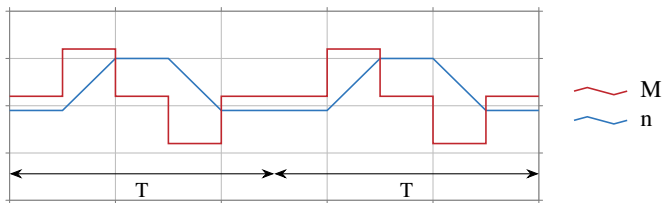
Bei der Integration wird ausgehend von den Startwerten der Temperaturen $\vartheta(t_{\text{start}})$ der Temperaturverlauf über die Zeit ermittelt. Neben den Temperaturen können auch die Leitwertmatrix λ und der Verlustvektor \mathbf{P} sowohl zeit- als auch temperaturabhängig sein. So sind unter anderem bei den Leitwerten Elemente mit Wärmestrahlungs- bzw. Konvektionsanteil betroffen, ebenso wie



(a) Stationärer Betrieb



(b) Dynamischer Betrieb



(c) Quasistationärer zyklischer Betrieb

Abbildung 3.5: Unterscheidung von drei unterschiedlichen Lastprofilen in der thermischen Berechnung.

Verluste durch temperaturabhängige Materialeigenschaften, die Auswirkungen auf die Maschineneigenschaften haben. Zur Lösung eines Anfangswertproblems wie in Gleichung (3.20) stehen verschiedene Methoden zur Verfügung. Ein einfaches Lösungsverfahren ist das explizite Euler-Verfahren, das auf Basis der Ableitung den Wert des nächsten Zeitschritts berechnet. Noch genauere

Lösungen können durch Mehrschrittverfahren wie das Runge-Kutta-Verfahren erzielt werden [63, 64]. Die Wahl des Integrationsverfahrens und insbesondere die verwendete Zeitschrittweite haben Auswirkungen auf die Rechenzeit und die Ergebnisgenauigkeit. In der Regel muss ein Kompromiss zwischen reduzierter Genauigkeit bei größeren Zeitschritten und höherem Rechenaufwand bei kleinen Zeitschritten gefunden werden. Hochentwickelte Algorithmen passen die Zeitschrittweite während der Laufzeit an. Durch Schätzung des Fehlers kann die Schrittweite im Bedarfsfall vergrößert oder verkleinert werden, was kurze Rechenzeiten bei gleichzeitig geringen Fehlern ermöglicht.

3.3.1 Stationäre Lastpunkte

Der Betrieb einer Maschine wird als stationär bezeichnet, wenn keine zeitlichen Änderungen von Zustandsgrößen auftreten. In Bezug auf die thermische Betrachtung bedeutet dies, dass alle Temperaturen konstant bleiben. Durch die Anwendung dieser Bedingung auf Gleichung (3.18) entsteht ein Gleichungssystem für stationäre Lastpunkte:

$$\mathbf{0} = \boldsymbol{\lambda}\boldsymbol{\vartheta} + \mathbf{P}. \quad (3.21)$$

Stationäre Probleme sind unabhängig von der Kapazitätsmatrix und repräsentieren bei konstantem Verlustvektor \mathbf{P} auch den Endwert der transienten Erwärmung. Wenn die Leitwertmatrix $\boldsymbol{\lambda}$ und der Verlustvektor \mathbf{P} ebenfalls temperaturabhängig sind, kann Gleichung (3.21) nicht direkt nach $\boldsymbol{\vartheta}$ umgestellt werden. Bei der Lösung ergeben sich zwei unterschiedliche Fälle:

- Keine zusätzlichen Freiheitsgrade im System: Die einzigen Freiheitsgrade sind die Temperaturen, die sich aus der Lösung des linearen Gleichungssystems ergeben. Die Lösung hat die Form:

$$\boldsymbol{\vartheta} = f(\mathbf{x}, \mathbf{p}), \quad (3.22)$$

wobei \mathbf{x} die Variablen und \mathbf{p} die Parameter sind. Variablen können Einstellungen der Betriebspunkte wie Ströme oder Drehzahl sein, während Parameter feste Systemeigenschaften wie Geometriegrößen darstellen. Das System hat keine Freiheitsgrade, wenn \mathbf{p} eindeutig bestimmt ist. Übertragen auf Motoren bedeutet dies, dass der systembeschreibende Strom direkt aus den Variablen hervorgeht. Dieser kann entweder ein Teil der Variablen sein oder über ein Regelverfahren wie Maximum Torque per Ampère (MTPA), welches eine Me-

thode zur Bestimmung des kleinstmöglichen Stroms beschreibt, eindeutig aus diesen hervorgehen.

- Freiheitsgrade im System: Wenn neben den Temperaturen weitere Freiheitsgrade im System vorhanden sind, müssen diese eliminiert werden. Dies geschieht durch das Minimieren einer Zielgröße $f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ unter Ungleichungs- $g(\mathbf{x})$ und Gleichungsnebenbedingungen $h(\mathbf{x})$ [65]:

$$\begin{aligned} \min_x \quad & f(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \\ \text{u. d. N.:} \quad & g(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \leq 0 \\ & h(\mathbf{x}, \mathbf{p}) = 0. \end{aligned} \tag{3.23}$$

Neben den Betriebsgrößen umfassen die Variablen auch die Temperaturen. Eine der Gleichungsnebenbedingungen ist die Gleichung für den thermisch stationären Zustand (3.21). Noch offene Freiheitsgrade, wie zum Beispiel die Ströme des Motors, ermöglichen es, jeden Betriebspunkt beziehungsweise jedes Drehmoment mit unterschiedlichen Strömen anzufahren. Randbedingungen wie Spannungs- und Stromgrenzen oder der Betrieb am wirkungsgradoptimalen Punkt schränken mögliche Ströme und damit die Freiheitsgrade ein.

Beide Lösungsansätze können im Vergleich zur Integration nach Gleichung (3.20) deutliche Rechenzeitreduktionen erzielen. In Tabelle 3.1 ist ein Vergleich der Rechenzeiten für Probleme mit und ohne Freiheitsgrade dargestellt. Die Rechenzeiten wurden für ein Referenzmodell bestimmt, welches dem Modellaufbau in Kapitel 4 entspricht.

	Integration	stat. Rechnung
mit Freiheitsgraden	100,00 %	0,17 %
ohne Freiheitsgrade	5,89 %	0,03 %

Tabelle 3.1: Vergleich der relativen Rechenzeiten für Methoden zur Berechnung von thermisch stationären Lastpunkten.

Tatsächliche Rechenzeiten können aufgrund von Unterschieden der Programmierung, Programmiersprache, Rechenleistung, Betriebspunkt und weiteren Aspekten variieren. Generell sind die Vorteile der statischen Betriebspunktrechnung gegenüber einer Integration deutlich erkennbar. Zudem zeigen Fälle ohne Freiheitsgrade in der Betriebspunktberechnung ebenfalls Vorteile.

3.3.2 Quasistationärer Betrieb bei zyklischen Lastprofilen

Wenn im Betrieb einer Maschine ein periodischer Lastzyklus gefahren wird, ist der thermische Beharrungszustand erreicht, sobald die Start- und Endtemperaturen eines Zyklus gleich sind. In Abb. 3.6 ist ein Temperaturverlauf eines Lastzyklus für den Start aus kaltem Zustand dargestellt. Die Differenztemperatur zwischen Start und Ende ist in den ersten Durchläufen stark unterschiedlich. Mit zunehmender Zykluszahl konvergiert die Differenz gegen null. Die Dauer bis zum Erreichen des Beharrungszustands hängt hauptsächlich von der Erwärmungszeitkonstanten τ_{erw} und nicht vom Lastprofil ab.

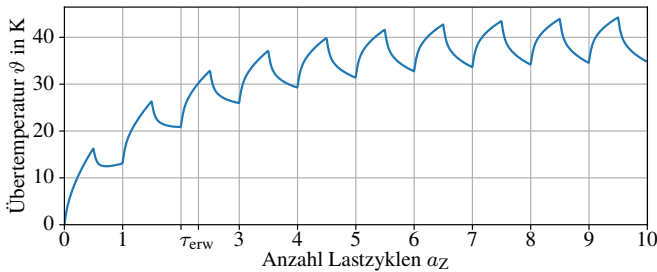


Abbildung 3.6: Prinzipieller Temperaturverlauf eines zyklischen Lastprofils.

In der Projektierung von Anlagen wird die Motorerwärmung durch zyklische Lastprofile häufig über die Verwendung von effektiven Arbeitspunkten angenähert [D1, D3]. Für Drehmoment und Drehzahl wird hierbei ein für den Zyklus repräsentativer stationärer Arbeitspunkt berechnet. Einschätzungen hinsichtlich der Motorerwärmung basieren auf diesem Punkt, wobei die Temperaturänderung während des Lastprofils vernachlässigt wird. Wenn der exakte Verlauf benötigt wird, kann ein zyklisches Lastprofil allgemein durch zeitliche Integration bestimmt werden. Die Rechendauer t_c ist proportional zur Anzahl der Rechenschritte n_I , welche wiederum proportional zur Anzahl der gerechneten Lastzyklen a_Z und der Rechenschritte je Zyklus n_Z ist.

$$\begin{aligned}
 t_c &\propto n_I \\
 &\propto n_Z \cdot a_Z \\
 &\propto n_Z \cdot \frac{\tau_{\text{erw}}}{T}.
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

Die Anzahl der zu berechnenden Zyklen ist vom Verhältnis der Erwärmungszeitkonstanten und Zyklusdauer T sowie von der erlaubten Temperaturänderung $\Delta\vartheta$ zwischen Anfang und Ende eines Lastzyklus abhängig. Letztere kann durch Umformen aus Gleichung (3.20) abgeleitet werden:

$$\begin{aligned}\Delta\vartheta &= \vartheta(t_{\text{end}}) - \vartheta(t_{\text{start}}) \\ &= \int_{t_{\text{start}}}^{t_{\text{end}}} \mathbf{C}^{-1} \cdot (\lambda\vartheta + \mathbf{P}) \, dt.\end{aligned}\quad (3.25)$$

Analog zum Vorgehen in Abschnitt 3.3.1 kann das Problem mit Gleichung (3.25) mithilfe eines nichtlinearen Gleichungslösers bzw. durch Optimierung gelöst werden. Die benötigte Rechenzeit ist proportional zur Anzahl an Iterationen a_I und der Rechendauer je Zyklus n_Z :

$$t_c \propto a_I \cdot n_Z. \quad (3.26)$$

Diese Lösungswege ergeben Rechenzeitvorteile gegenüber einer Integration unter der Randbedingung:

$$\tau_{\text{erw}} > a_I \cdot T. \quad (3.27)$$

Die Anzahl der benötigten Iterationen hängt von der Komplexität des zu lösenden Problems sowie von der vorgegebenen Genauigkeit ab. In durchgeführten Untersuchungen reichten in der Regel $a_I = 10$ Durchgänge aus, um das Problem zu lösen.

3.4 Berechnung unsicherheitsbehafteter thermischer Vorgänge

Abbildungen von Systemen in Rechenmodellen weisen immer eine Unsicherheit in ihrer Vorhersagegenauigkeit auf. Die Ursachen dieser Unsicherheiten sind vielfältig und werden in den Abschnitten 5.2.2 und 5.5 ausführlich erläutert. Im Folgenden werden die Grundlagen der zugrunde liegenden Berechnung vorgestellt. Die Unsicherheit dient zur Kennzeichnung eines Wertebereichs für den tatsächlichen Wert der Größe [66]. Für eine Variable x wird die Unsicherheit x_u neben dem Wert x_{val} angegeben:

$$x = x_{\text{val}} \pm x_u. \quad (3.28)$$

Für x_u wird häufig die Standardabweichung verwendet. Abhängig vom geforderten Vertrauensniveau können jedoch auch andere Werte verwendet werden. Beim Rechnen mit unsicherheitsbehafteten Größen gelten Rechenregeln analog zur Rechnung mit Standardabweichungen. Für eine Funktion $f(\mathbf{x})$ mit dem unsicherheitsbehafteten Eingangsvektor \mathbf{x} ergibt sich die Unsicherheit u_f zu [67]:

$$u_f^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} u_i \right)^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j \neq i}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} \text{Cov}(x_i, x_j). \quad (3.29)$$

Sind alle Unsicherheiten voneinander unabhängig, ergibt sich die Kovarianz zu null, wodurch sich Gleichung (3.29) weiter vereinfachen lässt:

$$u_f^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} u_i \right)^2. \quad (3.30)$$

Die in Gleichung (3.29) enthaltenen Ableitungen werden vom Rechenprogramm gebildet. Dabei können zwei unterschiedliche Methoden zum Einsatz kommen:

- Finite Differenzen (FD): Die Methode der Finiten Differenzen bietet einen geradlinigen Ansatz zur Approximation von Ableitungen, ohne dass ein Zugang zum analytischen Ausdruck der Funktion notwendig ist. Die Einfachheit der Implementierung ergibt sich aus der Annäherung der Ableitung durch die finite Differenz

$$\frac{\partial f}{\partial x}(x_0) \approx \frac{f(x_0 + h) - f(x_0)}{h}. \quad (3.31)$$

Nichtsdestotrotz ist die Genauigkeit von FD stark von der gewählten Schrittweite abhängig. Kleine Schrittweiten können zu numerischer Instabilität führen, wohingegen große Schrittweiten zu ungenauen Ergebnissen führen können. Bei Anwendung auf multivariate Funktionen kann die Recheneffizienz beeinträchtigt werden, da diese linear mit der Anzahl an Variablen ansteigt.

- Automatische Differentiation (AD): Automatische Differentiation [68] liefert Ableitungen, die einzig durch die Maschinengenauigkeit beschränkt sind. Die Anwendung von AD erfordert zwar den Zugang zur zu differenzierenden Funktion, lohnt sich aber besonders im Zusammenhang mit multivariaten Funktionen.

Wenn Zugang zum Maschinencode vorhanden ist, eignet sich eine Implementierung der Unsicherheitsberechnung mit AD. In einigen Programmiersprachen stehen hierfür AD-basierte Module zur Verfügung, die in den Quellcode mit

eingebunden werden können [D4]. Voneinander unabhängige unsicherheitsbehaftete Variablen werden anstelle der standardmäßigen Variablen definiert. Rechnungen mit diesen Variablen enthalten im Ergebnis wiederum Unsicherheiten. In der Implementierung wird die Abhängigkeit der Rechenergebnisse von definierten unabhängigen Variablen mitgeführt. Dadurch kann in der Rechnung mit mehreren Variablen berücksichtigt werden, ob diese voneinander abhängig sind, und die Rechenregeln können ggf. angepasst werden. Dies ist insbesondere in der thermischen Rechnung zwingend erforderlich, da Unsicherheiten einzelner Temperaturen voneinander abhängig sind.

3.4.1 Unsicherheitsbehaftete stationäre Lastpunkte

Berechnungen von stationären Lastpunkten erfolgen analog dem Vorgehen bei nicht unsicherheitsbehafteten Betriebspunkten nach Gleichung (3.23). In der Implementierung stellt eine Betrachtung ohne thermisches Modell den einfacheren Fall dar. Die Berechnung der Lösung benötigt hierbei keine Rückkopplung der Ergebnisse auf die Eingangsgrößen, wodurch Unsicherheiten einfach abgebildet werden können. Bei der Berechnung mit thermischem Modell gehen Ausgangsgrößen der thermischen Rechnung als Eingangsgrößen in die Verlustberechnung ein und umgekehrt. Dies führt zu notwendigen Iterationen in der Lösungsfindung, um abhängige und unabhängige Unsicherheiten korrekt abzubilden. Einfache Lösungen von stationären Lastpunkten können durch zeitliche Integration bis zum Erreichen des Beharrungszustands erlangt werden.

In Abb. 3.7 sind Temperaturverläufe für Wicklung und Gehäuse inklusive unsicherheitsbedingtem 3σ -Konfidenzintervall für einen Beispielmotor dargestellt. Der Temperaturverlauf folgt einer e-Funktion, welche sich asymptotisch der Beharrungstemperatur annähert. Mit steigenden Temperaturen wächst die Breite des Konfidenzintervalls. Analog zum Mittelwert erreicht sie nach endlicher Zeit einen konstanten Wert.

Neben den Temperaturen sind weitere Maschinenkennwerte unsicherheitsbehaftet. Im gezeigten Beispiel sind Ströme und Drehzahl ohne Unsicherheiten vorgegeben. Andere Maschinengrößen wie das Drehmoment und die Verluste werden in Abhängigkeit der Unsicherheiten bestimmt. Durch die Berücksichtigung der Unsicherheitsinformationen in der Berechnung ergeben sich allgemein längere Rechenzeiten.

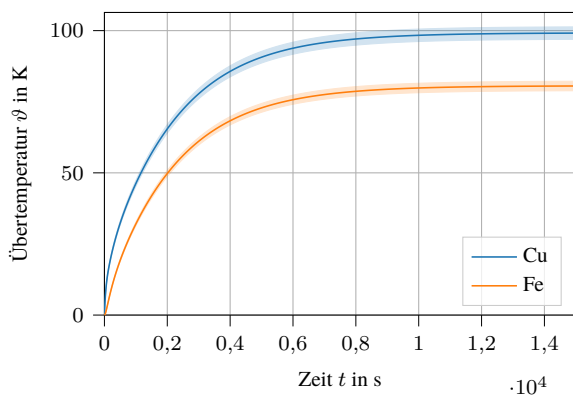


Abbildung 3.7: Temperaturverlauf des Erwärmungslaufs eines Servomotors mit unsicherheitsbehaftetem Motormodell.

Kapitel 4

Thermisches Baukastensystem

Für die thermische Modellierung des Gesamtsystems wird beim Konzept des thermischen Baukastens für jede Komponente ein thermisches Modell bereit gestellt, das dann analog zum mechanischen Baukasten zu einem Gesamtsystem zusammengesetzt werden kann. Dies ermöglicht es, verschiedene Motor- und Geometrietypen mit unterschiedlichen Anwendungen thermisch zu betrachten und zu koppeln.

Bei den in dieser Arbeit betrachteten Servogetriebemotoren können in Summe 36 geometrisch unterschiedliche Motorvarianten mit 3 Bremsen und 45 Getriebevarianten kombiniert werden. Es ergeben sich 4860 Kombinationsmöglichkeiten. Diese hohe Anzahl an Varianten unterstreicht die Notwendigkeit eines modularen Modellierungsansatzes, um die Komplexität beherrschbar zu halten und gleichzeitig eine flexible Analyse zu ermöglichen.

Die potenziellen Vorteile des thermischen Baukastens sind in Abb. 4.1 ersichtlich. Eine begrenzte Anzahl an Einzelkomponenten ermöglicht zahlreiche Kombinationsmöglichkeiten. Mit zunehmender Anzahl an Komponenten und Ausführungen wächst auch das Verhältnis der Permutationen zu den Komponenten weiter an, wodurch der Vorteil der Modellierung von Einzelkomponenten gegenüber der direkten Betrachtung des Gesamtsystems verstärkt wird.

In den folgenden Abschnitten werden die Modularisierung und der Algorithmus zum Zusammenbau des thermischen Gesamtsystems genauer vorgestellt. Zusätzlich werden Einzelkomponenten hinsichtlich der verwendeten Verlustmodelle und thermischen Netzwerke betrachtet.

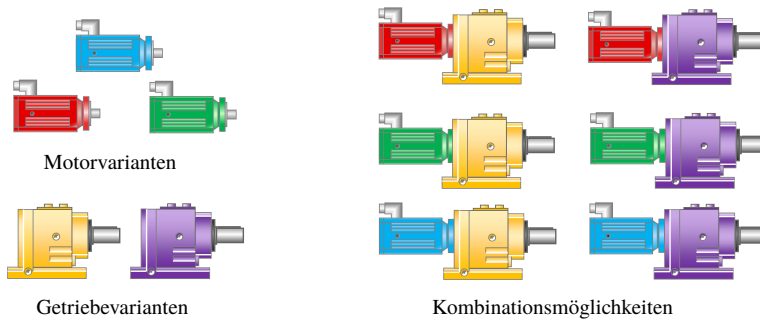


Abbildung 4.1: Beispiel der Kombinationsmöglichkeiten eines Baukastensystems: 3 Motorvarianten und 2 Getriebevarianten ermöglichen 6 unterschiedliche Getriebemotoren.

4.1 Modularisierung

Um den thermischen Baukasten zu erstellen, wird der Antrieb in verschiedene Komponenten unterteilt. Dabei werden die Wärmewege analysiert und das System in einzelne, modulare Komponenten zerlegt. Für die Komponenten wird eine systematische Methode zur thermischen Modellierung entwickelt, um eine präzise und effiziente Abbildung des Baukastens zu gewährleisten.

4.1.1 Wärmewege in Servogetriebemotoren

Verluste entstehen in Getriebemotoren durch verschiedene Komponenten, die über das gesamte Antriebssystem verteilt sind. Abbildung 4.2 zeigt ein Beispiel eines Servogetriebemotors mit Bremse und Geber. Verluste entstehen unter anderem in Getriebe, Motor und Bremse. Sie werden im stationären Zustand vollständig von den Wärmequellen an die Umgebung abgeführt und folgen dabei unterschiedlichen Pfaden.

Die prinzipiellen Wärmewege zwischen Einzelkomponenten für das Antriebssystem aus Abb. 4.2 sind in Abb. 4.3 skizziert. Es findet ein Wärmeaustausch zwischen mechanisch verbundenen Einzelkomponenten statt. In Servogetriebemotoren gibt es daher einen Wärmestromaustausch zwischen Motor und Getriebe, jedoch keinen direkten Austausch zwischen Motor und Applikation. Dominante Wärmewege sind abhängig vom jeweiligen Aufbau der Antriebskomponente, den verwendeten Materialien und dem Betriebspunkt. Grundsätzlich

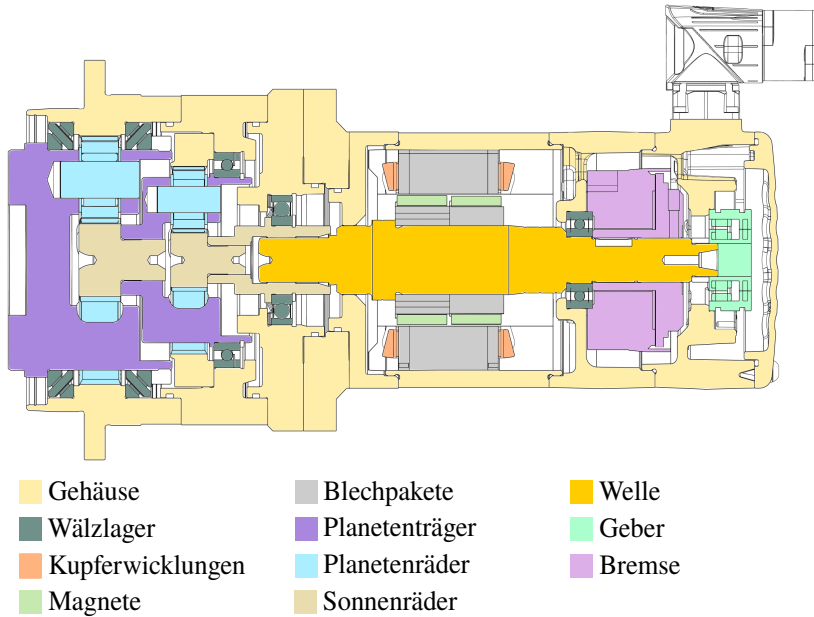


Abbildung 4.2: Querschnitt eines Synchron-Servogetriebemotors mit 2-stufigem Getriebe, Bremse und Geber.

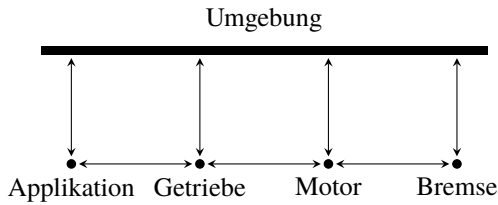


Abbildung 4.3: Wärmewege zwischen Einzelkomponenten und Umgebung.

wird über metallische Verbindungen Wärme gut abgeführt, wohingegen insbesondere Wicklungen in Motor und Bremse aufgrund der notwendigen elektrischen Isolation eine schlechtere Wärmeabfuhr aufweisen.

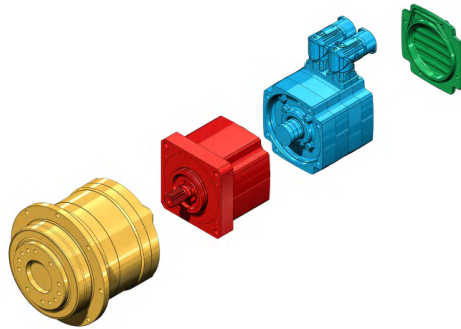
4.1.2 Identifikation von Einzelkomponenten

Die Abgrenzung der thermischen Komponenten erfolgt analog zu den mechanischen Schnittstellen der Bauteile. Bei Getriebemotoren sind dies die Wellen und Flansche, über die, wie zuvor beschrieben, ein Großteil des Wärmeaustauschs zwischen den Komponenten stattfindet. Innerhalb einer solchen Komponente kann eine weitere Unterteilung in Baugruppen zur einfacheren Modellierung vorgenommen werden, wodurch der Baukasten besser abgebildet werden kann. Das Beispiel eines Servogetriebemotors mit Bremse in Abb. 4.4 zeigt eine mögliche Aufteilung in verschiedene Komponenten.

Als Komponenten werden das Getriebe, der Motor, die Motor-B-Seite und der Deckel identifiziert. Die separate Betrachtung der B-Seite erfolgt, da bei Bremsmotoren unterschiedliche mechanische Komponenten auf der B-Seite des Motors verwendet werden und insbesondere die Wellenenden unterschiedlich ausgeführt sind.

4.1.3 Modellierung von baukastenfähigen thermischen Einzelkomponenten

Einzelne Komponenten können mithilfe eines LPTN modelliert werden. Im Vergleich zu abgeschlossenen thermischen Ersatzschaltbildern nach Abb. 3.4 müssen diese zusätzlich Anschlüsse zur Berücksichtigung der Schnittstellen aufweisen. Ein Beispiel einer solchen Komponente ist in Abb. 4.5 dargestellt. Der



(a) Auftrennung in Getriebe, Motor, Bremse und Deckel.



(b) Abstraktion der Komponenten mit ihren Schnittstellen.

Abbildung 4.4: Modularisierung des Servogetriebemotors in unterschiedliche Komponenten.

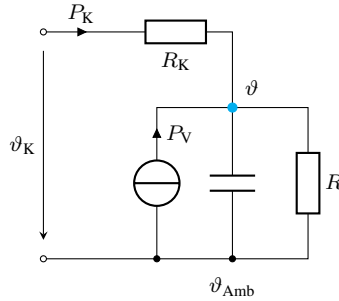


Abbildung 4.5: Thermisches Ersatzschaltbild eines Einkörper-Modells mit Schnittstelle.

Temperaturknoten ϑ ist darin mit einer Wärmequelle, einer thermischen Kapazität und einem thermischen Widerstand mit der Umgebungstemperatur ϑ_{Amb} verbunden. Zusätzlich ist er über einen thermischen Widerstand R_K mit dem Koppelknoten ϑ_K verbunden.

Die Kopplung wird in der Differentialgleichung des thermischen Systems nach Gleichung (3.18) durch Ergänzung der Leistung P_K berücksichtigt:

$$\frac{d}{dt}\vartheta = C^{-1} \cdot (\lambda\vartheta + P_V + P_K). \quad (4.1)$$

Die Temperatur an den Koppelstellen wird über den Widerstand R_K , die Leistung P_K und die Knotentemperatur ϑ bestimmt:

$$\vartheta_K = \vartheta + R_K \cdot P_K. \quad (4.2)$$

Sind mehrere Temperaturknoten und Koppelstellen vorhanden, werden die Gleichungen (4.1) und (4.2) in Matrixschreibweise überführt:

$$\frac{d}{dt}\boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{C}^{-1} \cdot (\boldsymbol{\lambda}\boldsymbol{\vartheta} + \mathbf{P} + \mathbf{A}\mathbf{P}_K), \quad (4.3)$$

$$\boldsymbol{\vartheta}_K = \mathbf{A}^T\boldsymbol{\vartheta} + \mathbf{R}_K\mathbf{P}_K. \quad (4.4)$$

Die Matrix \mathbf{R}_K beschreibt die thermische Anbindung der Koppelstellen an die Temperaturknoten. Mit der Matrix \mathbf{A} werden den Koppelleistungen in Vektor \mathbf{R}_K Temperaturknoten aus Vektor $\boldsymbol{\vartheta}$ zugeordnet.

4.1.4 Kopplung von thermischen Einzelmodulen

Das Verbinden von Einzelkomponenten führt zum LPTN des Gesamtmodells. Mathematisch können die DGLs der Einzelkomponenten weiterhin gelöst und als gemeinsame DGL formuliert werden. Für n Teilkomponenten setzt sich das gesamte Gleichungssystem aus den Matrizen und Vektoren der Einzelkomponenten zusammen. Die Vektoren können dabei aneinandergereiht, Matrizen diagonal zusammengesetzt werden:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vdots \\ \vartheta_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \mathbf{C}_n \end{pmatrix}^{-1} \cdot \left[\begin{pmatrix} \lambda_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \lambda_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vdots \\ \vartheta_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{P}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{P}_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{A}_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \mathbf{A}_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{P}_{K,1} \\ \vdots \\ \mathbf{P}_{K,n} \end{pmatrix} \right] \quad (4.5)$$

Durch Anwendung der gleichen Methode wird das zusammengesetzte Gleichungssystem zur Bestimmung der Temperaturen an den Kopplungsstellen abgeleitet:

$$\begin{pmatrix} \vartheta_{K,1} \\ \vdots \\ \vartheta_{K,n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{R}_{K,1} & & \\ & \ddots & \\ & & \mathbf{R}_{K,n} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{P}_{K,1} \\ \vdots \\ \mathbf{P}_{K,n} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{A}_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \mathbf{A}_n \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vdots \\ \vartheta_n \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

Durch das Verbinden von Komponenten unterliegt das Gleichungssystem zusätzlichen Nebenbedingungen. Diese können anhand des Beispiels in Abb. 4.6 näher betrachtet werden, bei dem die beiden Knoten mit den Temperaturen $\vartheta_{K,1}$ und $\vartheta_{K,2}$ miteinander verbunden werden. Daraus ergeben sich die Koppeltemperatu-

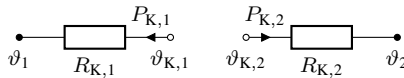


Abbildung 4.6: Beispiel und Bezeichnungen für das Koppeln von zwei Schnittstellen.

ren und die Koppelleistung wie folgt:

$$\vartheta_{K,1} = \vartheta_{K,2} \quad (4.7)$$

und

$$P_{K,1} = -1 \cdot P_{K,2}. \quad (4.8)$$

Da in der Modellierung keine Wärmekapazitäten oder Verlustquellen direkt an Koppelstellen angeschlossen sind, kann die Koppelstellentemperatur und -leistung direkt aus den angrenzenden Wärmewiderständen und Temperaturknoten bestimmt werden. Für die Koppelleistung des Beispiels gilt:

$$P_{K,1} = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{R_{K,1} + R_{K,2}}. \quad (4.9)$$

Wird die Methodik zur Ermittlung von Gleichung (4.9) auf alle Koppelstellen angewendet, kann die Abhängigkeit von der Koppelleistung in Gleichung (4.3) ersetzt werden. Hierfür muss bekannt sein, welche Koppelstellen miteinander verbunden sind. Dies wird mithilfe der Schaltmatrix \mathbf{S} abgebildet. Es ergibt sich eine DGL die der Struktur von Gleichung (3.18) entspricht, jedoch mit einer modifizierten Leitwertmatrix λ_K :

$$\frac{d}{dt} \boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{C}^{-1} \cdot (\lambda_K \boldsymbol{\vartheta} + \mathbf{P}), \quad (4.10)$$

mit:

$$\lambda_K = \lambda + \mathbf{A} [\mathbf{S} \mathbf{R}_K \mathbf{S} + \mathbf{R}_K]^{-1} (\mathbf{S} - \mathbf{I}) \mathbf{A}^T. \quad (4.11)$$

Mit der beschriebenen Methodik können einzelne Teilkomponenten kombiniert und analog zu vollständig definierten thermischen Modellen mithilfe einschlägiger DGL-Solver gelöst werden.

4.2 Modellierte Komponenten

Für die Modellierung einzelner Komponenten werden jeweils thermische Modelle bestimmt. Diese Modelle werden durch Verlustmodelle ergänzt, welche die im thermischen Modell enthaltenen Verlustkomponenten bestimmen. Die Komplexität der Modellierung richtet sich nach dem Einfluss auf das Systemverhalten. Insbesondere Komponententemperaturen, die sich auf Verluste auswirken, müssen genauer bestimmt werden. Die benötigten Modellparameter werden in dieser Arbeit analytisch, empirisch oder durch eine Kombination beider Methoden ermittelt. Im Folgenden werden einfache Modelle von Getriebe, Motor, Bremse, Deckel und Applikation vorgestellt, die als Basis für weitere Untersuchungen dienen.

4.2.1 Komponente Getriebe

Das Verlustmodell des Getriebes berücksichtigt die in Gleichung (2.5) aufgelisteten Verlustkomponenten der Lager-, Verzahnungs-, und Dichtungsverluste. Lagerverluste P_{Lager} sowie die zugehörigen Größen und Berechnungsansätze werden gemäß dem Modellansatz in [D5] bestimmt:

$$P_{\text{Lager}} = M_{\text{R}} \cdot \Omega. \quad (4.12)$$

Die mit der mechanischen Winkelgeschwindigkeit Ω multiplizierte Lagerreibung M_{R} setzt sich aus dem drehzahlabhängigen Reibmoment M_0 und der lastabhängigen Komponente M_1 zusammen:

$$M_{\text{R}} = M_0 + M_1. \quad (4.13)$$

Das drehzahlabhängige Reibmoment berechnet sich über den Ansatz

$$M_0 = f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} d_{\text{M}}^3 \cdot 10^{-7}, \quad (4.14)$$

der lastabhängige Anteil mit

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_{\text{M}}, \quad (4.15)$$

mit den lagerspezifischen Beiwerten f_0 und f_1 , der Viskosität ν , dem mittleren Lagerdurchmesser d_{M} und der maßgebenden Belastung für das Reibmoment P_1 . Auch die Verzahnungsverluste P_{Vz} unterscheiden zwischen lastabhängigen $P_{\text{Vz,M}}$ und lastunabhängigen $P_{\text{Vz,0}}$ Verlusten. Die lastunabhängigen Verzahnungsverluste sind Plansch- und Quetschverluste. Sie berechnen sich mit dem Ansatz in [31]. Für ein einstufiges Getriebe gilt:

$$P_{\text{Vz,0}} = \left(\left(M_{\text{Pl1}} + M_{\text{Pl2}} \cdot \frac{1}{i} \right) \cdot K_{\text{PlG}} + M_{\text{Q1}} \right) \cdot \Omega, \quad (4.16)$$

mit den Planschmomenten von Zahnrad 1 M_{Pl1} und Zahnrad 2 M_{Pl2} , dem Korrekturfaktor K_{PlG} und dem Quetschmoment M_{Q1} . Das Planschmoment eines Zahnrads M_{Pl} berechnet sich zu:

$$M_{\text{Pl}} = 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\nu}{\nu_0} \right)^{-1,255} \cdot \left(\frac{r_{\text{a}}}{r_0} \right) \cdot C_{\text{WZ}} \cdot C_{\text{WA}} \cdot C_{\text{M}} \cdot C_{\text{V}} \cdot \nu \cdot \rho \cdot A_{\text{B}} \cdot v_{\text{t}}, \quad (4.17)$$

mit der Ölviskosität ν , der Öldichte ρ , dem Zahnradradius r_a , der eintauchenden Radfläche A_B , dem Wandabstandsfaktor der Ölzulaufseite C_{WZ} , dem Wandabstandsfaktor der Ölablaufseite C_{WA} , dem Modulfaktor C_M , dem Ölvolumenfaktor C_V und der Umfangsgeschwindigkeit des Zahnrads v_t .

Das Quetschmoment ist ebenfalls von der Öldichte und der Umfangsgeschwindigkeit abhängig:

$$M_Q = 0,0235 \cdot \rho \cdot b \cdot r_w \cdot v_t^{1,2} \cdot C_{Sp}, \quad (4.18)$$

sowie von der Zahnbreite b , dem Wälzkreisradius r_w und dem Spritzölfaktor C_{Sp} . Einzelne Faktoren C von Plansch- und Quetschverlusten sind abhängig vom Getriebetyp und dem geometrischen Getriebeaufbau. Sie werden in der Regel empirisch bestimmt.

Die lastabhängigen Verzahnungsverluste berechnen sich zu:

$$P_{Vz,M} = P_{in} \cdot \mu_{mz} \cdot H_v, \quad (4.19)$$

mit der Eingangsleistung P_{in} , dem Reibkoeffizient μ_{mz} sowie dem Zahnverlustfaktor H_v . Ihre Berechnung sowie die der Dichtringverluste $P_{Dichtung}$ basiert auf den Vorgaben in ISO/TR 14179-2:2001 [26].

Verluste der Dichtringe korrelieren mit dem Quadrat des Wellendurchmesser d_{sh} sowie der jeweiligen Wellendrehzahl n :

$$P_{Dichtung} = 7,68 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n. \quad (4.20)$$

Die Gesamtverluste setzen sich aus den aufgeführten Einzelverlusten zusammen. Sie werden für jede Verlustkomponente vorab in Abhängigkeit von Drehzahl, Drehmoment und Öltemperatur ϑ_{OI} berechnet und in Tabellen abgelegt. Über eine Splineinterpolation berechnen sich die Verluste als Funktion ihrer Abhängigkeiten:

$$P_{V,Komponente} = f(M, n, \vartheta_{OI}). \quad (4.21)$$

Die Temperaturverteilung in Planetengetrieben ist sehr homogen. Dies liegt an der kompakten Bauweise in Kombination mit einer sehr guten thermischen Leitfähigkeit. Insbesondere die Ölbefüllung, mit ihrer sehr gleichmäßigen Verteilung im Betrieb, sorgt für einen effizienten Wärmetransport, weshalb für rotierende und feststehende Komponenten gleiche Temperaturen angenommen werden können. Im thermischen Modell wird zwischen dem eigentlichen Planetengetriebe und dem Adapterflansch unterschieden.

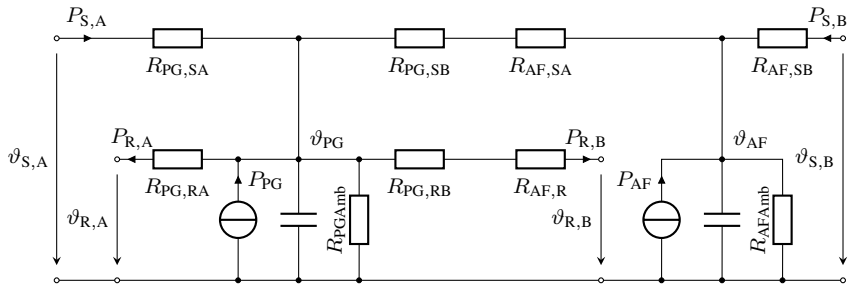


Abbildung 4.7: Thermisches Ersatzschaltbild der Komponente Getriebe.

Der Adapterflansch verbindet Motor und Getriebe. Thermisch stellt er einen Widerstand zwischen beiden Komponenten dar. Sind Lager im Adapterflansch verbaut, tragen diese ebenfalls zur Verlustbilanz bei. Das thermische Ersatzschaltbild in Abb. 4.7 zeigt auf Basis dieser Überlegungen zwei Temperaturknoten und Verlustquellen, die jeweils mit der Umgebung sowie den Koppelstellen verbunden sind.

Die Wärmeleitung entlang des Gehäuses wird mit den Widerständen $R_{PG,SA}$, $R_{PG,SB}$, $R_{AF,SA}$ und $R_{AF,SB}$ abgebildet. Die Widerstände berechnen sich mit den in Kapitel 3 eingeführten Gleichungen aus den jeweiligen geometrischen Abmessungen. Auch die thermischen Übergangswiderstände von den Temperaturknoten an die Umgebung R_{PGAmb} und R_{AFAmb} berechnen sich aus den Gleichungen zu Konvektion und Wärmestrahlung mithilfe der geometrischen Abmessungen.

4.2.2 Komponente Motor

Das zur Verlustberechnung zugrundeliegende Motormodell beruht auf zwei Teilen:

- **Grundwellenmodell:** Motormodell für Speisung mit sinusförmigen Strömen. Zunächst werden für charakteristische Größen wie Flussverkettung und Umagnetisierungsverluste Kennfelder berechnet. Diese Kennfelder werden in Form von Lookup-Tables gespeichert und dienen als Grundlage für das Verlustmodell.

- **Oberschwingungsverluste:** Aufgrund des Umrichterbetriebs weist die Versorgungsspannung zahlreiche Oberschwingungen auf. Diese erzeugen wiederum Oberschwingungen im Strom und führen zu erhöhten Verlusten. Mit vorab berechneten Kennlinien können diese Verluste näherungsweise abgeschätzt und somit die Genauigkeit des Verlustmodells erhöht werden.

Beide Teile des Verlustmodells werden im folgenden genauer beschrieben. Maschinenkennfelder der Flussverkettungen Ψ_d und Ψ_q sowie der Hysterese- P_{Hys} , Wirbelstrom- P_{Edy} , Exzess- P_{Exc} und Magnetverluste P_{Mag} weisen unterschiedliche Abhängigkeiten auf [69]:

$$\Psi_{d,q} = f(i_d, i_q, \vartheta_{\text{Mag}}, \theta_R), \quad (4.22)$$

$$P_{\text{Hys,Edy,Exc,Mag}} = f(i_d, i_q, \vartheta_{\text{Mag}}, f_{\text{el}}). \quad (4.23)$$

Flussverkettungen und Verluste sind stark abhängig von den Strömen i_d und i_q , Verluste zusätzlich von der elektrischen Frequenz f_{el} . Die Magnettemperatur ϑ_{Mag} beeinflusst diese ebenfalls, wohingegen die Rotorposition θ_R bei drehenden Maschinen in der Regel durch Mittelwertbildung vernachlässigt werden kann. Diese Kennfelder bilden die Grundlage zur Berechnung weiterer Maschinengrößen. Das innere Drehmoment M_i wird aus dem Strom, der Flussverkettung und der Polpaarzahl mit Gleichung (2.6) berechnet. Zur Bestimmung des äußeren Drehmoments werden im motorischen Betrieb verzögernde Momente durch Reibung M_{Rb} und Ummagnetisierungsverluste M_{Fe1} abgezogen:

$$M = M_i - M_{\text{Rb}} - M_{\text{Fe1}}. \quad (4.24)$$

Reibungsverluste sind von der Maschinendrehzahl abhängig. Sie können durch ein hinterlegtes Polynom oder einen Exponentialansatz berücksichtigt werden:

$$P_{\text{Rb}} = p_0 \cdot n^{p_1}. \quad (4.25)$$

Als Exponent wird in der IEC 60034-2-1:2014 [70] ein Faktor von $p_1 = 2,5$ vorgeschlagen. Abhängig von Lagern und Lüftern können jedoch auch andere Werte zur Anwendung kommen. Bei der Betrachtung von Motoren ohne Lüfter ergab sich in eigenen Untersuchungen ein Faktor von $p_1 \approx 1,0$. Ummagnetisierungsverluste, die von der elektrischen Frequenz und damit auch von der Maschinendrehzahl beeinflusst werden, setzen sich im Verlustmodell nach Bertotti [71] aus den drei Komponenten Hysterese-, Wirbelstrom- und

Exzessverluste zusammen, die jeweils unterschiedliche Frequenzabhängigkeiten aufweisen:

$$P_{\text{Fe1}} = P_{\text{Hys,ref}} \cdot \left(\frac{f_{\text{el}}}{f_{\text{ref}}} \right) + P_{\text{Edy,ref}} \cdot \left(\frac{f_{\text{el}}}{f_{\text{ref}}} \right)^2 + P_{\text{Exc,ref}} \cdot \left(\frac{f_{\text{el}}}{f_{\text{ref}}} \right)^{1,5}. \quad (4.26)$$

Eisenverluste treten bei Servomotoren hauptsächlich im Stator auf. Im Rotor dominieren hingegen bei Maschinen mit Oberflächenmagneten die Verluste in den Magneten. Diese sind Wirbelstromverlusten und dadurch proportional zum Quadrat der elektrischen Frequenz:

$$P_{\text{Mag}} = P_{\text{Mag,ref}} \cdot \left(\frac{f_{\text{el}}}{f_{\text{ref}}} \right)^2. \quad (4.27)$$

Zusätzlich zu diesen drehzahlabhängigen Verlusten werden die Grundscheinungsverluste durch die Stromwärmeverluste P_{Cu1} komplettiert. Diese hängen hauptsächlich vom Strom und dem Warmwiderstand R_{warm} der Wicklung ab:

$$\begin{aligned} P_{\text{Cu1}} &= 3 \cdot R_{\text{warm}} \cdot I^2 \\ &= 3 \cdot R_1 \cdot (1 + \alpha_{\text{Cu}} \cdot (\vartheta_{\text{Cu}} - 20^\circ\text{C})) \cdot I^2. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Der Warmwiderstand berechnet sich aus dem Strangwiderstand bei 20°C R_1 , dem Temperaturkoeffizient der Wicklung α_{Cu} und der Wicklungstemperatur ϑ_{Cu} . Spannungsquellen wie Umrichter weisen neben der Grundscheinung auch Oberscheinungen mit unterschiedlichen Amplituden auf [72]. Diese erzeugen Oberscheinungsströme, die zusätzliche Verluste verursachen. Diese Verluste können mit der Zwischenkreisspannung des Umrichters U_{DC} , der Windungszahl w und einer von Motor und Modulationsverfahren abhängigen Funktion p_{LHL} modelliert werden [E1]:

$$P_{\text{LHL}} = \frac{U_{\text{DC}}^2}{w^2} \cdot p_{\text{LHL}}(m), \quad (4.29)$$

mit dem von der Strangspannung U_{S} abhängigen Modulationsgrad:

$$m = \frac{2 \cdot \sqrt{2} \cdot U_{\text{S}}}{U_{\text{DC}}}. \quad (4.30)$$

Die Gesamtverluste des Motors P_{L} ergeben sich aus der Summe der Einzelverluste:

$$P_{\text{L}} = P_{\text{Cu1}} + P_{\text{Fe1}} + P_{\text{Mag}} + P_{\text{Rb}} + P_{\text{LHL}}. \quad (4.31)$$

Im LPTN des Motors werden die Temperaturknoten Kupfer ϑ_{Cu} , Eisen ϑ_{Fe} und Rotor ϑ_{Rot} modelliert. Diese sind, wie in Abb. 4.8 dargestellt, mit thermischen Widerständen untereinander sowie mit den Koppelstellen verbunden. Verluste werden entsprechend ihrem Entstehungsort eingepreist. Oberschwingungsverluste können mithilfe der frequenzabhängigen Hilfsfunktion a_{LHL} auf Rotor und Stator aufgeteilt werden. Für den Verlustleistungsvektor ergibt sich damit:

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &= \begin{pmatrix} P_{\text{Rot}} \\ P_{\text{Cu}} \\ P_{\text{Fe}} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} P_{\text{Mag}} + a_{\text{LHL}} P_{\text{LHL}} \\ P_{\text{Cu1}} \\ P_{\text{Fe1}} + (1 - a_{\text{LHL}}) P_{\text{LHL}} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (4.32)$$

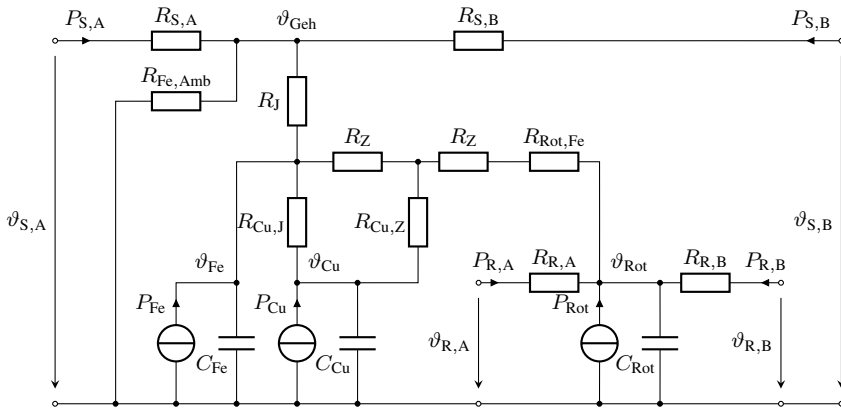


Abbildung 4.8: Thermisches Ersatzschaltbild der Komponente Motor.

Das Ersatzschaltbild stellt unterschiedliche Wärmewege in verschiedene Raumrichtungen dar, wie in Abb. 4.9 dargestellt. Die axiale Wärmeleitung findet über das Gehäuse und die Rotorwelle statt. Radial ist der Wärmeweg vom Rotor zum Stator über Luftspalt, Statorzahn und Statorjoch berücksichtigt.

Die Modellkomplexität ist ausreichend, um Informationen über Mittelwerte von Komponententemperaturen zu generieren. Für Aussagen zu lokalen Temperaturverteilungen kann das Modell bei Bedarf erweitert werden. Die verwendeten

Widerstände werden analytisch mit den Formeln aus Kapitel 3 auf Basis von Geometrie und Materialdaten berechnet.

Thermisch schwer zu modellierende Anordnungen wie vergossene Wicklungen können vereinfacht mithilfe von Ersatzwiderständen modelliert werden, deren thermische Leitwerte analytisch oder empirisch bestimmt werden können [19].

4.2.3 Komponente Bremse

Bremsen in Elektromotoren sind häufig als Scheibenbremsen ausgeführt. Ein beispielhafter Aufbau ist in Abb. 4.10 gezeigt. Die dargestellte Bremse hat zwei Verlustquellen, die Verluste in Form von Stromwärme und Reibung erzeugen. Es wird zwischen gelüfteter und geschlossener Bremse unterschieden. Bei ersterer wird die Bremsspule bestromt und erzeugt Stromwärmeverluste. Der Bremsenstrom I_{Br} wird dabei direkt über DC-Quellen oder indirekt über elektronische Komponenten bereitgestellt. Reibungsverluste treten im gelüfteten Zustand idealerweise nicht auf. Mit dem Kaltwiderstand der Bremsenwicklung $R_{kalt,Br}$ ergeben sich die Stromwärmeverluste P_{CuB} der Bremse zu:

$$P_{CuB} = R_{kalt,Br} \cdot (1 + \alpha_{Cu} \cdot (\vartheta_{CuB} - 20^\circ\text{C})) \cdot I_{Br}^2. \quad (4.33)$$

Geschlossene Bremsen sind unbestromt, wodurch keine Stromwärmeverluste entstehen. In diesem Fall drückt die Ankerscheibe gegen den Belagträger, wodurch ein Bremsmoment M_{Br} entsteht, das in Kombination mit der Drehzahl die Bremsleistung P_{BRb} ergibt:

$$P_{BRb} = M_{Br} \cdot \Omega. \quad (4.34)$$

Thermisch wird bei der Bremse hauptsächlich zwischen Gehäuse und Wicklung unterschieden. Ein entsprechendes Ersatzschaltbild ist in Abb. 4.11 dargestellt. Das Ersatzschaltbild vereinfacht die Darstellung des thermischen Systems der Bremse, indem es die Bremse in drei Komponenten unterteilt: Wicklung, Gehäuse und Welle. Eine detaillierte Modellierung des Bremsbelags ist ergänzend notwendig, falls Bremsvorgänge und die damit verbundene transiente Erwärmung modelliert werden.

Die Reibungsverluste der Bremse werden im Ersatzschaltbild direkt dem Gehäuse zugeordnet. Von dort können sie axial entlang des Gehäuses über $R_{S,A}$ und $R_{S,B}$ an benachbarte Komponenten oder über R_{BAmb} an die Umgebung abgeführt werden. Der Temperaturknoten der Bremsenwicklung ist ebenfalls mit dem Gehäuse über den thermische Widerstand R_{CuB} verbunden. Dieser bildet

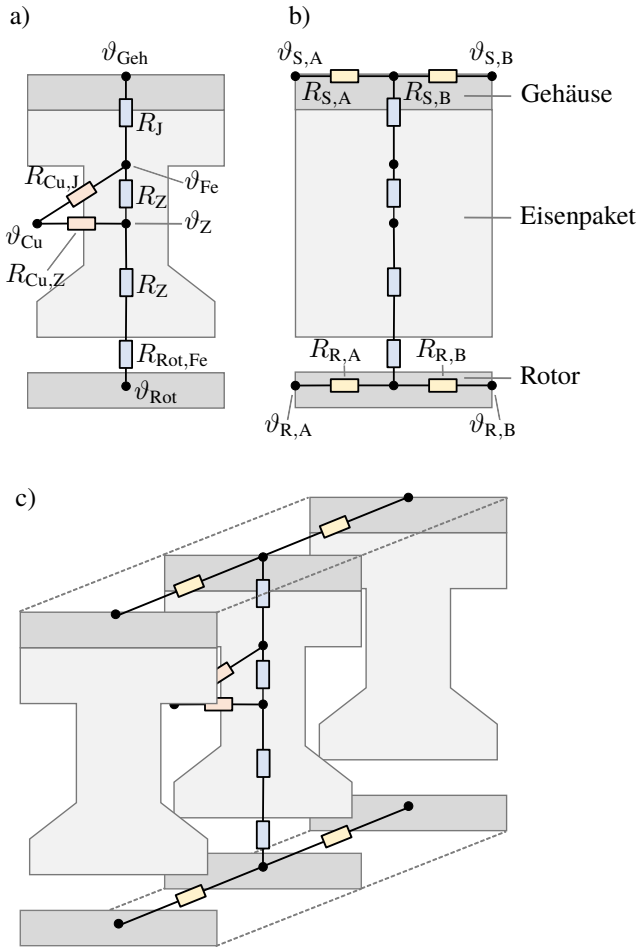


Abbildung 4.9: Stationäres thermisches Netzwerk der Motorkomponente: a) Querschnitt, b) Längsschnitt, c) 2.5-D Darstellung.

den Wärmetransport über Wärmeleitung ab und kann empirisch ermittelt werden.

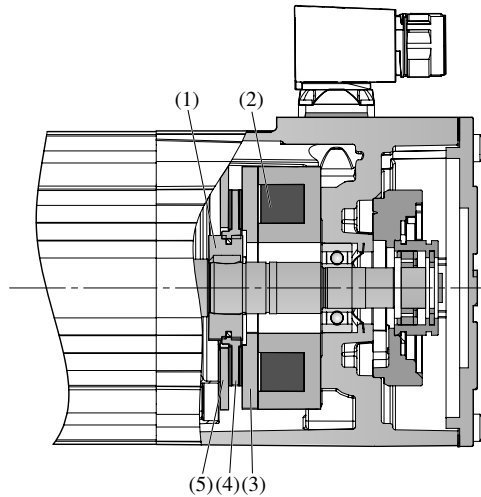


Abbildung 4.10: Querschnitt der Scheibenbremse eines Elektromotors, modifiziert nach [D6] mit: (1) Mitnehmer, (2) Bremsspule, (3) Ankerscheibe, (4) Belagträger und (5) Reibscheibe. ©SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG.

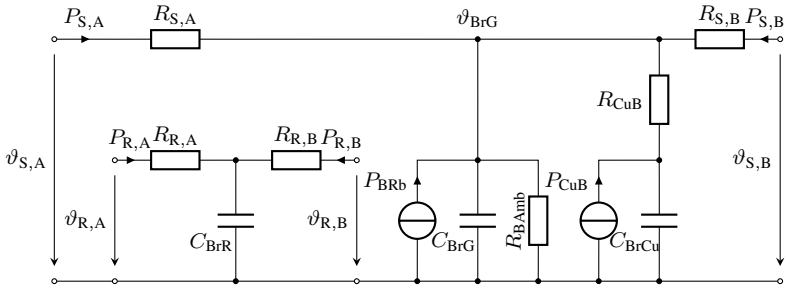


Abbildung 4.11: Thermisches Ersatzschaltbild der Komponente Bremse.

4.2.4 Komponente Deckel

Der Deckel ist eine passive Komponente ohne eigene Wärmequelle. Er besteht aus lackiertem Aluminium und gibt Wärme sowohl konvektiv als auch über Wärmestrahlung an die Umgebung ab. Eine Dichtung zwischen Deckel und Motor verhindert das Eindringen von Fremdstoffen und fungiert gleichzeitig als bedeutende Wärmebarriere, die bei den auftretenden Temperaturen eine dominante Rolle spielen kann. Dichtungen können entweder als Flachdichtung oder als O-Ring ausgeführt werden. Letztere ermöglicht bessere thermische Übergänge und dadurch einen höheren Wärmestrom. Der Deckel wird im Ersatzschaltbild in Abb. 4.12 als Einkörpermodell dargestellt, wobei der Metallkörper des Deckels den Temperaturknoten bildet. Andere Komponenten wie Dichtungen werden als thermische Übergangswiderstände in R_{BM} zusammengefasst. Eine Übertragung

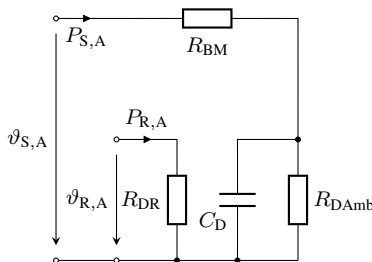


Abbildung 4.12: Thermisches Ersatzschaltbild der Komponente Deckel.

von Wärmeenergie über die Rotorkomponente ist im verwendeten Modell nicht vorgesehen und wird über den Widerstand R_{DR} unterbunden.

4.2.5 Komponente Applikation

Applikationen fungieren bei Getriebemotoren in der Regel als Wärmesenke. Wärmeenergie kann über Flansch und Welle an diese und anschließend an die Umgebung abgegeben werden. Das thermische Verhalten von Applikationen variiert stark. Hersteller von Servomotoren geben für Vergleichszwecke die Maße des Anbauflansches an.

Im verwendeten Modellaufbau wird eine quadratische, schwarz lackierte Aluminiumplatte als Anschraubpunkt für den Flansch gewählt. Dies orientiert sich am Prüfstandsaufbau diverser Motorhersteller [D3, D7, D8]. Der verwendete Aufbau ist in Abb. 4.13 dargestellt. Die quadratische Platte ist durch Kunststoff-Abstandshalter vom Prüfstandwinkel isoliert, um die Wärmeleitung zwischen Prüfstand und Wärmesenke zu unterdrücken.

Unterschiedliche Hersteller geben in ihren Katalogen rechteckige, meistens quadratische Adapterflansche mit unterschiedlichen Abmessungen an, weshalb Vergleiche von thermischen Grenzkennlinien unterschiedlicher Hersteller untereinander nur begrenzt aussagekräftig sind. Angaben zur Adaption der Abtriebswelle fehlen. Die Wahl des Mitnehmers bzw. der Kupplung kann den Wärmeabtransport erheblich beeinflussen. Große Kupplungen haben aufgrund ihres Durchmessers eine höhere Oberflächengeschwindigkeit und führen Wärme effizient ab, was die Motortemperaturen signifikant reduzieren kann.

Die modellierte Applikation entspricht dem verwendeten Prüfstand und enthält keine Wärmequellen. Das Ersatzschaltbild in Abb. 4.14 besteht daher ausschließlich aus Wärmewiderständen und Wärmekapazitäten. Die Aluminiumplatte wird als ein einzelner Körper betrachtet. Kupplung und Welle werden durch mehrere Zylinder modelliert und als separate Körper im Ersatzschaltbild berücksichtigt.

4.3 Gesamtsystem

Das Gesamtsystem setzt sich aus einzelnen Komponenten zusammen, die mit der vorgestellten Methodik kombiniert werden. Im Sinne eines Baukastensystems können beliebige Komponenten miteinander verbunden werden. Ein Motor kann beispielsweise aus der Komponente Motor und einem Deckel bestehen. In Kombination mit einer Applikation, an die er angebaut ist, ergibt sich das thermische System in Abb. 4.15. Es handelt sich um ein Sieben-Körper-System. Die

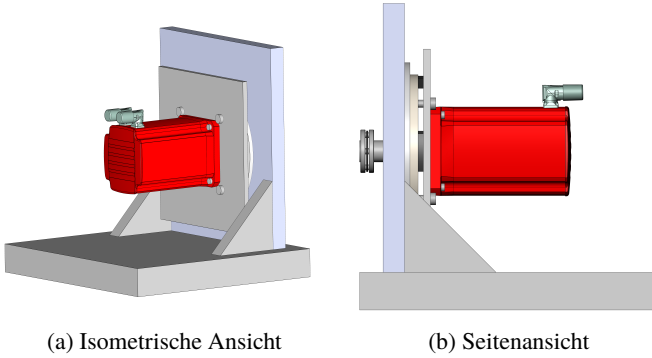


Abbildung 4.13: Aufbau der Referenzapplikation mit isolierter Wärmesenke.

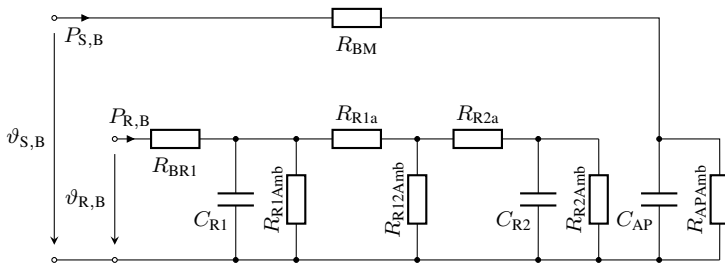


Abbildung 4.14: Thermisches Ersatzschaltbild der Komponente Applikation.

Komplexität ist begrenzt, kann jedoch durch den Austausch einzelner Komponenten mit komplexeren erhöht werden. Wird zwischen Motor und Applikation ein Getriebe eingesetzt, ergibt sich das System in Abb. 4.16. Durch das Baukastensystem sind Erweiterungen möglich, wie zusätzliche Getriebestufen oder Bremsen.

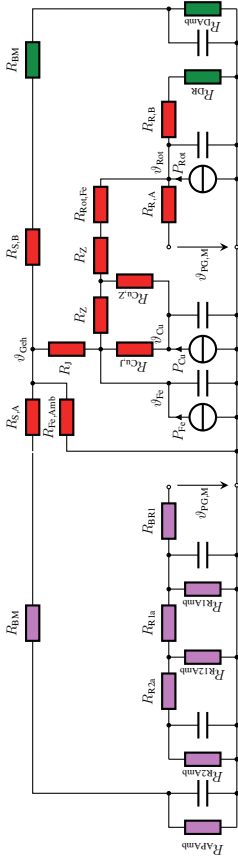


Abbildung 4.15: Thermisches Ersatzschaltbild zusammengebauter Motor (rot) und Deckel (grün).

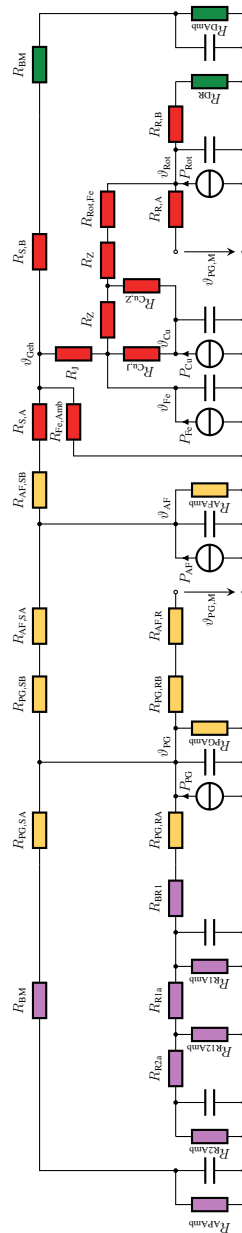


Abbildung 4.16: Thermisches Ersatzschaltbild zusammengebauter Getriebemotor mit Applikation (violett), Getriebe (gelb), Motor (rot) und Deckel (grün).

Kapitel 5

Messtechnische Bestimmung von Verlustkennfeldern

In den Komponentenmodellen werden Verluste für den gesamten Betriebsbereich des Antriebssystems abhängig von Drehmoment und Drehzahl benötigt. Sind die verwendeten Modelle hinreichend genau, ermöglicht dies eine präzise Berechnung der Temperaturen und deren Verläufe. Die Modellparameter können durch analytische Gleichungen, FEM-Berechnungen oder Messungen bestimmt werden. Die beiden erstgenannten Methoden weisen häufig Abweichungen gegenüber den Messungen auf, weshalb genaue Temperaturvorhersagen nur eingeschränkt möglich sind. Die Hauptgründe für diese Abweichungen sind folgende:

- Vereinfachte Modellierung: Komplexe physikalische Zusammenhänge werden auf einfachere Ebenen reduziert. Motoren werden beispielsweise häufig aus Gründen der Rechenzeit und Kapazität nur in 2D simuliert, wobei 3D-Effekte vernachlässigt werden. Diese Vereinfachungen beeinträchtigen die Genauigkeit der Vorhersagen [73].
- Fertigungstoleranzen: Geometrie Größen und Materialeigenschaften unterliegen aufgrund ihrer Herstellungs- und Fertigungsprozesse Schwankungen. Daher werden in den Vorgaben, beispielsweise für Geometrie Größen, zulässige Toleranzen angegeben. Innerhalb dieser Toleranzen können die Werte variieren, was zu unterschiedlichen Produkteigenschaften führt.

- **Fertigungseinflüsse:** Bei der Herstellung von Bauteilen treten während des Prozesses verschiedene Vorgänge wie Formgebung, Schneiden oder Temperaturänderungen auf. Diese können die Materialeigenschaften verändern. Die Änderungen sind prozessabhängig und müssen entweder mithilfe von Simulationen oder Messungen bewertet werden. In Motoren treten solche Effekte beispielsweise im Elektrobau auf [74].

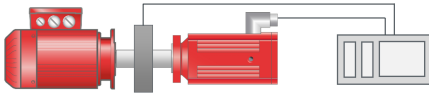
Um genaue Temperaturvorhersagen zu erreichen, ist es hilfreich, Messungen über den gesamten Betriebsbereich hinweg durchzuführen. Die Messergebnisse können entweder direkt als Verlustmodelle verwendet oder zum Abgleich berechneter Modelle herangezogen werden.

Das folgende Kapitel beschreibt einen geeigneten Messablauf für den thermischen Baukasten. Am Beispiel einer Motor- und Getriebemotormessung werden Einzelverluste ermittelt und die daraus resultierenden Verlustunsicherheiten, basierend auf Messungen, Fertigung und Modell, diskutiert.

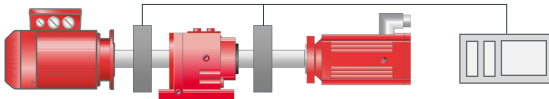
5.1 Methodik zum Messen von Wirkungsgradmatrizen

Das Ziel der Messung von Wirkungsgradmatrizen besteht darin, Daten zu generieren, die den Abgleich von Messungen mit Motor- und Getriebemodellen ermöglichen. Verlustkennfelder für Getriebe und Motoren können auf Prüfständen ermittelt werden, wobei verschiedene Messaufbauten zum Einsatz kommen. Mögliche Messaufbauten sind in Abb. 5.1 dargestellt. Motoren können gemäß Abb. 5.1 (a) direkt mit einer Lastmaschine verbunden werden. Die mechanische Leistung wird über eine Drehmomentmesswelle und die elektrische Leistung über einen Leistungsmesser erfasst.

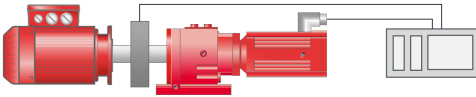
Bei der Messung von Sologetrieben werden gemäß Abb. 5.1 (b) zwei Lastmaschinen eingesetzt. Die aufgenommene mechanische Leistung wird sowohl auf der Ein- als auch auf der Abtriebsseite gemessen. Aufgrund der Drehmomentmessung zwischen dem Prüfling und der eintriebsseitigen Lastmaschine müssen gegebenenfalls Adaptionsteile gefertigt werden. Dies entfällt bei der Messung eines Getriebemotors nach Abb. 5.1 (c). Bei diesem Messaufbau wird die Aufteilung der Verluste in Getriebe- und Motorkomponenten erschwert, da der drehzahlabhängige Verlustanteil nicht eindeutig zugeordnet werden kann. Sind die Verluste einer Einzelkomponente bereits bekannt, kann durch Differenzbildung auf den Anteil der anderen Komponente geschlossen werden.



(a) Prüfaufbau zur Messung eines Solomotors bestehend aus Lastmaschine, Drehmomentmesswelle, Prüfling und Leistungsmesser.



(b) Prüfaufbau zur Messung eines Sologetriebes bestehend aus zwei Lastmaschinen, zwei Drehmomentmesswellen, dem Prüfling und Leistungsmesser.



(c) Prüfaufbau zur Messung eines Getriebemotors bestehend aus Lastmaschine, Drehmomentmesswelle, Prüfling und Leistungsmesser.

Abbildung 5.1: Prüfaufbauten für die Messung von Verlustkennfeldern mit Angabe der Komponenten.

Die Verluste von Getrieben und Motoren sind vom Betriebspunkt abhängig, der durch Drehmoment und Drehzahl definiert wird, sowie von den jeweiligen Komponententemperaturen. Für den Abgleich zwischen Rechnung und Messung von Maschinen müssen diese Parameter bekannt sein. Drehmoment und Drehzahl sind direkte Messgrößen, während Temperaturen nur bei vorhandenen Temperatursensoren gemessen werden können. Bei Komponenten wie der Motorwicklung oder dem Rotor sollten diese Sensoren idealerweise bereits während der Fertigung eingebaut werden. Dies ist jedoch mit erhöhtem Aufwand verbunden und bei lagerhaltigen Maschinen schwer realisierbar. Wicklungstemperaturfühler sind bei den meisten Motorherstellern zumindest optional erhältlich, geben jedoch je nach Einbauposition nicht die mittlere Temperatur der Wicklung wieder. Für die Aufteilung gemessener Verluste ist die mittlere Wicklungstemperatur aufgrund der Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands essentiell. Diese wird in dieser Arbeit daher über eine Abkühlkurve bestimmt, bei der der Widerstand zum Abschaltzeitpunkt aus dem zeitlichen Widerstandsverlauf nach dem Abschalten extrapoliert wird.

Aus zeitlichen Gründen kann diese Methode beim Messen von Wirkungsgradmatrizen nicht nach jedem Lastpunkt angewendet werden. Für die Messung von Motoren ohne Temperaturfühler eignet sich stattdessen die Messmethodik, die bereits in [E2] veröffentlicht wurde. Dabei werden die Lastpunkte so angefahren, dass die Temperaturen in Rotor und Stator während der Messung von Wirkungsgradmatrizen nahezu konstant bleiben. Dieses Verfahren wird mit der Bestimmung der Wicklungstemperatur über eine Abkühlkurve sowie der Bestimmung der Magnettemperatur über die Polradspannung kombiniert.

5.1.1 Bestimmung der Magnettemperatur

Die Ermittlung der Magnettemperatur ist ein wichtiger Aspekt für die Charakterisierung der Maschineneigenschaften. Diese kann punktuell über an den Magneten angebrachte Temperatursensoren gemessen werden. Das Sensorsignal wird dabei berührungslos oder mittels Schleifringen vom drehenden Rotor an die Auswerteeinheit übertragen. Das Anbringen der Sensoren erfordert einen speziellen Rotor, um Sensorik und Signalübertragungseinheiten zu befestigen. Auch Methoden ohne Sensoren sind geeignet, um die Magnettemperatur zu ermitteln [75]. Dabei wird der Temperatureinfluss auf die Remanenz der Permanentmagnete B_R ausgenutzt:

$$B_R = B_{R,20} \cdot (1 + \alpha_{\text{Mag}} \cdot (\vartheta_{\text{Mag}} - 20^\circ\text{C})), \quad (5.1)$$

mit der Remanenz bei Raumtemperatur $B_{R,20}$ und dem Temperaturkoeffizienten des Permanentmagneten α_{Mag} . Die Remanenz steht wiederum in direktem Zusammenhang mit der Permanentmagnetflussverkettung Ψ_{PM} :

$$\Psi_{\text{PM}} = f(B_{\text{R}}). \quad (5.2)$$

Eine Änderung der Magnettemperatur beeinflusst direkt die Verkettung des Permanentmagnetflusses. Ebenso lässt sich aus der Veränderung der Permanentmagnetflussverkettung die Änderung der Magnettemperatur ableiten.

Der Temperaturkoeffizient α_{PM} von Ψ_{PM} kann über FEM-Rechnungen oder Messungen bestimmt werden. Bei einer experimentellen Bestimmung des Temperaturkoeffizienten wird der Motor in einem Ofen auf unterschiedliche Temperaturen erwärmt und jeweils Ψ_{PM} gemessen. Mit dieser Methodik ergeben sich Wertepaare von bekannten mittleren Magnettemperaturen und zugehörigen Ψ_{PM} . Ein Vergleich mit FEM-Rechnungen in Abb. 5.2 zeigt für den Temperaturgradienten der Permanentmagnetflussverkettung α_{PM} einen geringeren Temperatureinfluss als der des Magnetmaterials mit $\alpha_{\text{Mag}} = -0,11 \text{ \%}/\text{K}$. Der geringere Wert kann auf den Sättigungseinfluss im Eisenkreis zurückgeführt werden. In durchgeführten FEM-Rechnungen ist dieser Einfluss berücksichtigt, weshalb Ergebnisse von Rechnung und Messung für α_{PM} eine sehr gute Übereinstimmung zeigen.

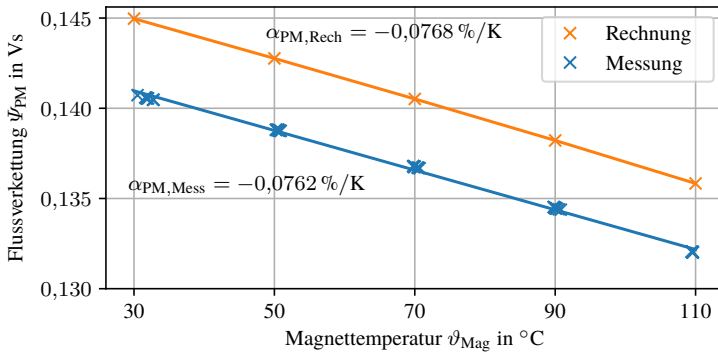


Abbildung 5.2: Ψ_{PM} aus Messung und Rechnung mit zugehörigem linearem Trend.

5.1.2 Methode der Ausgleichspunkte

Bei der Bestimmung von Wirkungsgradmatrizen nach [E2] wird der Antrieb mit Bemessungsdrehmoment und Bemessungsdrehzahl betrieben, bis die thermische Beharrung erreicht ist. Anschließend werden sukzessive alle Betriebspunkte angefahren und die jeweiligen Verlustleistungen gemessen. Durch unterschiedliche Verluste der Betriebspunkte kommt es nach Gleichung (3.18) zu einem Temperaturgradienten. Dieser kann Näherungsweise über die Änderung $\Delta \mathbf{P}$ des Verlustleistungsvektors angenähert werden:

$$\frac{d}{dt} \boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{C}^{-1} \cdot \Delta \mathbf{P}. \quad (5.3)$$

Die minimale Temperaturänderung $\Delta \boldsymbol{\vartheta}_{\min}$ während der Messung eines Lastpunktes ergibt sich aus der Messzeit t_{Mess} und der Temperaturänderung nach Gleichung (5.3):

$$\Delta \boldsymbol{\vartheta}_{\min} = t_{\text{Mess}} \cdot \mathbf{C}^{-1} \cdot \Delta \mathbf{P}. \quad (5.4)$$

Bei vorgegebenen Messpunkten ist somit nur die Zeit, in der der Lastpunkt angefahren wird, eine Einflussgröße auf die Temperaturänderung. Je mehr Lastpunkte, deren Verluste über dem Beharrungspunkt liegen, hintereinander angefahren werden, desto stärker driftet die Temperatur ab. In der IEC TS 60034-2-3:2014 [76] wird deshalb eine schnelle Abfolge der Messpunkte gefordert und von 15 s als gutem Praxiswert berichtet.

Alternativ kann durch Anfahren eines Ausgleichspunktes der Temperaturdrift korrigiert werden. Bedingung hierfür ist, dass die Verluste des Bemessungspunktes P_{NP} denen des zeitlichen Mittelwerts von Lastpunkt P_{LP} und Ausgleichspunkt P_{AP} entsprechen:

$$P_{\text{NP}} = \frac{1}{t_{\text{LP}} + t_{\text{AP}}} \cdot (t_{\text{LP}} \cdot P_{\text{LP}} + t_{\text{AP}} \cdot P_{\text{AP}}). \quad (5.5)$$

Gleichung (5.5) ist auch auf die jeweiligen Einzelverluste übertragbar. Bei den Stromwärmeverlusten ergibt sich damit in Kombination mit der Verlustabhängigkeit des Stroms ($P_{\text{Cu}} \propto I^2$) eine Bedingung für den Strom des Ausgleichspunktes:

$$I_{\text{AP}} = \sqrt{\frac{(t_{\text{LP}} + t_{\text{AP}}) I_{\text{NP}}^2 - t_{\text{LP}} I_{\text{LP}}^2}{t_{\text{AP}}}}. \quad (5.6)$$

Ein äquivalenter Ansatz ist für drehzahlabhängige Verluste P_n möglich. Diese sind in der Regel Eisen-, Magnet- und Reibungsverluste. Mit dem Ansatz $P_n \propto n^c$ ergibt sich:

$$n_{AP} = \sqrt{\frac{(t_{LP} + t_{AP}) n_{NP}^c - t_{LP} n_{LP}^c}{t_{AP}}}. \quad (5.7)$$

Der sich einstellende Ausgleichspunkt kann mithilfe der Gleichungen (5.6) und (5.7) abhängig von t_{LP} und t_{AP} bestimmt werden. Die Dauer einer Messung ergibt sich aus der Anzahl an Messpunkten und der Messdauer von Ausgleichs- sowie Lastpunkten. Die kleinstmögliche Zeit des Ausgleichspunkts t_{AP} ist abhängig von minimal und maximal möglicher Drehzahl und Strom (n_{\min} , n_{\max} , I_{\min} , I_{\max}), der Messzeit t_{LP} und einer unteren Zeitschranke $t_{AP,\min}$:

$$t_{AP} = t_{LP} \cdot \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{t_{AP,\min}}{t_{LP}}, \\ \frac{I_{NP}^2 - I_{LP}^2}{I_{\max}^2 - I_{NP}^2}, \\ \frac{I_{LP}^2 - I_{NP}^2}{I_{NP}^2 - I_{\min}^2}, \\ \frac{n_{NP}^c - n_{LP}^c}{n_{\max}^c - n_{NP}^c}, \\ \frac{n_{LP}^c - n_{NP}^c}{n_{NP}^c - n_{\min}^c} \end{array} \right\}. \quad (5.8)$$

Werden Last- und Ausgleichspunkt angefahren ergibt sich entsprechend Abb. 5.3 (a) eine gegenüber dem Startwert unterschiedliche Mittelwerttemperatur. Dieser Effekt kann durch Aufteilen des Ausgleichpunktes wie in Abb. 5.3 (b) kompensiert werden. Das hälftige Anfahren vor und nach dem Lastpunkt führt im Mittel zu einer Temperatur die dem Startwert entspricht.

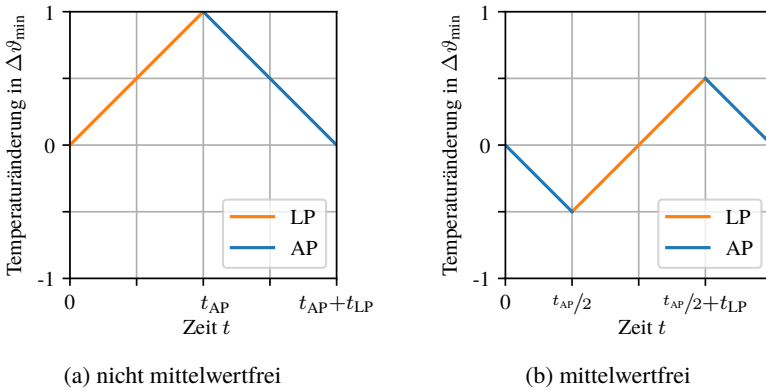


Abbildung 5.3: Einfluss des Messablaufs auf die Temperaturänderung gegenüber der Ausgangstemperatur: (a) Ausgleichspunkt nach dem Lastpunkt, (b) Ausgleichspunkt hälftig vor und nach dem Lastpunkt.

5.1.3 Messablauf

Messprozesse und Abläufe werden in der Regel standardisiert. Einerseits kann dadurch eine gewisse Automatisierung erreicht, andererseits die Reproduzierbarkeit von Ergebnissen gewährleistet werden. Die Messung von Wirkungsgradmatrizen ist in mehrere Phasen aufgeteilt. Eine Übersicht der einzelnen Schritte ist in Abb. 5.4 gegeben. Der Messablauf teilt sich in die Phasen Initialisieren, Erwärmungslauf, Wirkungsgradmatrix und Polradspannung warm auf.

Ein beispielhafter Verlauf von Drehzahl, Drehmoment und Wicklungstemperatur während der Messung einer Wirkungsgradmatrix mit je 10 Diskretisierungen in Drehmoment und Drehzahl ist in Abb. 5.5 dargestellt. Von den vier Messphasen sind bis auf das Initialisieren alle Phasen abgebildet. Das Initialisieren nimmt bezogen auf die gesamte Messdauer eine sehr kurze Zeit ein und ist deshalb in der Abbildung nicht eingezeichnet. Der dargestellte Messablauf beinhaltet einzelne Elemente wie Abkühlkurven oder die Bestimmung des Drehmoment-Offset auf die ggf. verzichtet werden kann. Dadurch kann die Messdauer deutlich beschleunigt werden. In der folgenden Beschreibung des Messablaufs sind die einzelnen Messungen enthalten.

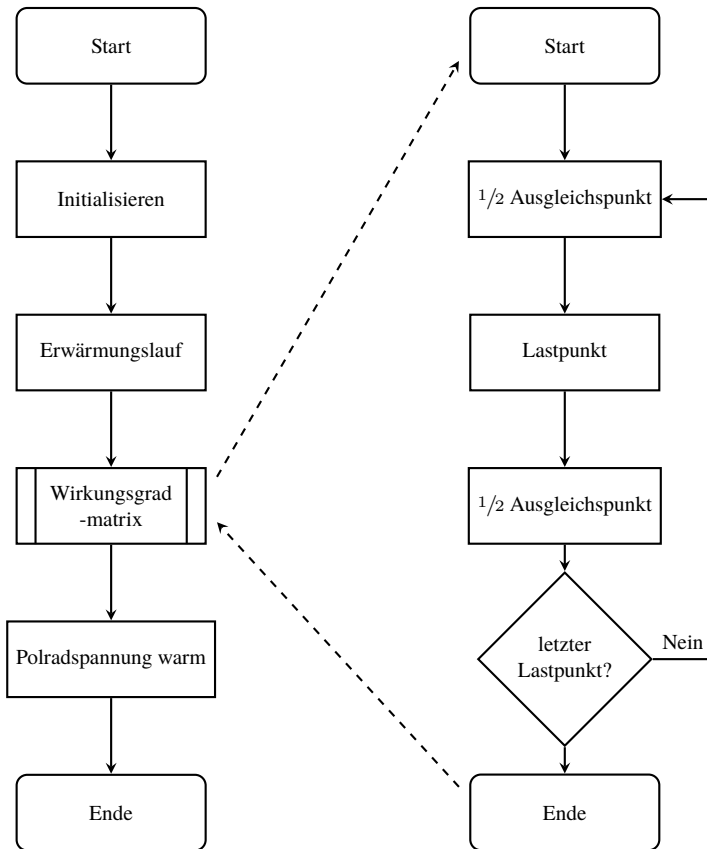
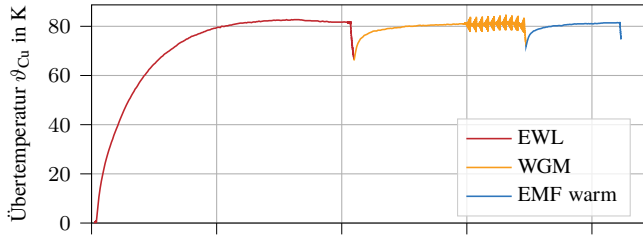


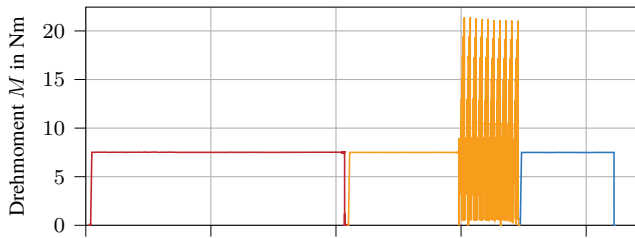
Abbildung 5.4: Ablaufdiagramm für die Messung einer Wirkungsgradmatrix.

Initialisieren

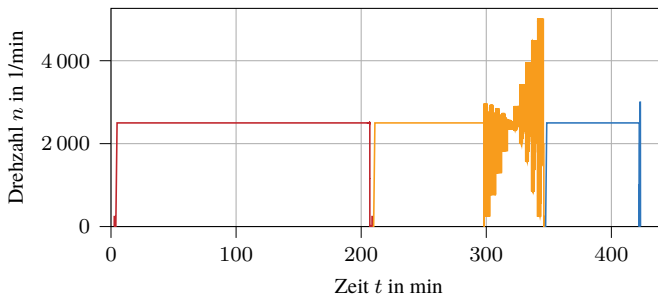
Während der ersten Messphase werden Basiseigenschaften von Prüfling und Messaufbau ermittelt. Gemessene Prüflingeigenschaften sind Widerstand und Polradspannung. Diese werden bei kaltem Motor (Raumtemperatur) ermittelt und in Kombination mit Messwerten bei warmem Motor zur Ermittlung von Wicklungs- und Magnettemperaturen herangezogen. Der Widerstand kann durch eingepreßten Strom und gemessene Spannung bestimmt werden. Es bietet sich



(a) Übertemperatur Kupfer



(b) Drehmoment



(c) Drehzahl

Abbildung 5.5: Verlauf der Wicklungsübertemperatur, des Drehmoments und der Drehzahl während der Messphasen: Erwärmungslauf (EWL), Wirkungsgradmatrix (WGM) und Polradspannung warm (EMF warm).

hierbei die Vierleiter-Messmethodik für erhöhte Genauigkeiten an [77]. Die induzierte Spannung $U_{\text{EMF,LL}}$ wird über eine durch die Last eingeprägte konstante Drehzahl bestimmt. Sie ist umgekehrt proportional zur Permanentmagnetflussverkettung Ψ_{PM} :

$$\Psi_{\text{PM}} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \frac{U_{\text{EMF,LL}}}{\omega_{\text{el}}}. \quad (5.9)$$

Anschließend wird der initiale Offset des Drehmoments ermittelt mit welchem die Drehmomentmesswelle vor der eigentlichen Messung genullt wird. Hierzu wird der Prüfling durch die Lastmaschine unbelastet langsam eine mechanische Umdrehung nach links und rechts gedreht. Mit Hilfe des mittleren Drehmoments während der Messung erfolgt die Korrektur des Drehmoments.

Erwärmungslauf

Im Erwärmungslauf wird die stationäre Nenntemperatur der Maschine angefahren. Bei konstanten Randbedingungen wie Umgebungstemperatur und Belastung nähert sie sich dabei asymptotisch dem Beharrungszustand an. Die Erwärmungsphase kann beendet werden sobald die Temperaturänderung $d\vartheta/dt < 1 \text{ K}/30 \text{ min}$ ist [70]. In der Regel sind hierfür mehrere thermische Zeitkonstanten notwendig, weshalb je nach Maschinengröße und Ausführung mehrere Stunden benötigt werden. Schnellere Erwärmungen sind durch das Anfahren verlustreicherer Punkte während der Erwärmungsphase möglich [S1]. Über ein vorhandenes oder während der Messung zu parametrierendes Temperatur- und Verlustmodell wird dabei der Motor auf seine zu erwartende Endtemperatur geregelt. Ist das Beharrungskriterium erreicht, wird die mittlere Wicklungstemperatur über eine Abkühlkurve bestimmt. Hierbei wird nach Abschalten der Wicklungswiderstand gemessen, und in Abhängigkeit der Zeit aufgezeichnet. Durch Extrapolation auf den Abschaltzeitpunkt wird der warme Wicklungswiderstand bestimmt. Zusammen mit dem Kaltwiderstand und Temperaturkoeffizient der Wicklung α_{Cu} wird die Temperatur der warmen Wicklung $R_{1,\text{warm}}$ berechnet:

$$\vartheta_{\text{Cu}} = 20^\circ\text{C} + \frac{1}{\alpha_{\text{Cu}}} \cdot \left(\frac{R_{1,\text{warm}}}{R_{1,20^\circ\text{C}}} - 1 \right). \quad (5.10)$$

Der Temperaturanstieg des Motors überträgt sich abhängig von Motor und Prüfaufbau auch teilweise an die Drehmomentmesswelle. Durch deren Temperaturänderung kann es wiederum zu Messunsicherheiten des Drehmoments kommen. Eine erneute Messung des Drehmomentoffsets erlaubt es einen Teil des dadurch entstehenden Fehlers aus den Messwerten herauszurechnen.

Wirkungsgradmatrix

Aufgrund der zuvor durchgeführten Messungen befindet sich die Temperatur unterhalb der Beharrungstemperatur. Durch ein Nacherwärmen, einem erneuten Erwärmungslauf, wird die Temperatur wieder erhöht. Ist das Beharrungskriterium erreicht, werden sukzessive alle Ausgleichs- und Lastpunkte angefahren. Der Ablauf für jeden Lastpunkt orientiert sich dabei am Subprozess in Abb. 5.4. Die nach Abschnitt 5.1.2 ermittelten Ausgleichspunkte werden hierbei vor und nach dem eigentlichen Lastpunkt angefahren. Sind alle Lastpunkte gemessen, wird erneut der Offset des Drehmoments bestimmt.

Polradspannung warm

Mit dem Ansatz aus Abschnitt 5.1.1 kann über die Polradspannung bei kalter und warmer Maschine die mittlere Temperaturerhöhung der Magnete bestimmt werden. Hierzu wird der Motor erneut nacherwärmt und anschließend die induzierte Spannung bei warmer Maschine gemessen. Analog zur Bestimmung der Wicklungstemperatur nach Gleichung (5.10) ergibt sich für die Magnettemperatur:

$$\vartheta_{\text{Mag}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} + \frac{1}{\alpha_{\text{PM}}} \cdot \left(\frac{\Psi_{\text{PM,warm}}}{\Psi_{\text{PM},20 \text{ }^{\circ}\text{C}}} - 1 \right), \quad (5.11)$$

mit dem Temperaturkoeffizienten der Permanentmagnetflussverkettung α_{PM} .

5.2 Messauswertung Solomotor

Ziel der Messauswertung ist die Bestimmung der Systemeigenschaften basierend auf Messdaten. Hierzu wird unter anderem die Wicklungstemperatur aus einer Auswertung der Abkühlkurve und die Magnettemperatur aus der induzierten Spannung bestimmt. Sonstige elektrische, mechanische und thermische Messgrößen werden durch Auswertung der Wirkungsgradmatrix ermittelt. Aus ihnen können wiederum weitere Kenngrößen abgeleitet und als Eingangsdaten in weiteren Berechnungen einfließen. Von Interesse sind deshalb neben einzelnen Verlustkomponenten auch auftretende Messunsicherheiten, da sich diese durch die Berechnungskette übertragen.

Ein weiteres Ziel der Messauswertung besteht im Vergleich sowie dem möglichen Abgleich der jeweiligen Verlustmodelle. Im Abgleich werden physikalische Modelle optimiert und eine bessere Abbildung realer Bedingungen erreicht. Der

Vergleich ermittelt Unterschiede zwischen Modell und Messung. Hieraus bestimmt sich die modellbasierte Unsicherheit.

5.2.1 Bestimmung der Einzelverluste

Verluste von Motoren werden mit Messaufbauten nach Abb. 5.1 (a) ermittelt. Über eine direkte Messung werden elektrische Eingangsleistung P_{el} , deren Grundschiwingung $^1P_{el}$ sowie Drehmoment und Drehzahl bestimmt. Der Grundschiwingungsanteil wird in Leistungsmessern über eine Fourieranalyse der Eingangsleistung berechnet. Die Grundfrequenz wird hierbei entweder extern vorgegeben oder über Abstände der Nulldurchgänge von Strom oder Spannung ermittelt [D9]. Die Gesamtverluste des Antriebs P_L ergeben sich aus der Differenz zwischen mechanischer und elektrischer Leistung:

$$P_L = P_{el} - M \cdot \Omega. \quad (5.12)$$

Oberschwiungsverluste P_{LHL} , welche insbesondere durch die PWM-Taktung des Umrichters bedingt sind, werden direkt aus der elektrischen Leistung und ihrem Grundschiwingungsanteil bestimmt:

$$P_{LHL} = P_{el} - ^1P_{el}. \quad (5.13)$$

Mit Gleichung (5.12) ermittelte Verluste sind abhängig von dem durch Drehmoment und Drehzahl bestimmten Betriebspunkt sowie den Temperaturen einzelner Komponenten. Zur Veranschaulichung der Zusammenhänge sind aus der Messung in Abb. 5.5 die Gesamtverluste in Abb. 5.6 und der Wirkungsgrad in Abb. 5.7 dargestellt.

Die Verluste steigen bei Motoren und Getrieben sowohl mit dem Drehmoment als auch mit der Drehzahl an. Eine Zerlegung der gemessenen Gesamtverluste in einzelne Verlustkomponenten ist nur begrenzt möglich.

Bei sehr geringen Drehzahlen dominieren die Stromwärmeverluste des Motors. Diese berechnen sich nach Gleichung (4.28) aus dem in der Messung aufgezeichneten Strom und der Wicklungstemperatur. Die Stromwärmeverluste des gemessenen Motors sind, wie in Abb. 5.8 dargestellt, hauptsächlich abhängig vom Drehmoment.

Der Anstieg über der Drehzahl erfolgt unter anderem durch das mit der Drehzahl steigende Reibmoment oder erhöhten Strom bei gleichem Drehmoment in Folge von Feldschwächung. Mit der Drehzahl, infolge der größer werdenden Spannung, steigen die harmonischen Verluste an. In Abb. 5.9 sind diese nicht für die kleinste

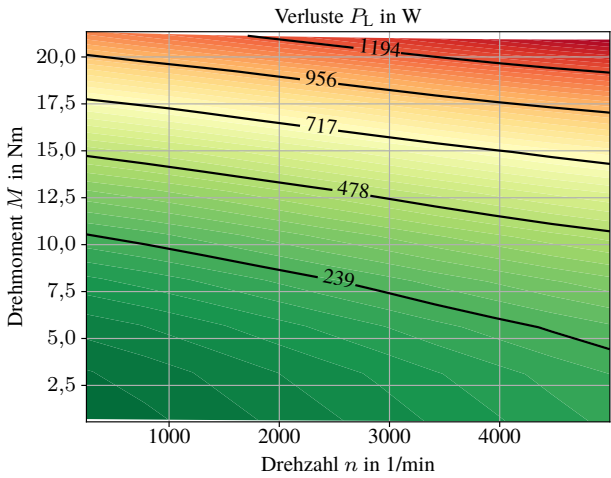


Abbildung 5.6: Kennfeld der Gesamtverluste P_L aus der Solomotormessung.

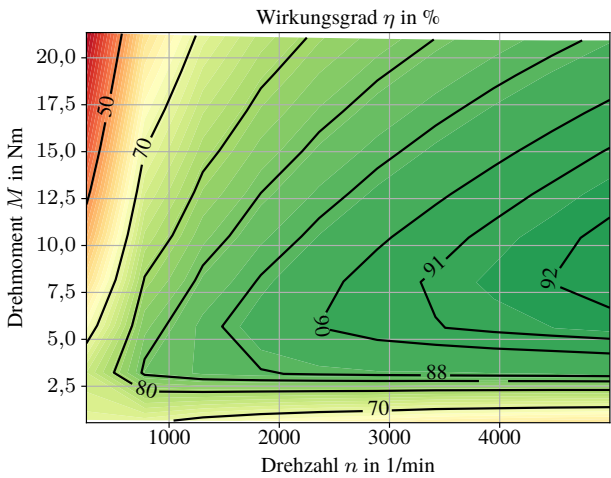


Abbildung 5.7: Kennfeld des Wirkungsgrads η aus der Solomotormessung.

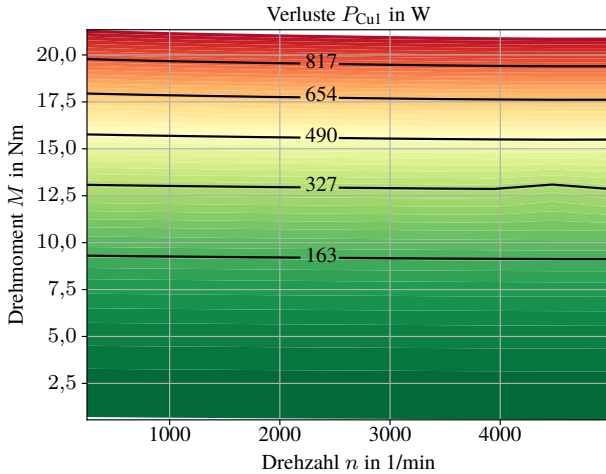


Abbildung 5.8: Kennfeld der Stromwärmeverluste P_{CuI} aus der Solomotormessung.

gemessene Drehzahl dargestellt, da Schwierigkeiten in deren Bestimmung mit der zur Verfügung stehenden Messtechnik bestehen.

Werden von den Gesamtverlusten die bekannten Stromwärmeverluste P_{CuI} und umrichterbedingten Verluste P_{LHL} abgezogen, ergeben sich die drehzahlabhängigen Verluste P_n :

$$P_n = P_L - P_{CuI} - P_{LHL}. \quad (5.14)$$

In Ihnen sind Eisenverluste P_{Fe} , Magnetverluste P_{Mag} und Reibungsverluste P_{fw} enthalten. Sie steigen wie beim gemessenen Motor in Abb. 5.10 mit Drehzahl und Drehmoment an. Eine weitere Auftrennung der drehzahlabhängigen Verluste ist ohne Eingriff in den Motoraufbau in der Messung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen nicht möglich [39].

5.2.2 Messunsicherheit

Messungen sind in einem gewissen Maß ungenau und können die Realität nicht exakt abbilden. Exakte Messwerte sind jedoch insbesondere für die Wirkungs-

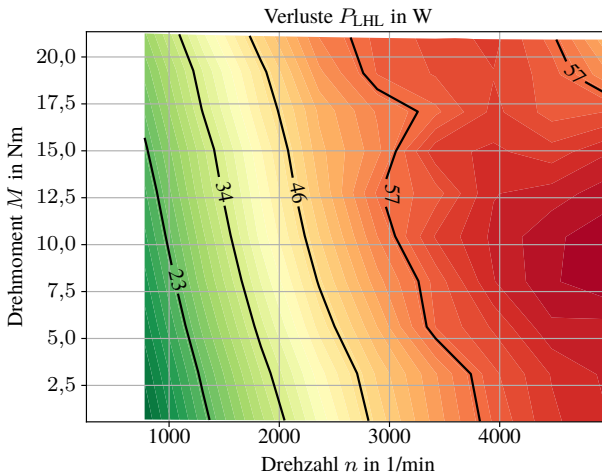


Abbildung 5.9: Kennfeld umrichterbedingter Verluste P_{LHL} der Solomotormessung.

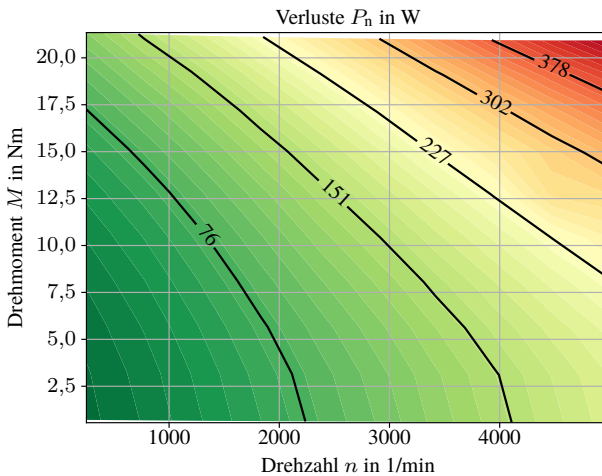


Abbildung 5.10: Kennfeld drehzahlabhängiger Verluste P_n der Solomotormessung.

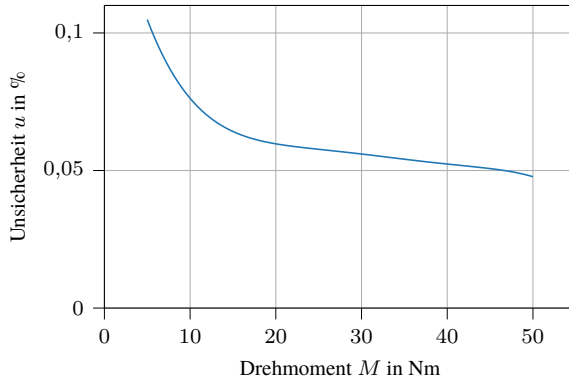


Abbildung 5.11: Messunsicherheit der verwendeten 50 Nm Messwelle, Quelle: Kalibrierprotokoll.

gradbewertung von Interesse. Betrachtungen von Unsicherheiten müssen deshalb für die Bewertung von Messverfahren herangezogen werden [40]. Auftretende Messfehler sind eine Überlagerung systematischer und zufälliger Fehler [78]. Bei der Messung von Motoren werden für jeden Betriebspunkt mehrere Messpunkte aufgezeichnet. Mit genügend Messpunkten kann durch Mittelwertbildung der stochastische Fehler in den Messergebnissen beseitigt werden. Der verbleibende systematische Fehler ergibt sich durch Überlagerung der Messunsicherheit in der Messung beteiligter Messgeräte. So können in den Messaufbauten nach Abb. 5.1 Unsicherheiten in Messwerten von Drehmomentmesswelle, Stromwandler, Leistungsmesser, und Drehzahlerfassung auftreten. Jeweilige Unsicherheiten können von Umgebungsbedingungen wie Temperatur und Luftdruck sowie vom Messbereich abhängig sein. Für die in den Messungen verwendete Drehmomentmesswelle ist in Abb. 5.11 die relative Messunsicherheit dargestellt. Hin zu kleinen Messwerten steigt der relative Fehler typischerweise an. Für geringe Unsicherheiten der Messergebnisse muss die Messwelle bei größeren Drehmomenten betrieben werden.

Werte für Messunsicherheiten sind üblicherweise in den Datenblättern der Messgeräte zu finden, wie beispielsweise im Datenblatt des verwendeten Leistungsmessers [D9]. Ergänzend können Kalibrierprotokolle der Messgeräte herangezogen werden. Diese bestätigen oft niedrigere Werte als in den Datenblättern angegeben. Zu beachten ist, dass Kalibrierungen bei definierten Umgebungsbe-

dingungen durchgeführt werden. Eventuelle Zuschläge für andere Umgebungstemperaturen oder Luftfeuchtigkeiten sind gesondert zu berücksichtigen. Wenn die Unsicherheit einer aus Messgrößen berechneten Größe von Interesse ist, wird die Gesamtunsicherheit u_c aus der Berechnungsfunktion f und der Unsicherheit u_i jeder Messgröße x_i [79] berechnet:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u_i^2}. \quad (5.15)$$

Übertragen auf die direkte Messung einer PSM gemäß Abb. 5.1 (a) ergibt sich durch Einsetzen von Gleichung (5.12) in Gleichung (5.15) die Gesamtunsicherheit der Motorverluste u_c aus der Unsicherheit des Drehmoments, der Drehzahl und der elektrischen Leistung:

$$u_c^2 = \left(\frac{\partial P_L}{\partial M} u_M \right)^2 + \left(\frac{\partial P_L}{\partial \Omega} u_\Omega \right)^2 + \left(\frac{\partial P_L}{\partial P_{el}} u_{P_{el}} \right)^2. \quad (5.16)$$

Sind die Unsicherheiten und ihre Abhängigkeiten bekannt, kann die Messunsicherheit für eine Messung bestimmt werden. Bei der Unsicherheitsbetrachtung über den gesamten Motorbetriebsbereich zeigt sich eine Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment. Die Unsicherheiten sind für einzelne Verlustarten unterschiedlich. Für die drehzahlabhängigen Verluste und die Gesamtverluste ergeben sich die Verläufe aus Abb. 5.12 und Abb. 5.13. Die relative Unsicherheit der drehzahlabhängigen Verluste nimmt mit steigender Drehzahl ab, während sie mit zunehmendem Drehmoment zunimmt. Besonders hohe Werte treten vor allem bei kleinen Absolutwerten auf. Dies zeigt sich auch in der Gesamtunsicherheit, die stets geringer ist als die der drehzahlabhängigen Verluste. Zurückzuführen ist dies auf die im Vergleich größeren Stromwärmeverluste. Bei den Gesamtverlusten korreliert die Unsicherheit mit dem Wirkungsgrad. Dies verdeutlicht die Problematik einer direkten Wirkungsgradmessung: Die Gesamtverluste ergeben sich aus der Differenz zwischen elektrischer und mechanischer Leistung, weshalb die Unsicherheit bei kleinen Differenzen und damit hohen Wirkungsgraden zunimmt.

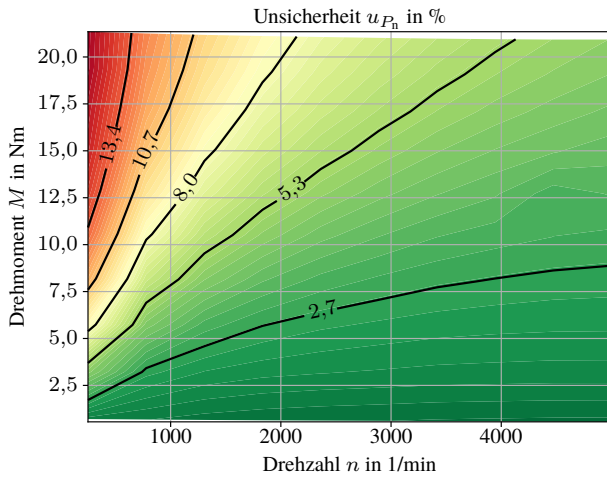


Abbildung 5.12: Berechnete relative Unsicherheit drehzahlabh. Motorverluste u_{P_n} .

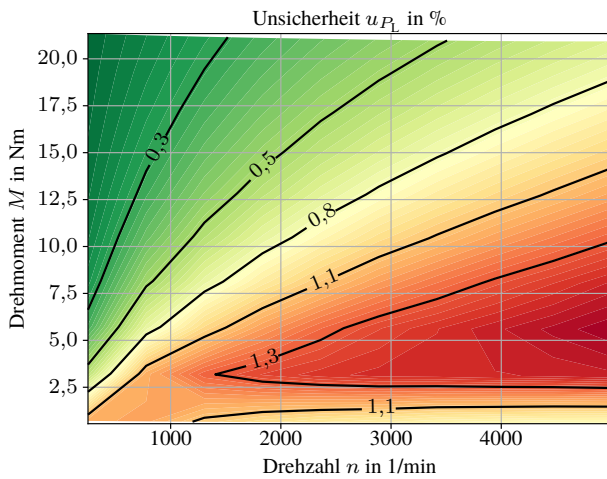


Abbildung 5.13: Berechnete relative Unsicherheit der Motorgesamtverluste u_{P_L} .

5.3 Messauswertung Getriebemotor

Die Messung von Getriebemotoren mit Prüfaufbauten nach Abb. 5.1 (c) verläuft analog zum Vorgehen des Solomotors. Verluste können wie in Abschnitt 5.2 in Stromwärmeverluste P_{CuI} , umrichterbedingte Verluste P_{LHL} und drehzahlabhängige Verluste P_{n} aufgeteilt werden. Dem Motor eindeutig zuordenbar sind P_{Cu} und P_{LHL} . Drehzahlabhängige Verluste fallen in beiden Komponenten an. Eine direkte Aufteilung aus der Messung heraus ist nicht möglich. Sowohl Getriebe als auch Motor weisen zur Drehzahl proportionale Abhängigkeiten auf. Indirekt können Getriebeverluste $P_{\text{n,Getriebe}}$ unter Zuhilfenahme von Ergebnissen aus Solomotormessungen bestimmt werden:

$$\begin{aligned} P_{\text{n,Getriebe}} &= P_{\text{L}} - P_{\text{CuI}} - P_{\text{LHL}} - P_{\text{n,Motor}} \\ &= P_{\text{n}} - P_{\text{n,Motor}}. \end{aligned} \quad (5.17)$$

Die in Gleichung (5.17) verwendeten Motorverluste sind idealerweise direkt gemessene Werte. Alternativ kann ein Motormodell zur Berechnung herangezogen werden. Abbildung 5.14 zeigt ausgewertete Getriebeverluste. Diese steigen erwartungsgemäß mit der Drehzahl und dem Drehmoment an. Der zugehörige Wirkungsgrad in Abb. 5.15 wird hin zu kleinen Drehzahlen und hohen Drehmomenten maximal.

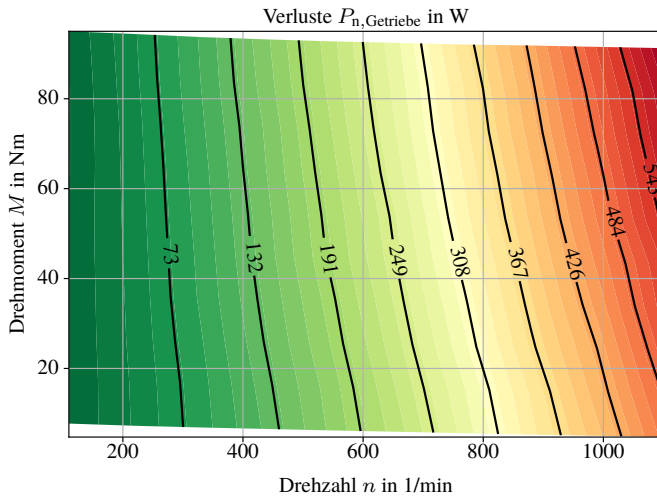


Abbildung 5.14: Kennfeld der Getriebeverluste $P_{n,\text{Getriebe}}$ aus der Getriebemotormessung.

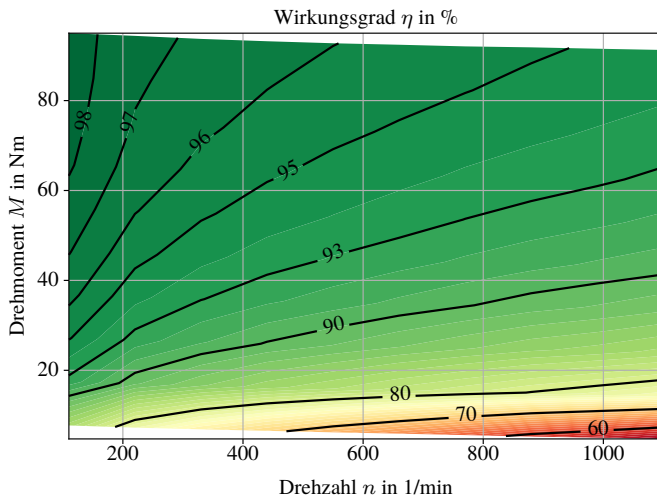


Abbildung 5.15: Kennfeld der Getriebewirkungsgrads aus der Getriebemotormessung.

5.3.1 Messunsicherheit

Die Messunsicherheit der Getriebeverluste kann durch Einsetzen von Gleichung (5.17) in Gleichung (5.15) bestimmt werden. Die Unsicherheit der in ihrer Berechnung verwendeten drehzahlabhängigen Motorverluste beeinflusst die Größenordnung der Unsicherheit der Getriebeverluste. Unterschiede ergeben sich insbesondere, wenn drehzahlabhängige Motorverluste aus einem Motormodell verwendet werden. In diesem Fall gehen mögliche Modellfehler in die Gesamtunsicherheit mit ein. Die Unsicherheit der aus einer Getriebemotormessung ermittelten Getriebeverluste ist in Abb. 5.16 dargestellt. In der Berechnung berücksichtigt ist der Modellfehler des Motors. Es ist zu erkennen, dass die Unsicherheit von kleinen Drehzahlen und Drehmomenten hin zu größeren Werten zunimmt. Bezogen auf die maximalen Getriebeverluste aus Abb. 5.14 bleibt die Unsicherheit kleiner als 2 %.

Werden Getriebeverluste direkt gemessen ergeben sich die Verluste aus der Differenz der ein- und ausgangsseitigen mechanischen Leistung P_{mech} :

$$P_{n,\text{Getriebe}} = P_{\text{mech,ein}} - P_{\text{mech,ab}} \quad (5.18)$$

Die Messunsicherheit der direkten Messung ergibt sich dann durch Einsetzen von Gleichung (5.18) in Gleichung (5.15).

Die Unsicherheit aus der direkten Messung steigt mit dem Produkt aus Drehmoment und Drehzahl, der mechanischen Leistung, an. Im Vergleich zu den aus der Getriebemotormessung ermittelten Unsicherheiten fällt diese im gesamten Kennfeld geringer aus. Kann die Bestimmung der Getriebeverluste ohne Motormodellfehler stattfinden, reduziert sich die Unsicherheit.

Es konnten keine niedrigeren Unsicherheitswerte als bei der direkten Messung erzielt werden. Daher wird empfohlen, die Getriebeverluste direkt zu messen. Falls dies nicht möglich ist, stellen Messungen an Getriebemotoren eine sinnvolle Alternative dar.

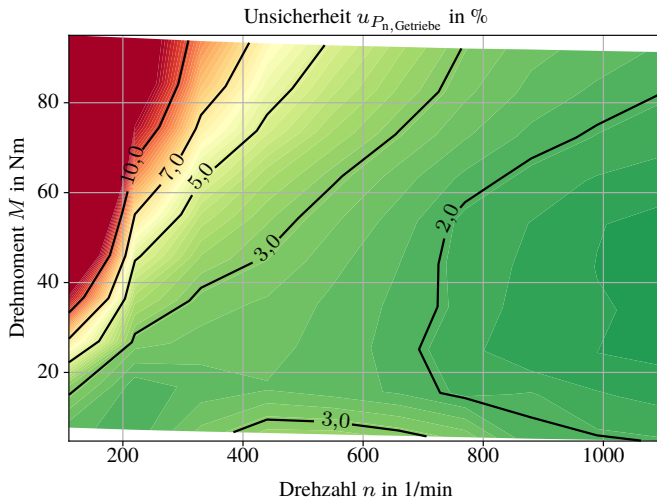


Abbildung 5.16: Unsicherheit der Getriebeverluste aus der Getriebemotormessung.

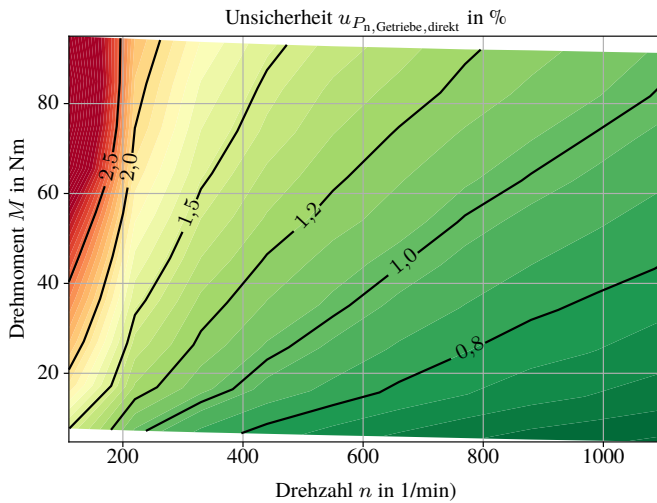


Abbildung 5.17: Unsicherheit der direkt gemessenen Getriebeverluste.

5.4 Modellfehler

Neben ungenauen Messwerten weisen auch Motor- und Getriebemodelle Abweichungen von der Realität auf. Modellfehler entstehen auf Basis unterschiedlicher Ursachen. Abgesehen von vereinfachten physikalischen Modellen sind fehlerhafte Materialparameter oder falsche Randbedingungen häufige Ursachen für Abweichungen. In der Praxis werden Unterschiede zwischen Messung und Modell durch Anpassen von Material- und Geometrieparametern reduziert [80]. Hierbei können gute Übereinstimmungen teilweise mit physikalisch unrealistischen Parametern erzielt werden, was wiederum auf eine unzulängliche Modellierungstiefe hindeutet.

Der Modellfehler ε_P ergibt sich durch Differenzbildung zwischen Mess- und Modellwerten:

$$\varepsilon_P = P_{\text{Mess}} - P_{\text{Modell}}. \quad (5.19)$$

Unter der Annahme einer Gleichverteilung kann die Unsicherheit des Modells definiert werden:

$$u_{\text{Modell}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot |\varepsilon_P|. \quad (5.20)$$

Aufgetragen über den Betriebsbereich des gemessenen Motors ergibt sich das in Abb. 5.18 dargestellte Kennfeld. Je nach Betriebsbereich sind die Unsicherheiten unterschiedlich groß.

Tendenziell steigen Unsicherheiten mit dem Drehmoment an. Dies korreliert mit steigenden Gesamtverlusten aufgrund dominierender Stromwärmeverluste.

Bei unsicheren Messwerten ist die Bestimmung des Modellfehlers nicht eindeutig möglich. In Abb. 5.19 sind hierzu beispielsweise die gemessenen Getriebeverluste, einschließlich ihrem 2σ -Band der Unsicherheit, über der Getriebeöltemperatur aufgetragen. Sämtliche Modellwerte liegen innerhalb des Bereichs möglicher Messergebnisse.

Die Abweichung von Modell- zu Nominalwert der Messung kann in diesem Fall entweder durch Messunsicherheiten oder Modellfehler zustande kommen. Eine genaue Auftrennung beider Effekte ist nicht möglich. Aufgrund der bekannten Messunsicherheit wird der restliche Fehler dem Modell zugeordnet. Dazu wird die modifizierte Modellunsicherheit u_{Modell}^* als minimale Differenz zwischen dem mit Unsicherheit behafteten Messwert und dem Modellwert verwendet:

$$u_{\text{Modell}}^* = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \min_{y \in [\pm k \cdot u_{\text{Mess}}]} |\varepsilon_P + y|. \quad (5.21)$$

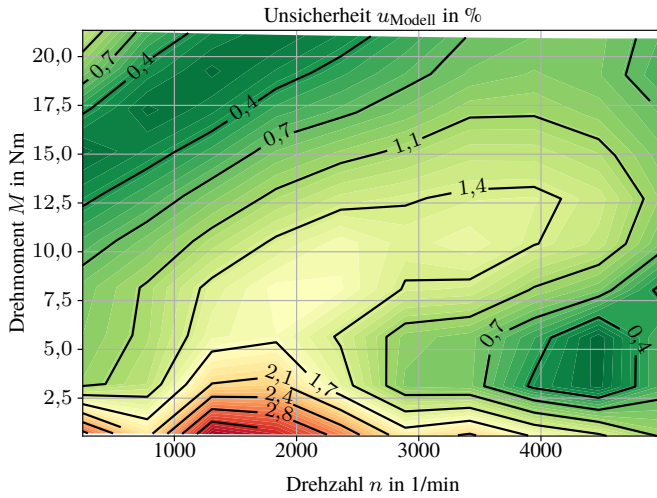


Abbildung 5.18: Unsicherheit u_{Modell} des Motormodells.

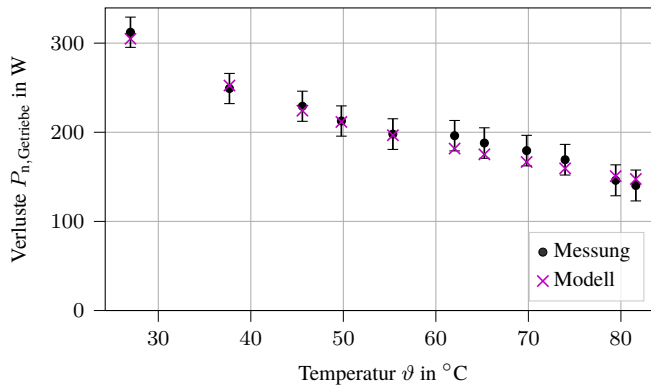


Abbildung 5.19: Mess- und Modelldaten der Getriebeverluste bei 550 1/min, 43,9 Nm.

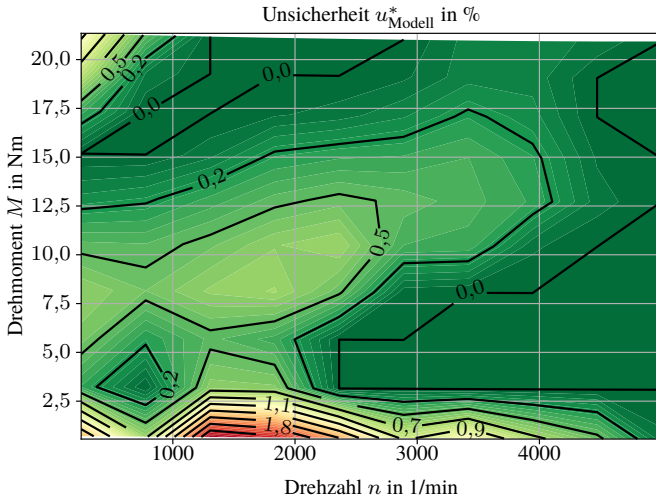


Abbildung 5.20: Modifizierte Unsicherheit u_{Modell}^* des Motormodells.

Wenn $k = 0$ gewählt wird, entspricht die modifizierte Modellunsicherheit der in Gleichung (5.20) definierten Modellunsicherheit. Bei Berücksichtigung des 2σ -Bandes der Messunsicherheit wird $k = 2$ angesetzt, wodurch sich die modifizierte Modellunsicherheit deutlich reduziert.

Die modifizierte Messunsicherheit eignet sich als Maß für die Modellgüte und sollte idealerweise den Wert Null erreichen. Sie muss stets im Zusammenhang mit der Messunsicherheit betrachtet werden, da diese einen direkten Einfluss auf die modifizierte Messunsicherheit hat.

Die für den getesteten Motor ermittelte modifizierte Modellunsicherheit in Abb. 5.20 ist in weiten Teilen nahe Null. Einzig bei kleinen Drehzahlen und großen Drehmomenten sowie generell bei kleinen Drehmomenten ergeben sich relevante Abweichungen zwischen Modell und Messung welche nicht einzig durch Messunsicherheiten abgedeckt werden können.

5.5 Fertigungsstreuung

Bei der Herstellung mehrerer baugleicher Produkte tritt in der Regel eine Streuung der Produkteigenschaften auf. Getriebemotoren weisen deshalb unter anderem ein Konfidenzintervall der Verluste für einen Arbeitspunkt auf. Ursachen dieser Streuung sind in den Rohmaterialien, dem Fertigungsprozess sowie der Montage zu finden.

Hersteller von Materialien weisen häufig eine Bandbreite der Materialeigenschaften, Mindestwerte oder typische Werte aus. Bei Magneten wird zum Beispiel für die Remanenz ein minimaler und maximaler Betrag angegeben [D10], bei Elektrobänder in der Regel typische Werte der Festigkeit [D11].

Exakte Materialeigenschaften schwanken bei diesen Materialien häufig, da diese vom exakten Mischverhältnis der Ausgangsmaterialien sowie den Prozessparametern in der Herstellung abhängen. Unterschiedliche Prozessparameter treten in allen Produktionsschritten beginnend mit der Herstellung von Rohmaterialien bis zum fertigen Produkt auf. Die Prozessparameter unterscheiden sich anlagenspezifisch bei parallel betriebenen Produktionslinien, können sich aber auch innerhalb einer Anlage durch Verschleiß ändern. Der Einfluss von Fertigungsschwankungen wird im Bereich von Synchronmotoren insbesondere hinsichtlich Rastmomenten diskutiert [81, 82] da diese stark von geometrischen Abweichungen abhängig sind. Betrachtungen von verlustrelevanten Größen beschränken sich häufig auf die induzierte Spannung [83].

5.5.1 Identifikation relevanter Fertigungsstreuungen

Toleranzen sind in allen Komponenten von Getriebemotoren vorhanden. In Geometriezeichnungen werden die zulässigen Fertigungsabweichungen gegenüber den Nominalwerten angegeben. Die tatsächliche Streuung muss durch Messungen ermittelt werden.

Die vollständige Vermessung aller Komponenten ist sehr aufwändig, weshalb dies in der Regel nicht bei jedem produzierten Exemplar durchgeführt wird, sondern oft nur stichprobenartig. Es empfiehlt sich Messgrößen zu bestimmen die mit Produkteigenschaftsschwankungen korrelieren. Relevante Eigenschaften sind insbesondere die Verluste, welche sich hauptsächlich aus den Komponenten der Stromwärme-, Eisen-, und Getriebeverluste zusammensetzen. Außerdem ist der Wärmehaushalt von Interesse, insbesondere die Wicklungstemperatur.

Verluste und Wicklungstemperatur sind abhängig von messbaren Maschinenparametern:

$$P_{Cu1} = f_{Cu1}(R, \Psi_{PM}), \quad (5.22)$$

$$P_{\text{Fe}} = f_{\text{Fe}}(p_{\text{Fe}}, \Psi_{\text{PM}}), \quad (5.23)$$

$$P_{\text{V,G}} = f_{\text{V,G}}(F_{\text{X}}), \quad (5.24)$$

$$\vartheta_{\text{Cu}} = R_{\text{th,CuFe}} \cdot P_{\text{CuI}} + \vartheta_{\text{Fe}}. \quad (5.25)$$

Widerstand R , Permanentmagnetflussverkettung Ψ_{PM} und Lageranstellkraft F_{X} sind üblicherweise in der End-of-Line (EOL) Prüfung ermittelte Parameter. Widerstände sind nach IEC 60034-1:2010 [62] verpflichtend zu messen, die restlichen Größen werden herstelllerspezifisch zur Qualitätssicherung aufgezeichnet. Anhand von Stichproben kann der thermische Widerstand $R_{\text{th,CuFe}}$ messtechnisch bestimmt werden. Demgegenüber sind Eisenverluste von den spezifischen Eisenverlusten p_{Fe} , einem Materialparameter, abhängig.

Die Abhängigkeiten resultieren aus Schwankungen, die durch unterschiedliche Material- und Fertigungsparameter bedingt sind:

- Wicklungswiderstand: Schwankungen entstehen durch Toleranzen im Drahtdurchmesser, unterschiedliche Windungslängen und Übergangswiderstände an den Verbindungsstellen.
- Permanentmagnetflussverkettung: Geometrieschwankungen in der Eisenlänge, dem gestanzten Elektrobund und den Magneten beeinflussen zusammen mit den Materialeigenschaften von Elektrobund und Magnet die Streuung.
- Spezifische Eisenverluste: Unterschiedliche Materialchargen weisen Variationen in ihren elektromagnetischen Eigenschaften auf. Diese beeinflussen zusammen mit fertigungsbedingten Einflüssen die Parameterstreuung.
- Lagereinstellkraft: Geometrieschwankungen verschiedener Komponenten und insbesondere unterschiedliche Federkonstanten von Wellenscheiben führen zu einer Streuung der Anstellkraft. Diese kann indirekt über die Nachgiebigkeit des Verdrehspiels bestimmt werden.
- Übergangswiderstand Kupfer-Eisen: $R_{\text{th,CuFe}}$ bezeichnet den thermischen Widerstand zwischen Kupfer und Gehäuse. Der Wärmestrom durchdringt verschiedene Materialien wie die Vergussmasse, das Isolationspapier und das Elektrobund. Neben Schwankungen der Materialparameter führen auch unterschiedliche mechanische Belastungen [84] und Geometrieparameter zu Variationen im Widerstand.

Je nach Systemaufbau und Art der relevanten Verlustquellen müssen die vorgestellten Messgrößen um weitere ergänzt werden. Bei Getrieben ist es bei-

spielsweise notwendig, die Viskosität des Öls zu berücksichtigen, während bei Motoren die Lagerreibungsverluste einbezogen werden müssen.

5.5.2 Wahrscheinlichkeitsdichte von Fertigungsstreuungen

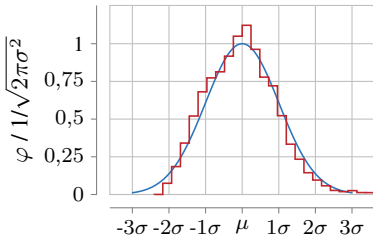
Die Streuung einzelner Parameter prägt sich in Form unterschiedlicher Wahrscheinlichkeitsdichteverteilungen aus. In der Literatur wird zwischen zahlreichen Verteilungsformen unterschieden [85]. Sind keine Messdaten zur Ermittlung der Streuung vorhanden werden häufig Gleich- oder Normalverteilungen zwischen den zulässigen Grenzwerten angenommen. Mit einem solchen Vorgehen werden in [86] die Auswirkung von Toleranzen auf das Rastmoment untersucht. Übertragen auf Motorverluste kann mit einem solchen Vorgehen die zu erwartende Fertigungsstreuung ermittelt werden.

Die in der Produktion zulässigen Fertigungstoleranzen werden häufig nicht vollständig ausgeschöpft. Für genaue Vorhersagen kann mit Messungen die Verteilungsform und Spannbreite ermittelt werden. In Abb. 5.21 sind die gemessenen Wahrscheinlichkeitsdichten von vier für Getriebemotoren relevanten Messgrößen dargestellt, zusätzlich ist eine Gaußverteilung mit gleichem Mittelwert μ und Standardabweichung σ abgebildet.

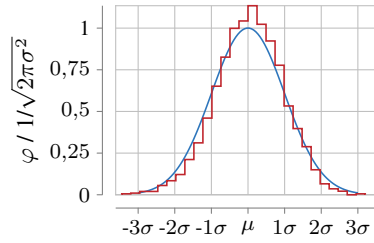
Die Verteilungen sind im Allgemeinen der Gaußverteilung ähnlich, weisen jedoch zum Beispiel bei den spezifischen Eisenverlusten starke Abweichungen auf. So gibt es unter Anderem in Abb. 5.21 (c) eine Begrenzung der Abweichung vom Mittelwert auf etwa $2,2\sigma$. Die Ursache hierfür liegt darin, dass ein Elektroband mit größeren Abweichungen die Materialspezifikation nicht erfüllt. In diesem Fall wird das Elektroband einer höheren oder niedrigeren Güteklasse zugeordnet. Dadurch weicht die Verteilungsform von einer klassischen Gaußverteilung ab.

5.5.3 Einfluss der Fertigungsstreuung auf Verlustkennfelder

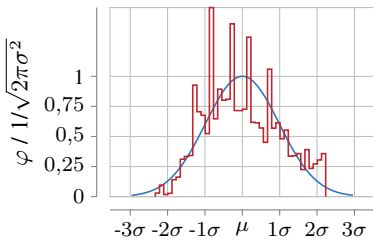
Einzelne Fertigungsstreuungen führen zu einer Variation der Maschineneigenschaften und damit zu Unsicherheiten in den Verlusten. Ist die Streuung eines Parameters bekannt, kann analog zur Beschreibung in Gleichung (5.16) die Auswirkung auf die Gesamtverluste bestimmt werden. Am Beispiel der Nachgiebigkeit des Verdrehspiels ergibt sich die Unsicherheit in den Getriebeverlusten nach Abb. 5.22. Es ist ersichtlich, dass sich Fertigungsschwankungen unterschiedlich



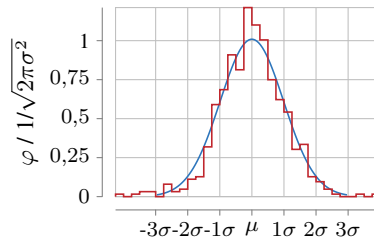
(a) Strangwiderstand, $N = 23638$



(b) Back-EMF, $N = 7160$



(c) Spez. Eisenverluste Elektrobänd,
 $N = 11400$



(d) Nachgiebigkeit Verdrehspiel,
 $N = 627$

Abbildung 5.21: Wahrscheinlichkeitsverteilung φ unterschiedlicher Messgrößen der Stichprobengröße N .

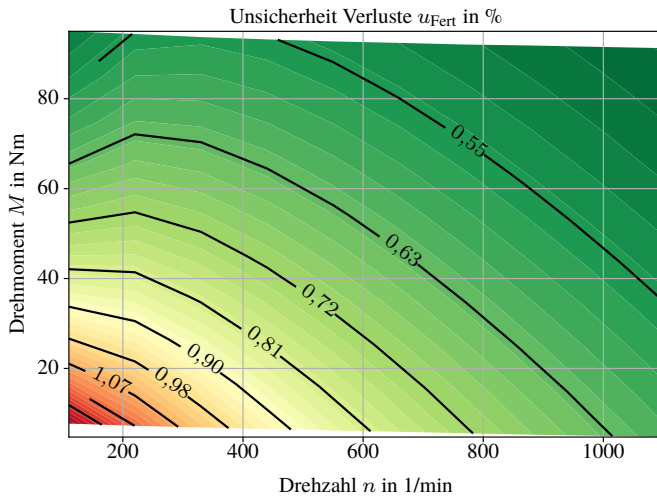


Abbildung 5.22: Fertigungsbedingte Unsicherheit der Getriebeverluste u_{Fert} auf Basis von Schwankungen der Nachgiebigkeit des Verdrehspiels.

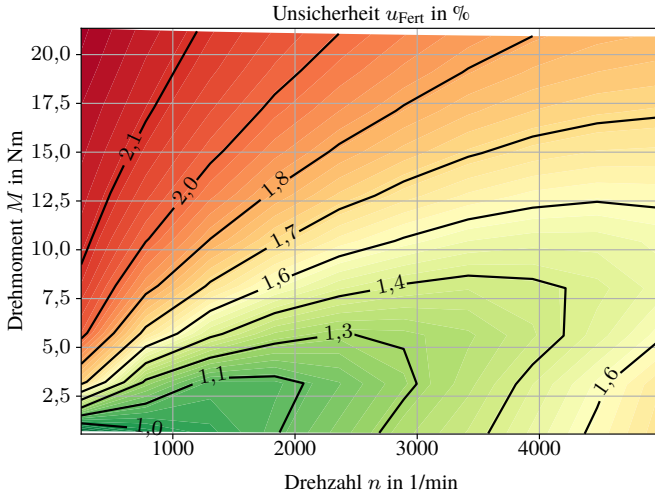


Abbildung 5.23: Berechnete fertigungsbedingte Unsicherheit der Motorverluste u_{Fert} für die Solomotormessung.

stark in verschiedenen Bereichen des Drehzahl-Drehmoment-Diagramms auswirken. Das genaue Verhalten ist parameter- und baugrößenabhängig.

Unterschiedliche Fertigungstoleranzen überlagern sich. Eine holistische Betrachtung aller bekannten Fertigungstoleranzen im Motor führt zur Unsicherheit in Abb. 5.23. Beim betrachteten Motor dominieren die Stromwärmeverluste, weshalb die fertigungsbedingte Unsicherheit der Gesamtverluste insbesondere mit steigendem Drehmoment in weiten Bereichen zunimmt. Berücksichtigt sind Fertigungsschwankungen aufgrund von Unsicherheiten im Widerstand, der Polradspannung, sowie den Reibungs- und Eisenverlusten. Diese tragen maßgeblich zur Gesamtunsicherheit bei und umfassen einen Großteil der möglichen Fertigungseinflüsse.

Für das verwendete Getriebe konnten nur für einen Teil der Fertigungsschwankungen valide Messwerte bestimmt werden. Bekannt sind jedoch aus Leerlaufversuchen Schwankungen der Verluste mit einer Standardabweichung $\sigma = 5\%$. Fluktuationen der Leerlaufverluste sind erfahrungsgemäß größer als Schwankungen der lastabhängigen Verluste. Im Rahmen der Betrachtungen können daher die

Werte der Leerlaufverluste als Worst-Case-Annahme für den gesamten Betriebsbereich herangezogen werden.

5.6 Verlustunsicherheit Gesamtmodell

Die Unsicherheit der Verluste setzt sich aus allen bisher beschriebenen Einflussgrößen zusammen. Diese sind Messunsicherheit, Modellfehler und Fertigungsstreuung. Die Gesamtunsicherheit errechnet sich dann aus der pythagoreischen Summe der einzelnen Anteile:

$$u_{\text{ges}}^2 = u_{\text{Mess}}^2 + (u_{\text{Modell}}^*)^2 + u_{\text{Fert}}^2. \quad (5.26)$$

Die dominante Komponente der Verlustunsicherheit ist nicht eindeutig definierbar. Generell kann sie durch verbesserte Messtechnik, detailliertere Modellbildung und höhere Standards in der Qualitätssicherung reduziert werden. Zur Bewertung der Gesamtunsicherheit können sowohl relative als auch absolute Werte herangezogen werden. Erstere eignen sich insbesondere um die Qualität zu bewerten.

In Abb. 5.24 ist die Gesamtunsicherheit der Motorverluste über weite Bereiche bei ca. 2 %. Größere Werte stellen sich hin zu kleinen Drehmomenten ein. Eine Betrachtung der absoluten Verlustunsicherheit in Abb. A.4 im Anhang verdeutlicht, dass die Motorverluste und damit auch deren Unsicherheit in diesem Betriebsbereich für das makroskopische Systemverhalten nicht relevant sind.

Im verwendeten Beispielsystem trägt die Modellunsicherheit kaum zur Gesamtunsicherheit bei. Es zeigt sich bei Gesamt- und Stromwärmeverlusten eine dominante Rolle der fertigungsbedingten Komponente. Erfahrungsgemäß kann bei entsprechender Messtechnik und Modellierung für die Unsicherheiten der Gesamtverluste folgender Zusammenhang erreicht werden:

$$u_{\text{Fert}} > u_{\text{Mess}} > u_{\text{Modell}}^*. \quad (5.27)$$

Dieser Zusammenhang gilt auch für die Getriebeverluste. Deren Gesamtunsicherheit in Abb. 5.25 ist in weiten Bereichen durch die fertigungsbedingte Unsicherheit dominiert. Bei kleinen Drehzahlen und großen Drehmomenten gilt dies nicht. Durch den nach Abb. 5.15 sehr großen Wirkungsgrad überwiegt in diesem Bereich die Messunsicherheit.

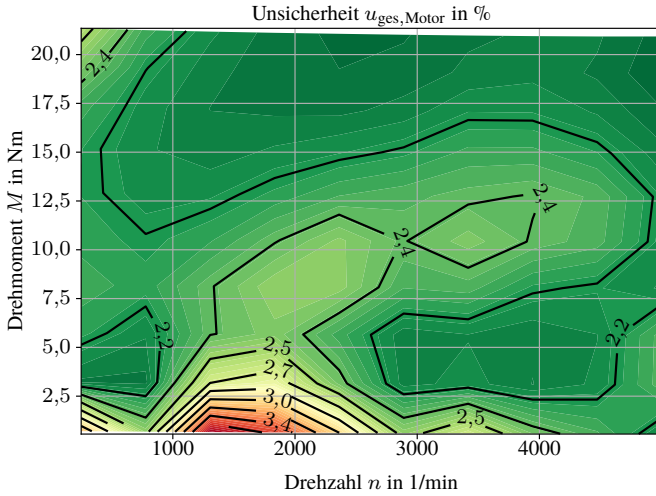


Abbildung 5.24: Gesamtunsicherheit $u_{\text{ges, Motor}}$ der Motorverluste.

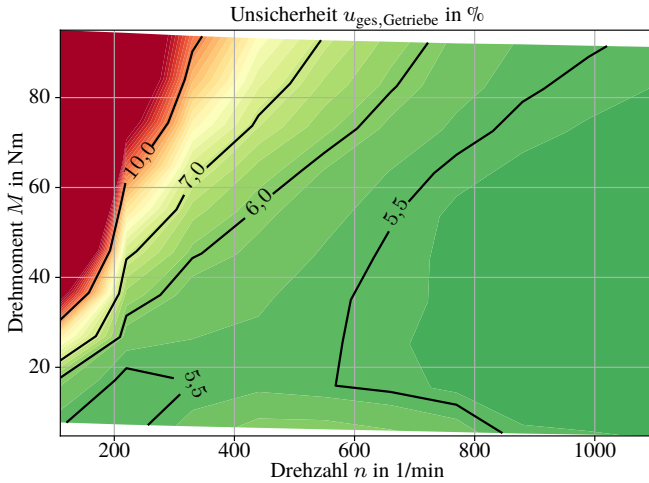


Abbildung 5.25: Gesamtunsicherheit $u_{\text{ges, Getriebe}}$ der Getriebeverluste.

Kapitel 6

Messtechnische Modellvalidierung

Mit dem vorgestellten thermischen Baukasten lassen sich Antriebssysteme simulieren. Die Vorhersagegenauigkeit ist dabei vom Zusammenspiel zwischen der physikalischen Modellierungstiefe und der Genauigkeit der verwendeten Parameter abhängig. Im thermischen Baukasten beschreibt die Modellierungstiefe, wie präzise alle physikalischen Effekte berücksichtigt werden. Eine höhere Granularität des thermischen Netzwerks und die Berücksichtigung aller Verlustmechanismen können die Vorhersagegenauigkeit verbessern. Die Genauigkeit der Parameter beschreibt unter anderem, wie Materialeigenschaften und Fertigungseinflüsse abgebildet sind. Eine exakte Modellierung von Systemen ist nur begrenzt möglich, da der Modellierungsaufwand mit zunehmender Genauigkeit generell steigt.

Dieses Kapitel widmet sich der Validierung der Modelle des thermischen Baukastens, wobei der Schwerpunkt auf dem makroskopischen Systemverhalten liegt. Zu diesem Zweck werden ausgewählte Validierungsmessungen nachgerechnet und anschließend die Ergebnisse diskutiert.

Dies wird für die Antriebssysteme „Motor“ und „Getriebemotor“ durchgeführt. Validiert wird die Vorhersagegenauigkeit einzelner Temperaturen, wobei der Fokus auf absoluten Abweichungen liegt. Relative Fehler können insbesondere bei dynamischem Betrieb und geringen Temperaturen große Werte annehmen, sind jedoch bei gleichzeitig kleinen absoluten Abweichungen hinsichtlich einer thermischen Bewertung nicht relevant. Ebenso sind geringe Erwärmungen weniger

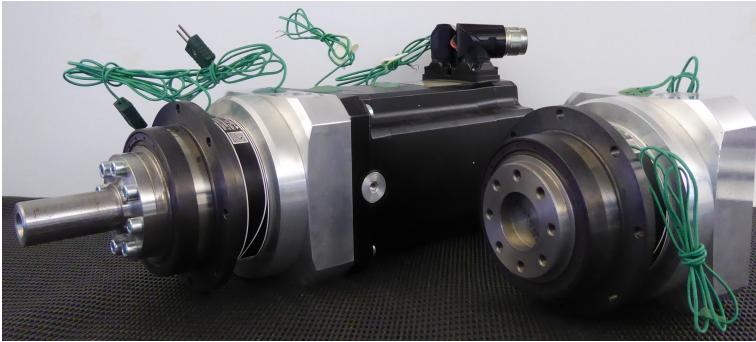


Abbildung 6.1: Prüflinge mit angebrachten Temperatursensoren: Servogetriebemotor (links), Planetengetriebe (rechts).

relevant, da thermische Betrachtungen in der Regel auf die Ermittlung thermisch kritischer Kennlinien abzielen.

6.1 Validierungsmessungen

Zur Validierung der thermischen Modelle dienen die in A.3 beschriebenen Motoren und Getriebe als Prüflinge. Die Temperaturen werden mithilfe von Typ-K-Thermoelementen bestimmt, die entsprechend der in Kapitel 4 beschriebenen thermischen Ersatzschaltbilder an den jeweiligen Temperaturknoten angebracht sind.

In Abb. 6.1 sind die Prüflinge mit ihren Temperatursensoren abgebildet. Die Thermofühler werden für eine gute thermische Anbindung mit dem Gehäuse verstemmt und zur zusätzlichen mechanischen Stabilität mit Wuchtkitt gesichert. Am Getriebe sind Temperaturfühler am Adapterflansch (Af) und am Gehäuse der Planetengetriebestufe (Pg) angebracht. Aus technischen Gründen ist eine direkte Messung der Ölbadtemperatur bei kompakten Planetengetrieben nur eingeschränkt möglich, weshalb diese im Rahmen der Untersuchungen nicht stattfindet. Der Motor ist mit Fühlern am Gehäuse (Fe) und am Deckel ausgestattet. Zusätzlich ist am Wickelkopf (Cu) ein PT1000-Fühler verbaut, der über den Frequenzumrichter direkt ausgewertet werden kann.

Die Bewertung der Vorhersagegenauigkeit kann sowohl für stationären als auch für dynamischen Betrieb stattfinden. Zur Bewertung der dynamischen Vorher-

sagegenauigkeit sind Lastprofile erforderlich, bei denen sich die Temperaturen während der Messung verändern. Für den Motor kann hierfür unter anderem das Lastprofil der Messung der Wirkungsgradmatrix nach Abb. 5.5 verwendet werden.

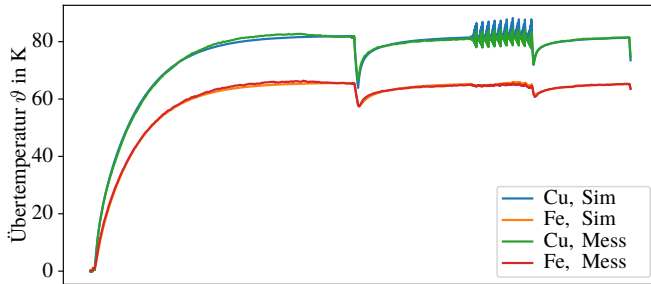
6.2 Bewertung Motormodell

Das gemessene Lastprofil des Solomotors in Abb. 5.5 wird mithilfe der in Kapitel 5 abgeglichenen Verlustmodelle und dem thermischen Modell aus Abb. 4.15 nachgerechnet. Der Schwerpunkt der Bewertung liegt auf den Wicklungs- und Gehäusetemperaturen, deren gemessene und gerechneten Werte in Abb. 6.2 (a) abgebildet sind. Im Lastprofil wird zunächst ein Betriebspunkt thermisch stationär angefahren. Anschließend werden verschiedene Messungen wie eine Abkühlkurve und eine Wirkungsgradmatrix durchgeführt. Qualitativ ähneln sich die Verläufe der Mess- und Rechenwerte stark. Absolute Abweichungen ΔT zwischen Rechnung und Messung sind für die Wicklungstemperatur in Abb. 6.2 (b) und für die Gehäusetemperatur in Abb. 6.2 (c) dargestellt.

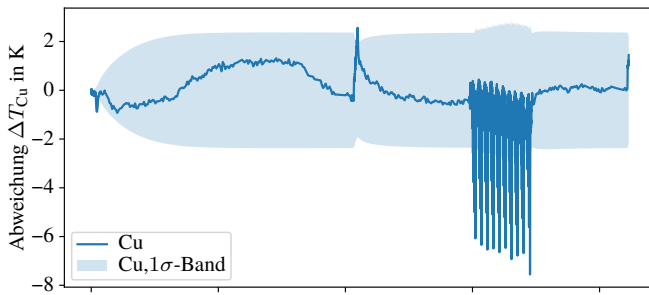
Zusätzlich zu den Abweichungen sind die 1σ -Bänder der berechneten Temperaturunsicherheiten eingezeichnet. Diese beschreiben den Bereich, in dem die Temperaturen von 67 % aller Motoren auf Basis von Mess-, Fertigungs- und Modellunsicherheit liegen. Im Gehäuse bleiben die Temperaturabweichungen größtenteils innerhalb dieses Bereichs. Die Abweichungen der berechneten Wicklungstemperatur sind an zwei Stellen besonders auffällig. Während der Messung der Abkühlkurve, bei einem Lastwechsel von Nennlast zu ausgeschaltetem Motor, steigt die Abweichung signifikant an, überschreitet jedoch nur selten das 1σ -Band. Dieser Anstieg weist auf Fehler in der thermischen Modellierung der Abkühlphasen hin. Die Annahme einer konstanten Wicklungstemperatur bildet das Verhalten in diesem Bereich nicht korrekt ab. Eine Aufteilung der Wicklung in mehrere Temperaturknoten könnte genauere Vorhersagen ermöglichen, wird jedoch in dieser Arbeit aufgrund der Fokussierung auf das makroskopische Systemverhalten nicht weiter verfolgt.

Größere Fehler ergeben sich während der Messung der Wirkungsgradmatrix und den damit einhergehenden Lastwechseln. Die Abweichung der Wicklungstemperatur überschreitet dabei deutlich das 1σ -Band. Eine genaue Betrachtung dieses Bereichs in Abb. 6.3 zeigt ein PT1-Verhalten zwischen Messung und Berechnung.

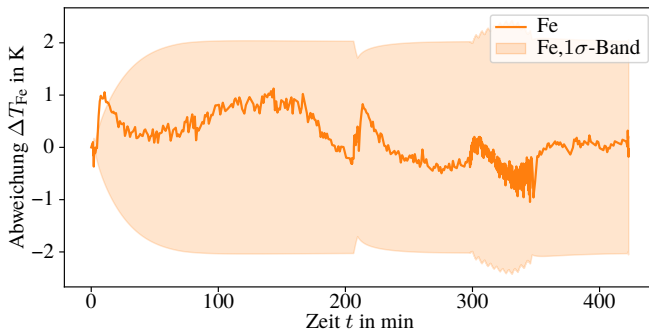
Der Wicklungstemperatursensor gibt die Wicklungstemperatur nur verzögert wieder weshalb große Unterschiede zwischen Messung und Simulation entste-



(a) Verlauf der Übertemperatur



(b) Abweichung ΔT_{Cu} der Wicklungstemperatur



(c) Abweichung ΔT_{Fe} der Gehäusetemperatur

Abbildung 6.2: Vergleich der Temperaturen zwischen Messung und Simulation einer Wirkungsgradmatrix, a) Übertemperaturen, b) und c) Differenz der gemessenen und simulierten Temperaturen inklusive des 1σ -Bands der Unsicherheitsbetrachtung.

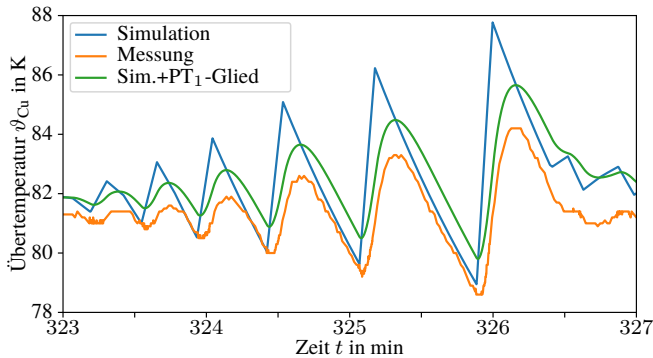


Abbildung 6.3: Übertemperatur der Wicklung ϑ_{Cu} : Nachbildung Sensorverhalten durch ein PT_1 -Glied mit $T = 6,1$ s.

hen. Ursache der verzögerten Temperaturerfassung ist die elektrische Isolation zwischen Sensor und Wicklung die einen zusätzlichen thermischen Widerstand bildet und dadurch das PT_1 -Verhalten bedingt.

Der Temperatursensor kann im thermischen Ersatzschaltbild mit einem eigenen Temperaturnoten modelliert werden. Seine thermische Kapazität sowie der thermische Widerstand zur Wicklung ergeben sich aus dem jeweiligen Sensoraufbau und der Sensoranbindung.

Alternativ können gerechnete Wicklungstemperaturen über ein PT_1 -Glied umgerechnet werden, um die Sensorwerte besser abzubilden. Die benötigte Zeitkonstante kann durch einen Abgleich von Messung und Simulation ermittelt werden. Im Beispiel ergibt sich eine Zeitkonstante von $T = 6,1$ s. Mit diesem Vorgehen sinkt die Abweichung zwischen Messung und Berechnung deutlich, was sich auch darin zeigt, dass das 1σ -Band in Abb. 6.4 besser eingehalten wird.

Die Güte der Modelle kann auch in einer zeitunabhängigen Darstellung bewertet werden. In Abb. 6.5 sind die Messwerte auf der Ordinate und die Simulationswerte auf der Abszisse abgebildet.

Stimmen Modell und Messung perfekt überein, liegen alle Werte auf einer Ursprungsgeraden mit 45° Steigung. Werte über dieser Geraden deuten auf zu optimistische Modelle hin, während Werte darunter auf zu konservative Modelle hinweisen. Im Beispiel liegt insbesondere die Motorgehäusetemperatur sehr nahe an dieser Geraden. Die Wicklungstemperatur weicht aufgrund ihres dynamische-

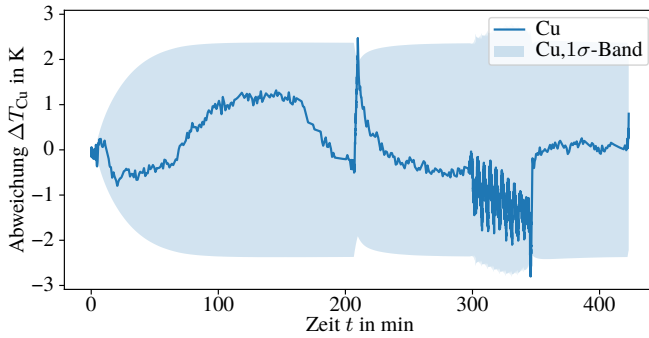


Abbildung 6.4: Abweichung Wicklungstemperatur ΔT_{Cu} zwischen Simulation mit Sensor und Messung.

ren Verhaltens etwas stärker ab. Diese Abweichungen liegen jedoch im Bereich der Unsicherheiten, weshalb das Modell als genau bewertet werden kann.

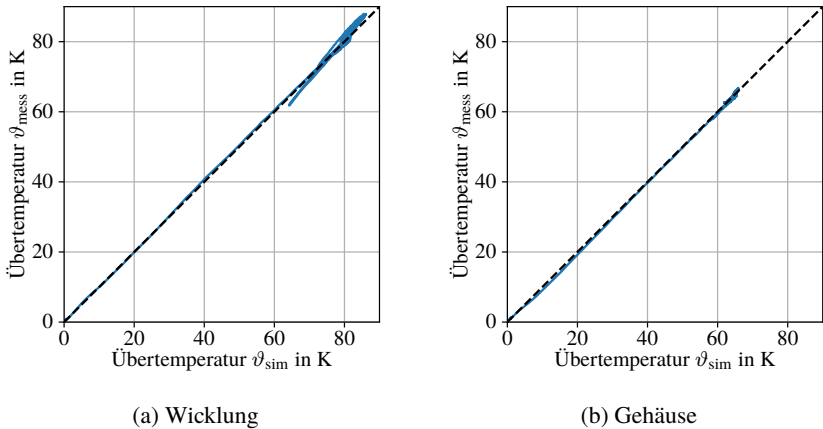


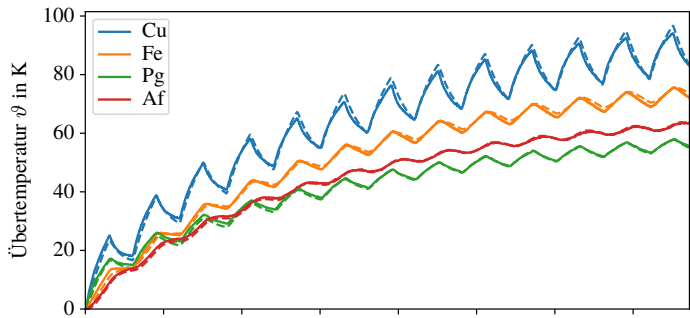
Abbildung 6.5: Gegenüberstellung simulierte (sim) und gemessene (mess) Übertemperaturen der Motormessung.

6.3 Validierung Servogetriebemotor

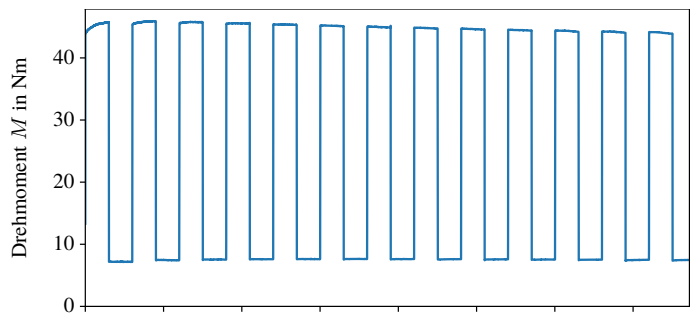
Mit der Wärmeabfuhr über die Applikation ergibt sich ein thermisches Ersatzschaltbild entsprechend Abb. 4.16. Im Vergleich zu einem Solomotor ist die Wärmeabfuhr bei einem Getriebemotor erschwert, da das dazwischenliegende Getriebe einen zusätzlichen thermischen Widerstand darstellt. Gleichzeitig stellt das Getriebe, insbesondere bei hohen Drehzahlen, eine relevante Wärmequelle dar.

Servogetriebemotoren werden hauptsächlich in Anwendungen eingesetzt, die schnelle Lastwechsel erfordern. Typischerweise werden Drehmoment- und Drehzahl-Rampen oder komplexe Verläufe angefahren. Die Verluste variieren je nach Lastpunkt, wodurch die Temperaturen der Komponenten nicht konstant bleiben. Bei der Validierung des thermischen Modells des Servogetriebemotors wird dieses Verhalten durch den Wechsel zwischen Intervallen mit hoher und geringer Belastung simuliert.

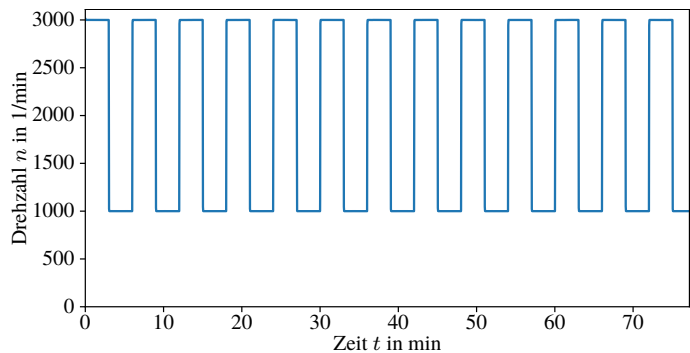
Zur Bewertung der Modellgenauigkeit wird das Lastprofil in Abb. 6.6 verwendet. In diesem Profil wechselt die Last zwischen zwei Lastpunkten. Neben den Messwerten für Drehmoment, Drehzahl und Temperaturen sind auch simulierte Temperaturwerte dargestellt. Der Temperaturverlauf ähnelt dem des S3- bzw.



(a) Verlauf der Übertemperatur



(b) Verlauf Drehmoment



(c) Verlauf Drehzahl

Abbildung 6.6: Messergebnisse des dynamischen Lastprofils 1 aus der Getriebemotor-messung für Messung (—) und Simulation (---).

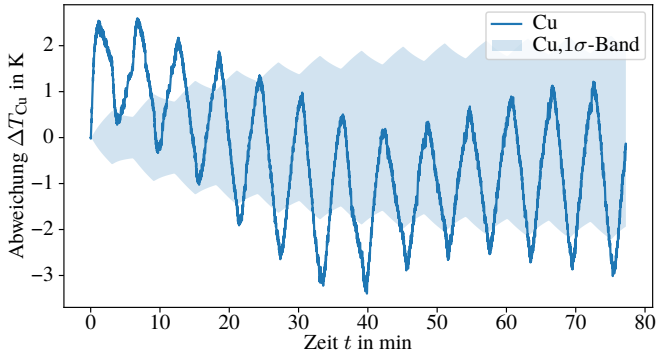


Abbildung 6.7: Abweichung der Wicklungstemperatur ΔT_{Cu} des Getriebemotors zwischen Simulation mit Sensor und Messung in Lastprofil 1.

S6-Betriebs gemäß IEC 60034-1:2010 [62]. Der Wärmefluss zwischen den Einzelkomponenten verläuft bei diesem Lastprofil vom Motor über das Getriebe zur Applikation, wodurch die Planetengetriebestufe die niedrigsten Temperaturen aufweist. Weitere Lastprofile für den Getriebemotor sind im Anhang A.5 dargestellt.

Wie beim Solomotor sind Kurvenverläufe von Messung und Berechnung sehr ähnlich. Eine genaue Betrachtung der Abweichungen und der 1σ -Bänder der Temperaturunsicherheit führt zu den Verläufen in den Abbildungen 6.7 und 6.8. Die Abweichungen der Temperaturen von Planetengetriebe und Wicklung betragen weniger als 2 K, überschreiten jedoch insbesondere zu Beginn deutlich das 1σ -Band, da die Simulation die Temperaturen unterschätzt. Der Fehler verringert sich im Laufe der Messung und bleibt für die Getriebetemperatur innerhalb des Unsicherheitsbereichs. Auffällig ist eine Oszillation des Fehlers mit dem Wechsel der Lastpunkte. Dieser Effekt ist bei der Getriebetemperatur weniger stark ausgeprägt als bei der Wicklungstemperatur und ist auf dynamische Effekte zurückzuführen.

Bei Betrachtung unterschiedlicher Lastprofile aus A.5 zeigt sich, dass Fehler der Wicklungstemperatur vor allem in Abkühlphasen bzw. im Teillastbetrieb auftreten. Durch den Wechsel im betrachteten Lastprofil zwischen hoher und geringer Ausgangsleistung entsteht eine Oszillation des Fehlers der Wicklungstemperatur.

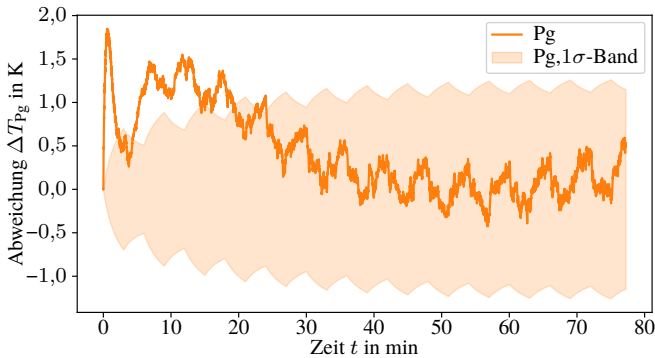


Abbildung 6.8: Abweichung der Getriebetemperatur ΔT_{pg} zwischen Simulation mit Sensor und Messung in Lastprofil 1.

Eine verbesserte Modellierung des Motors, insbesondere des Übergangswiderstands zwischen Wicklung und Gehäuse, kann diesen Fehler reduzieren.

Eine direkte Gegenüberstellung von Mess- und Simulationswerten in Abb. 6.9 zeigt eine grundsätzlich gute Übereinstimmung von Messung und Simulation. Die Abweichungen in Lastprofil 1 sind gering, und die Punkte der Grafiken liegen alle im Bereich der Ursprungsgeraden.

Größere Abweichungen zeigen sich in den Lastprofilen 2 bis 6. Die 45° Darstellungen in Anhang A.5 weichen gegenüber Lastprofil 1 stärker von der Ideallinie ab. Fehler der Getriebetemperatur treten bei hohen Öltemperaturen auf, wobei die Simulation die Öltemperatur um bis zu 5 K überschätzt. Eine sichere Detektion thermisch kritischer Lastzyklen ist damit möglich.

Die Motorwicklung zeigt Abweichungen zur Simulation im Bereich mittlerer Temperaturen. Das verwendete thermische Modell unterschätzt im Teillastbereich, insbesondere bei den Stromwärmeverluste, die Wicklungstemperatur. Abweichungen zeigen sich daher im Betrieb bei kleinen Drehmomenten, einschließlich Abkühlphasen und Betriebsphasen ohne Belastung. Erhöht sich die Belastung nach dem Betrieb im Teillastbereich, reduziert sich der Fehler wieder, wie in Lastprofil 4 und 5 beobachtet werden kann. Dies zeigt, dass die thermische Gesamtkapazität sowie die Systemverluste ausreichend genau abgebildet sind. Fehler entstehen aufgrund der Temperaturverteilung und der Messung der Wick-

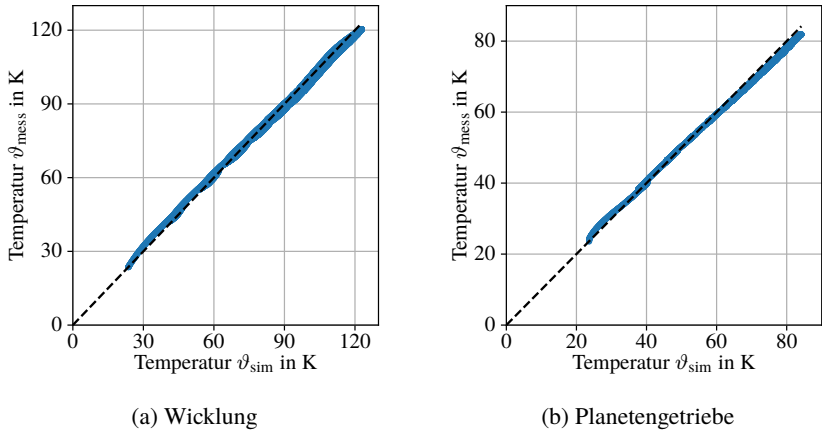


Abbildung 6.9: Gegenüberstellung simulierte (sim) und gemessene (mess) Temperaturen Lastprofil 1.

lungstemperatur. Verbesserungen sind durch eine granularere Modellierung der jeweiligen Komponenten erreichbar.

Im Anwendungsfall der Vorhersage thermisch kritischer Temperaturen ist das Modell ausreichend, da Maximaltemperaturen sicher abgebildet werden und die Fehler gering sind.

Kapitel 7

Zusammenfassung

Bei der Projektierung und Auslegung von Antriebssystemen gewinnt die thermische Wechselwirkung zwischen den Antriebskomponenten zunehmend an Bedeutung. Eine modulare thermische Modellierung ermöglicht die Bestimmung der Temperaturen des gesamten Systems und erweitert damit bisherige Ansätze, die sich auf die Modellierung einzelner Komponenten beschränken.

7.1 Ergebnisse der Arbeit

In dieser Arbeit wird ein innovatives thermisches Baukastensystem für Servotriebmotoren vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt dabei nicht nur auf der Entwicklung einer modularen Modellbeschreibung, sondern auch auf der direkten Einbeziehung von Unsicherheiten im Berechnungsprozess.

Das thermische Netzwerk der Einzelkomponenten wird mit Schnittstellen erweitert, um das Gesamtsystem aus mehreren Komponenten automatisiert mithilfe eines entwickelten Algorithmus zu erstellen. Dies ermöglicht eine flexible Berechnung verschiedener Kombinationsmöglichkeiten der Komponenten.

Für die an der Verlusterzeugung und dem Wärmeabtransport beteiligten Antriebskomponenten – Getriebe, Motor, Bremse und Deckel – werden LPTN-Modelle entwickelt. Zusätzlich wird die Applikation, in diesem Fall der Prüfstand, modelliert. Die Modelle der einzelnen Komponenten umfassen sowohl thermische Modelle als auch detaillierte Verlustmodellierungen, die verschiedene Verlustquellen separat beschreiben. Beim Motor werden mit einem neuartigen Verfahren umrichterbedingte Verluste abhängig von der jeweiligen Motorwindungszahl und Umrichter-Versorgungsspannung beschrieben. Der Einfluss

des Umrichters kann durch eine einfache Messung rechnerisch abgebildet werden, wodurch der Modellierungsaufwand für verschiedene Varianten erheblich reduziert wird.

Auch bei der Verlustmessung wird der Aufwand signifikant reduziert. Ein automatisiertes Verfahren ermöglicht die Bestimmung der Verluste im gesamten Betriebsbereich. Durch einen speziell entwickelten Messablauf, der zwischen den Messpunkten Kompensationspunkte anfährt, wird sichergestellt, dass die Temperaturen aller Messpunkte sich in einem bestimmten Bereich um den Beharrungszustand des Nennpunkts bewegen. Dies erlaubt es, die Wicklungs- und Magnettemperatur einmalig durch indirekte Verfahren zu bestimmen, wodurch der zusätzliche Einbau von Temperaturfühlern entfällt und Serienmotoren für die Messungen verwendet werden können.

Die gemessenen Verluste werden in einzelne Verlustkomponenten aufgeteilt und die Messunsicherheiten ermittelt. Nahezu konstante Temperaturen während der Messung reduzieren diese Unsicherheiten, da der Temperatureinfluss auf die Verluste besser abgebildet werden kann. Neben den Messunsicherheiten werden aus Fertigungsdaten mögliche Verlustschwankungen auf Basis der Serienstreuung ermittelt. Diese wird aus bekannten Schwankungen von Materialeigenschaften und aus Daten der Endprüfungen berechnet. Die Kombination der Unsicherheiten aus Messung und Fertigung mit der Modellunsicherheit ermöglicht die Bestimmung eines Konfidenzintervalls für die Vorhersage der Temperaturen und deren Verläufe.

In der Validierung werden die Messungen mit den entwickelten Modellen verglichen. Es zeigen sich eine geringe Abweichungen zwischen dem Modell und den Messungen für verschiedene Lastprofile mit wechselnden Lastpunkten. Die Temperaturdifferenzen liegen weitestgehend im 1σ -Band der Unsicherheit. Abweichungen ergeben sich insbesondere durch Änderungen der Lastpunkte sowie sehr schnellen Temperaturänderungen, die auf die geringe Knotenanzahl des thermischen Netzwerks und das PT1-Verhalten der Temperaturfühler gegenüber den Mittelwerttemperaturen zurückzuführen sind.

Für Auslegungen und Projektierungen, insbesondere in Bezug auf das Systemverhalten, erweisen sich die entwickelten Modelle als ausreichend genau. Das makroskopische Systemverhalten wird durch das nach dem Baukastenprinzip aus einfach modellierten Einzelkomponenten zusammengesetzte Gesamtsystem gut abgebildet.

7.2 Möglichkeiten der Weiterentwicklung

Das vorliegende Konzept eines thermischen Baukastens kann hinsichtlich unterschiedlicher Aspekte weiterentwickelt werden. Ergänzungen beziehen sich sowohl auf die Berücksichtigung weiterer Varianten bereits modellierter Komponenten als auch auf die Ergänzung neuer, noch nicht berücksichtigter Baukastenelemente. Die oft hohen Variationsmöglichkeiten im Produktportfolio vieler Anbieter bieten hierbei viel Potenzial.

Ein weiterer Aspekt für Verbesserungen betrifft die Methoden zur Bestimmung von Verlusten und thermischen Eigenschaften. Aufgrund der Vielzahl möglicher Verbesserungen wird im Folgenden eine Auswahl von drei potenziellen Verbesserungsmöglichkeiten genauer diskutiert.

Getriebevarianten

Im Vergleich zu den betrachteten Planetengetrieben muss das thermische Modell bei der Berechnung anderer Getriebearten wie Stirnrad-, Kegelrad- oder Schneckengetriebe erweitert werden. Bei diesen Getriebearten verteilt sich das Öl weniger homogen. In der thermischen Berechnung ist es notwendig, zwischen den drei Gehäusebereichen zu unterscheiden, die entweder im Ölbad oder Ölnebel liegen oder vom Öl angespritzt werden. Es ergibt sich in Folge dessen abhängig von Einbaulage und Ölstand eine unterschiedliche Wärmeabfuhr. Dies kann zu größeren Temperaturdifferenzen führen, was eine detailliertere Modellierung des Getriebes mit einer erhöhten Anzahl an Knotenpunkten erfordert.

Aktive Belüftung

Antriebssysteme können durch einen auf der Welle befestigten Lüfter, einen separat angebauten und angetriebenen Lüfter oder aufgrund extern hervorgerufener Luftströme einer erzwungenen Konvektion ausgesetzt werden. Im Rahmen der Berechnung des Wärmeübergangs kann dieser Effekt berücksichtigt werden. Hierzu müssen Luftgeschwindigkeit und Temperatur an relevanten Bauteilwänden bekannt sein. Im Rahmen eines Baukastens wäre eine Systematik zu entwickeln, wie trotz unterschiedlicher Geometrien bekannte Luftströmungen von Bauteilen wie dem Motor auf benachbarte Komponenten wirken.

Leistungselektronik

Integrierte Antriebssysteme, bei denen Leistungselektronik und Motor eine Einheit bilden, erschweren die Bestimmung von Temperaturgrenzkennlinien. Belastungsabhängige Temperaturgrenzen können an verschiedenen Bauteilen der Umrichterplatine auftreten. Eine ganzheitliche Modellierung des Umrichters und dessen Integration in die thermische Berechnung führen zu genaueren Vorhersagen. Dabei sind insbesondere die erforderliche Modellierungstiefe sowie die Methoden zur Bestimmung der Modellparameter zu untersuchen. Auch die Einflüsse der Software, wie beispielsweise das verwendete Modulationsverfahren, müssen berücksichtigt werden.

Anhang A

Appendix

A.1 Kopplung von thermischen Modulen

Das Koppeln von Einzelkomponenten erfolgt über in den Komponenten vorge-sehene Schnittstellen. Ein Beispiel mit zwei koppelbaren Einkörpermodellen ist in Abb. A.1 dargestellt.

Das Gleichungssystem einer dieser Einzelkomponenten ergibt sich zu:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\vartheta &= \mathbf{C}^{-1} \cdot (\lambda\vartheta + \mathbf{P} + \mathbf{A}\mathbf{P}_K) \\ &= (C_1)^{-1} \cdot \left[\left(\frac{1}{R_1} \right) (\vartheta_1) + (P_{V,1}) + (1) (P_{K,1}) \right]\end{aligned}\tag{A.1}$$

$$\begin{aligned}\vartheta_K &= \mathbf{A}^T \vartheta + \mathbf{R}_K \mathbf{P}_K \\ &= (1)^T (\vartheta_1) + (R_{K,1}) (P_{K,1})\end{aligned}\tag{A.2}$$

Die Matrixgleichungen der Einzelkomponenten werden mit dem Vorgehen aus Abschnitt 4.1.4 zusammen gefasst:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} C_1 & \\ & C_2 \end{pmatrix}^{-1} \cdot \\ &\left[\begin{pmatrix} -\frac{1}{R_1} & \\ & -\frac{1}{R_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_{V,1} \\ P_{V,2} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_{K,1} \\ P_{K,2} \end{pmatrix} \right]\end{aligned}\tag{A.3}$$

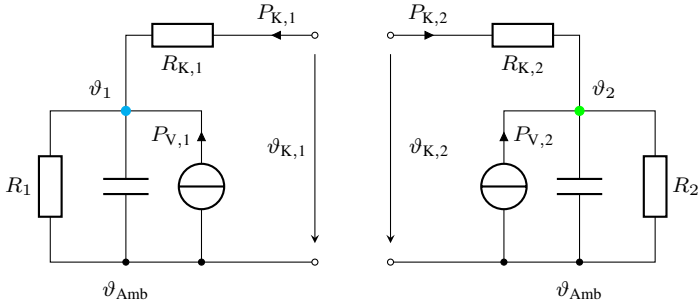


Abbildung A.1: Kopplung von zwei thermischen Einkörpermodellen

$$\begin{pmatrix} \vartheta_{K,1} \\ \vartheta_{K,2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_{K,1} & \\ & R_{K,2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_{K,1} \\ P_{K,2} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \end{pmatrix}. \quad (\text{A.4})$$

Für die Kopplung wird mit der Schaltmatrix \mathbf{S} vorgegeben, welche Koppelstellen miteinander verbunden sind. Für das Beispiel ergibt sich:

$$\mathbf{S} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Mit dieser kann die Koppelleistung bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_K &= \mathbf{A} [\mathbf{S}\mathbf{R}_K\mathbf{S} + \mathbf{R}_K]^{-1} (\mathbf{S} - \mathbf{I}) \mathbf{A}^T \boldsymbol{\vartheta} \\ &= \begin{pmatrix} \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{R_{K,1} + R_{K,2}} \\ \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{R_{K,1} + R_{K,2}} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Die Koppelleistung eingesetzt in Gleichung (A.3) führt zur Gesamtgleichung:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} C_1 & \\ & C_2 \end{pmatrix}^{-1} \cdot \\ &\left[\begin{pmatrix} -\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_{K,1} + R_{K,2}} & \frac{1}{R_{K,1} + R_{K,2}} \\ \frac{1}{R_{K,1} + R_{K,2}} & -\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_{K,1} + R_{K,2}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_{V,1} \\ P_{V,2} \end{pmatrix} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

A.2 Matrizen der Einzelkomponenten

Für die thermischen Ersatzschaltbilder der in Kapitel 4 beschriebenen Komponenten sind im folgenden Abschnitt zugehörige Matrizen und Vektoren abgebildet.

A.2.1 Komponente Getriebe

$$\vartheta = \begin{pmatrix} \vartheta_{PG} \\ \vartheta_{AF} \end{pmatrix} \quad (\text{A.8})$$

$$C = \begin{pmatrix} C_{PG} & 0 \\ 0 & C_{AF} \end{pmatrix} \quad (\text{A.9})$$

$$\lambda = \begin{pmatrix} -\frac{1}{R_{PG,Amb}} - \frac{1}{R_{PG,SB} + R_{AF,SA}} & \frac{1}{R_{PG,SB} + R_{AF,SA}} \\ \frac{1}{R_{PG,SB} + R_{AF,SA}} & -\frac{1}{R_{PG,SB} + R_{AF,SA}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.10})$$

$$P = \begin{pmatrix} P_{PG} \\ P_{AF} \end{pmatrix} \quad (\text{A.11})$$

$$P_K = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{S,A} \\ \dot{Q}_{R,A} \\ \dot{Q}_{S,B} \\ \dot{Q}_{R,B} \end{pmatrix} \quad (\text{A.12})$$

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.13})$$

$$\vartheta_K = \begin{pmatrix} \vartheta_{S,A} \\ \vartheta_{R,A} \\ \vartheta_{S,B} \\ \vartheta_{R,B} \end{pmatrix} \quad (\text{A.14})$$

$$R_K = \begin{pmatrix} R_{PG,SA} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{PG,RA} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{AF,SB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_{AF,R} + R_{PG,RB} \end{pmatrix} \quad (\text{A.15})$$

A.2.2 Komponente Motor

$$\vartheta = \begin{pmatrix} \vartheta_{\text{Rot}} \\ \vartheta_{\text{Cu}} \\ \vartheta_{\text{Fe}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.16})$$

$$C = \begin{pmatrix} C_{\text{Rot}} & 0 & 0 \\ 0 & C_{\text{Cu}} & 0 \\ 0 & 0 & C_{\text{Fe}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.17})$$

$$\lambda = \begin{pmatrix} -\frac{1}{R_{\text{ZRot}}} + \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{ZRot}}^2} & \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Cu,Z}} R_{\text{ZRot}}} & \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Z}} R_{\text{ZRot}}} \\ \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Cu,Z}} R_{\text{ZRot}}} & -\frac{1}{R_{\text{Cu,J}}} - \frac{1}{R_{\text{Cu,Z}}} + \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Cu,Z}}^2} & \frac{1}{R_{\text{Cu,J}}} + \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Cu,Z}} R_{\text{Z}}} \\ \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Z}} R_{\text{ZRot}}} & \frac{1}{R_{\text{Cu,J}}} + \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Cu,Z}} R_{\text{Z}}} & -\frac{1}{R_{\text{Fe,Amb}} + R_{\text{J}}} - \frac{1}{R_{\text{Cu,J}}} - \frac{1}{R_{\text{Z}}} + \frac{R_{\Delta}}{R_{\text{Z}}^2} \end{pmatrix} \quad (\text{A.18a})$$

mit

$$R_{\text{ZRot}} = R_{\text{Z}} + R_{\text{Rot,Fe}}, \quad (\text{A.18b})$$

$$R_{\Delta} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{Z}}} + \frac{1}{R_{\text{Cu,Z}}} + \frac{1}{R_{\text{ZRot}}}}. \quad (\text{A.18c})$$

$$P = \begin{pmatrix} P_{\text{Rot}} \\ P_{\text{Cu}} \\ P_{\text{Fe}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.19})$$

$$P_{\text{K}} = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{S,A}} \\ \dot{Q}_{\text{R,A}} \\ \dot{Q}_{\text{S,B}} \\ \dot{Q}_{\text{R,B}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.20})$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{R_{\text{Fe,Amb}}}{R_{\text{Fe,Amb}} + R_{\text{J}}} & 0 & \frac{R_{\text{Fe,Amb}}}{R_{\text{Fe,Amb}} + R_{\text{J}}} & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.21})$$

$$\vartheta_{\text{K}} = \begin{pmatrix} \vartheta_{\text{S,A}} \\ \vartheta_{\text{R,A}} \\ \vartheta_{\text{S,B}} \\ \vartheta_{\text{R,B}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.22})$$

$$\mathbf{R}_K = \begin{pmatrix} R_{S,A} + \frac{R_{Fe,Amb} R_J}{R_{Fe,Amb} + R_J} & 0 & \frac{R_{Fe,Amb} R_J}{R_{Fe,Amb} + R_J} & 0 \\ 0 & R_{R,A} & 0 & 0 \\ \frac{R_{Fe,Amb} R_J}{R_{Fe,Amb} + R_J} & 0 & R_{S,B} + \frac{R_{Fe,Amb} R_J}{R_{Fe,Amb} + R_J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_{R,B} \end{pmatrix} \quad (\text{A.23})$$

A.2.3 Komponente Bremse

$$\boldsymbol{\vartheta} = \begin{pmatrix} \vartheta_{BrG} \\ \vartheta_{BCu} \\ \vartheta_{BrR} \end{pmatrix} \quad (\text{A.24})$$

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} C_{BrG} & 0 & 0 \\ 0 & C_{BCu} & 0 \\ 0 & 0 & C_{BrR} \end{pmatrix} \quad (\text{A.25})$$

$$\boldsymbol{\lambda} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{R_{BAmb}} - \frac{1}{R_{CuB}} & \frac{1}{R_{CuB}} & 0 \\ \frac{1}{R_{CuB}} & -\frac{1}{R_{CuB}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.26})$$

$$\mathbf{P} = \begin{pmatrix} P_{BRb} \\ P_{BrCu} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.27})$$

$$\mathbf{P}_K = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{S,A} \\ \dot{Q}_{R,A} \\ \dot{Q}_{S,B} \\ \dot{Q}_{R,B} \end{pmatrix} \quad (\text{A.28})$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.29})$$

$$\boldsymbol{\vartheta}_K = \begin{pmatrix} \vartheta_{S,A} \\ \vartheta_{R,A} \\ \vartheta_{S,B} \\ \vartheta_{R,B} \end{pmatrix} \quad (\text{A.30})$$

$$\mathbf{R}_K = \begin{pmatrix} R_{S,A} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{R,A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{S,B} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_{R,B} \end{pmatrix} \quad (\text{A.31})$$

A.2.4 Komponente Deckel

$$\vartheta = (\vartheta_D) \quad (\text{A.32})$$

$$C = (C_D) \quad (\text{A.33})$$

$$\lambda = \left(-\frac{1}{R_{DAmb}}\right) \quad (\text{A.34})$$

$$P = (0) \quad (\text{A.35})$$

$$P_K = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{S,A} \\ \dot{Q}_{R,A} \end{pmatrix} \quad (\text{A.36})$$

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.37})$$

$$\vartheta_K = \begin{pmatrix} \vartheta_{S,A} \\ \vartheta_{R,A} \end{pmatrix} \quad (\text{A.38})$$

$$R_K = \begin{pmatrix} R_{BM} & 0 \\ 0 & R_{DR} \end{pmatrix} \quad (\text{A.39})$$

A.2.5 Komponente Applikation

$$\vartheta = \begin{pmatrix} \vartheta_{AP} \\ \vartheta_{R1} \\ \vartheta_{R2} \end{pmatrix} \quad (\text{A.40})$$

$$C = \begin{pmatrix} C_{AP} & 0 & 0 \\ 0 & C_{R1} & 0 \\ 0 & 0 & C_{R2} \end{pmatrix} \quad (\text{A.41})$$

$$\lambda = \begin{pmatrix} -\frac{1}{R_{APAmb}} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{R_{R1Amb}} - \frac{1}{R_{R1a}} + \frac{1}{R_{R1a}} \cdot R_{x2} & -\frac{1}{R_{R2a}} - \frac{1}{R_{APAmb}} + \frac{1}{R_{R2a}} \cdot R_{x1} \\ 0 & \frac{1}{R_{R2a}} \cdot R_{x2} & -\frac{1}{R_{R2a}} - \frac{1}{R_{APAmb}} + \frac{1}{R_{R2a}} \cdot R_{x1} \end{pmatrix} \quad (\text{A.42})$$

mit:

$$R_{x1} = \frac{1}{1 + \frac{R_{R2a}}{R_{R1a}} + \frac{R_{R2a}}{R_{R12Amb}}} \quad (\text{A.43})$$

$$R_{x2} = \frac{1}{1 + \frac{R_{R1a}}{R_{R2a}} + \frac{R_{R1a}}{R_{R12Amb}}} \quad (\text{A.44})$$

$$\boldsymbol{P} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.45})$$

$$\boldsymbol{P}_{\text{K}} = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{S,B}} \\ \dot{Q}_{\text{R,B}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.46})$$

$$\boldsymbol{A} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.47})$$

$$\boldsymbol{\vartheta}_{\text{K}} = \begin{pmatrix} \vartheta_{\text{S,B}} \\ \vartheta_{\text{R,B}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.48})$$

$$\boldsymbol{R}_{\text{K}} = \begin{pmatrix} R_{\text{BM}} & 0 \\ 0 & R_{\text{BR1}} \end{pmatrix} \quad (\text{A.49})$$

A.3 Daten Prüflinge

A.3.1 Motor

In den durchgeführten Untersuchungen wurde bei Messungen eine permanent-erregte Synchronmaschine (PSM) mit Oberflächenmagneten verwendet.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Systemspannung	U_{Sys}	400	V
Nennmoment	M_{N}	5,76	Nm
Nenndrehzahl	n_{N}	6000	1/min
Nennstrom	I_{N}	8,18	A
Strangwiderstand	R_1	0,266	Ω
Stranginduktivität	L_1	1,63	mH
Drehmomentkonstante	k_{T}	0,704	Nm/A
Polpaarzahl	p	4	

Tabelle A.1: Daten Prüfling Motor.

A.3.2 Getriebe

In den durchgeführten Untersuchungen wurde bei Messungen ein kompaktes Planetengetriebe verwendet.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Übersetzung	i	5	
Stufenzahl		1	
Planetenzahl	n_{Planeten}	3	
max. Drehzahl	$n_{\text{a,pk}}$	5500	1/min
max. Drehmoment	$M_{\text{a,pk}}$	172	Nm
Schmierstoffart		Öl	
Typ Hauptlager		Linie	

Tabelle A.2: Daten Prüfling Planetengetriebe.

A.4 Kennfelder

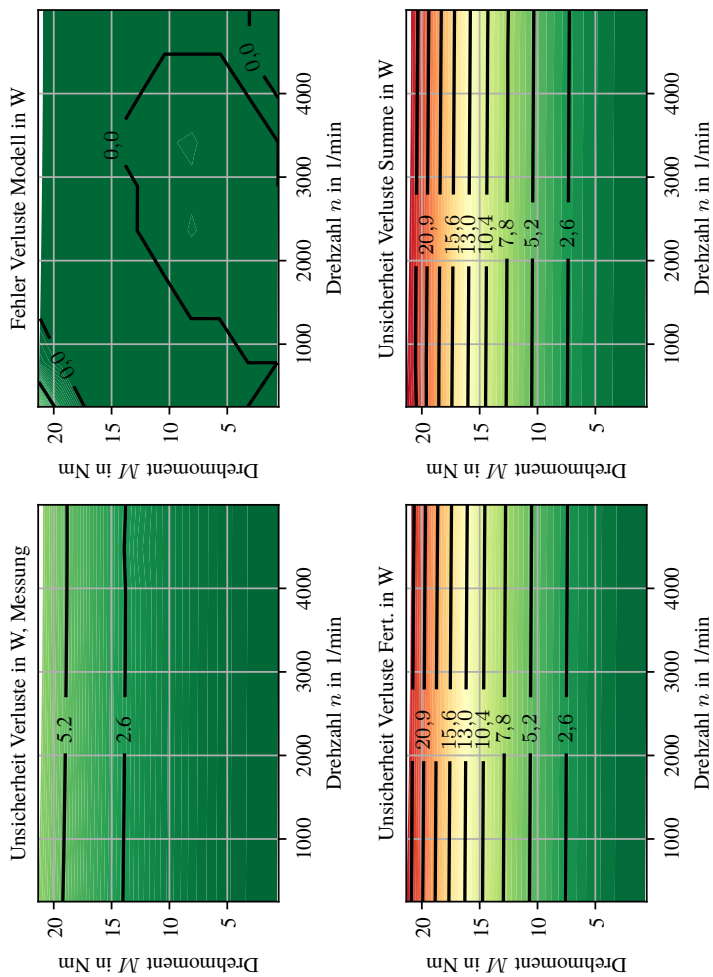


Abbildung A.2: Kennfelder der Unsicherheit für die Stromwärmeverluste aus der Solomomessung für die Unsicherheitskomponente der Messung, des Modells und der Fertigung sowie deren Summe.

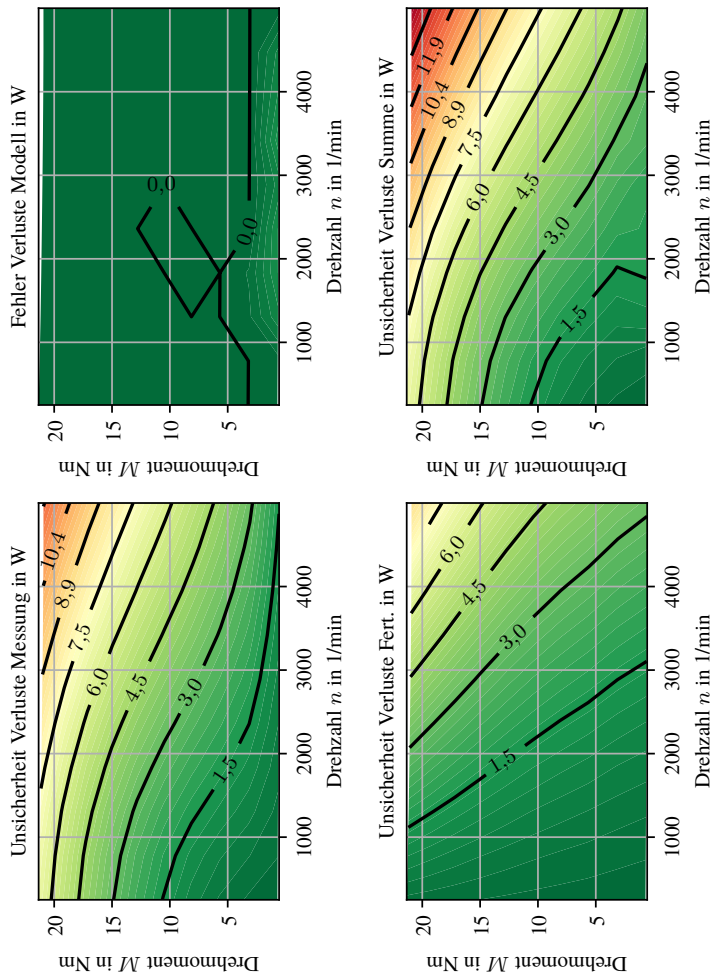


Abbildung A.3: Kennfelder der Unsicherheit für die drehzahlabhängigen Verluste aus der Solomotormessung für die Unsicherheitskomponente der Messung, des Modells und der Fertigung sowie deren Summe.

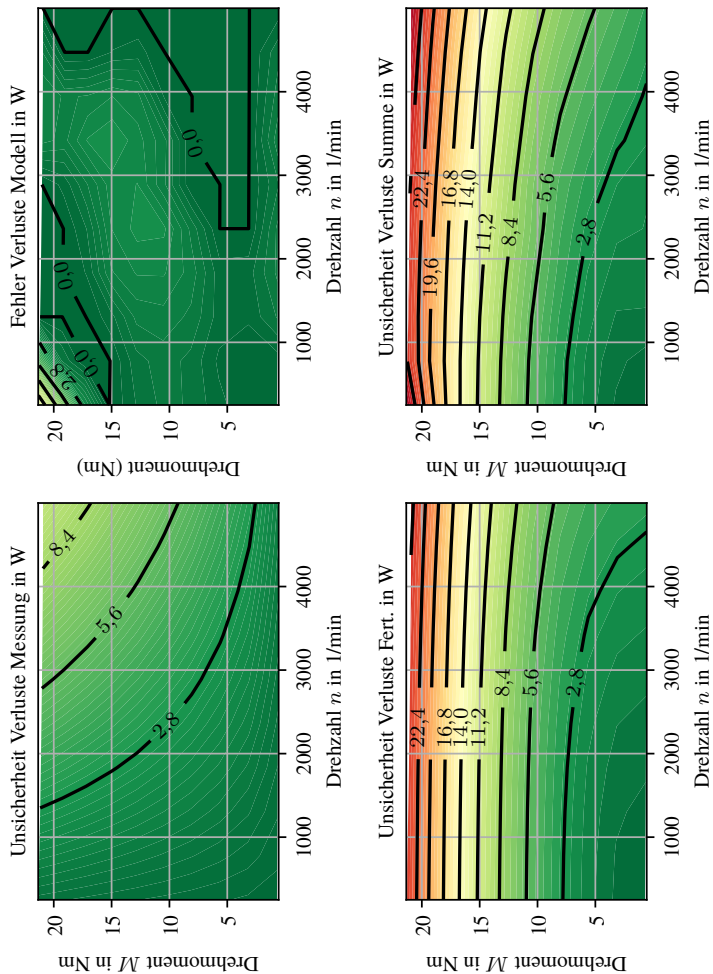
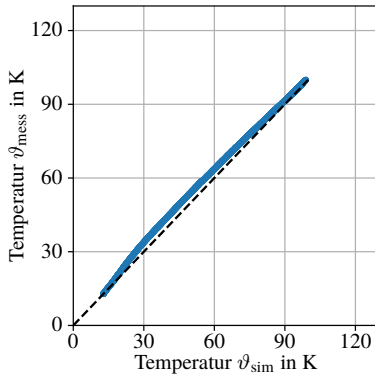


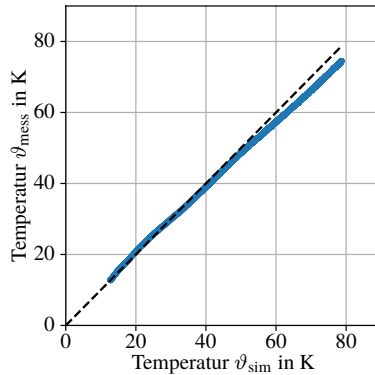
Abbildung A.4: Kennfelder der Unsicherheit für die Gesamtverluste aus der Solomotormessung für die Unsicherheitskomponente der Messung, des Modells und der Fertigung sowie deren Summe.

A.5 Lastprofile

Im folgenden Abschnitt werden zusätzliche Messergebnisse des Getriebemotors präsentiert. Dabei werden die Temperaturverläufe aus Messung und Simulation gegenübergestellt sowie die Verläufe von Temperatur, Drehmoment und Drehzahl für die Lastprofile 2 bis 6 dargestellt.

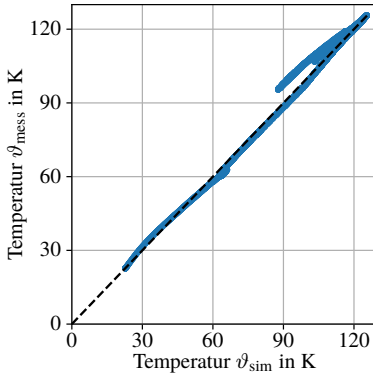


(a) Wicklung

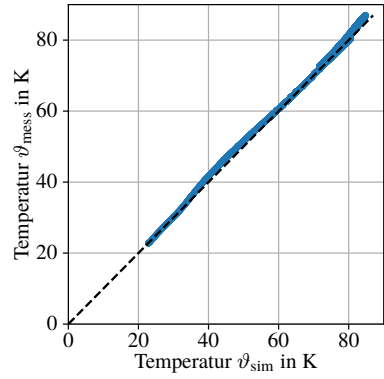


(b) Planetengetriebe

Abbildung A.5: Gegenüberstellung simulierte und gemessene Temperaturen Lastprofil 2.

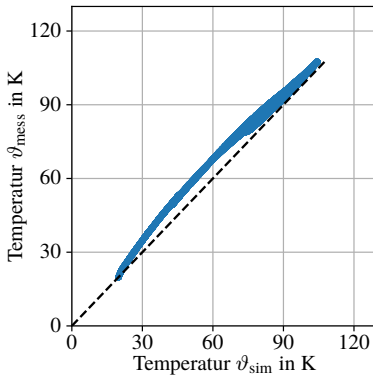


(a) Wicklung

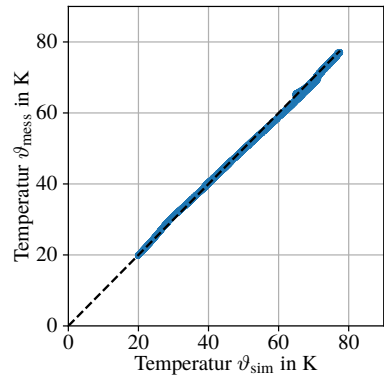


(b) Planetengetriebe

Abbildung A.6: Gegenüberstellung simulierte und gemessene Temperaturen Lastprofil 3.

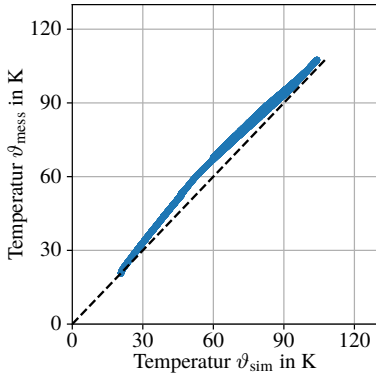


(a) Wicklung

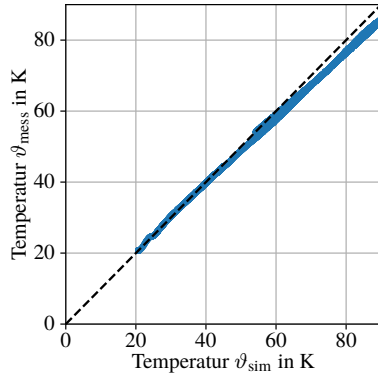


(b) Planetengetriebe

Abbildung A.7: Gegenüberstellung simulierte und gemessene Temperaturen Lastprofil 4.

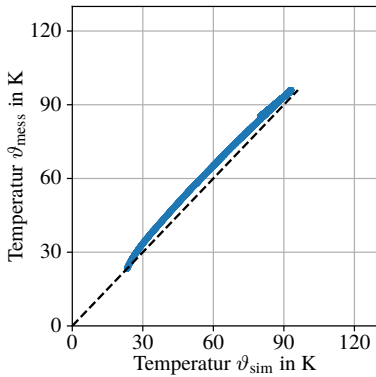


(a) Wicklung

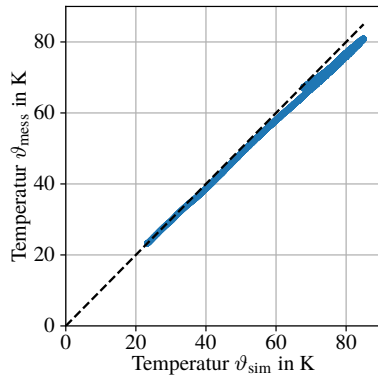


(b) Planetengetriebe

Abbildung A.8: Gegenüberstellung simulierte und gemessene Temperaturen Lastprofil 5.



(a) Wicklung



(b) Planetengetriebe

Abbildung A.9: Gegenüberstellung simulierte und gemessene Temperaturen Lastprofil 6.

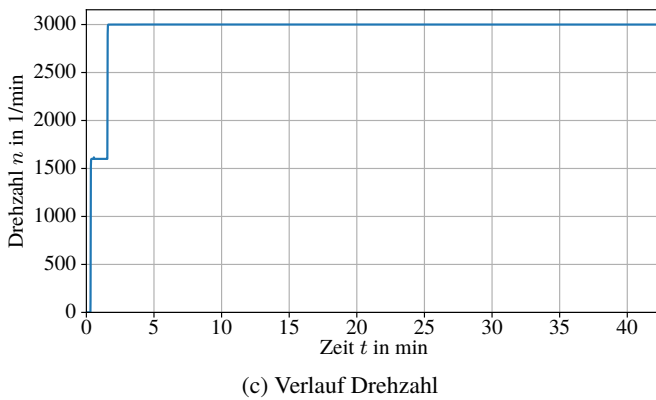
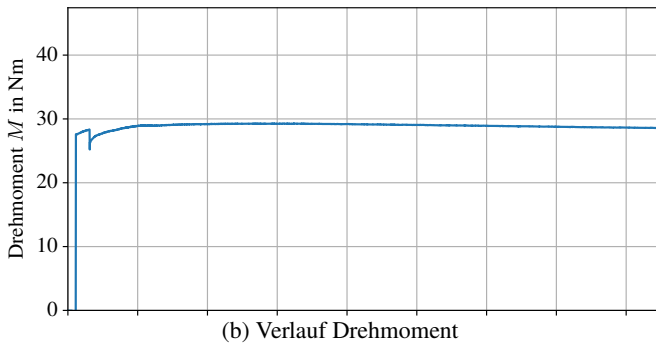
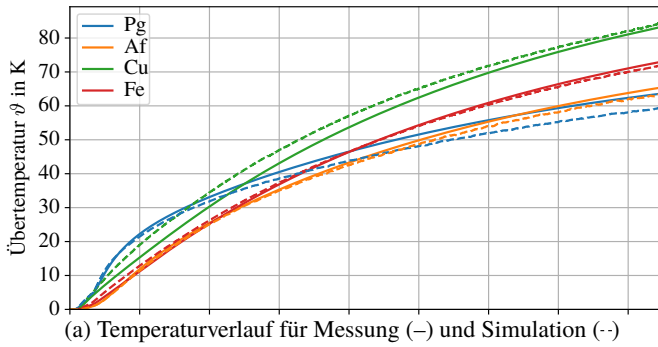


Abbildung A.10: Messergebnisse Lastprofil 2 Getriebemotor.

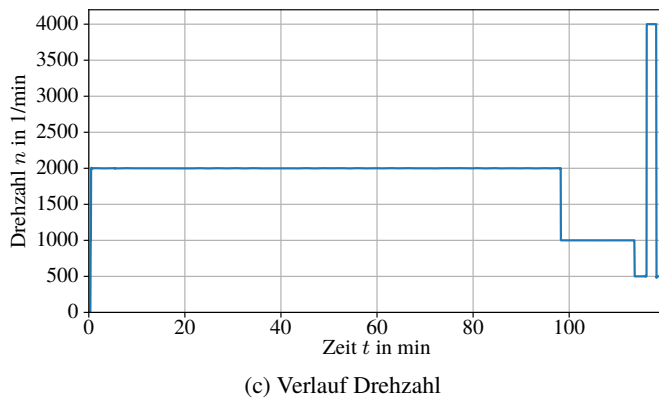
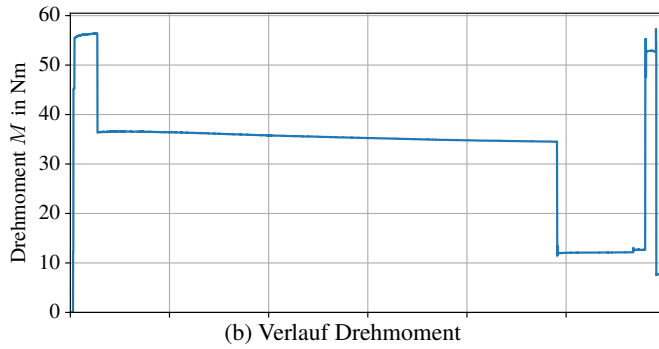
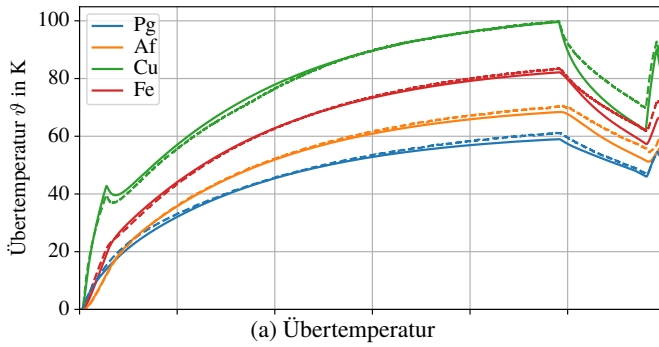


Abbildung A.11: Messergebnisse des dynamischen Lastprofils 3 aus der Getriebemotormessung für Messung (–) und Simulation (–).

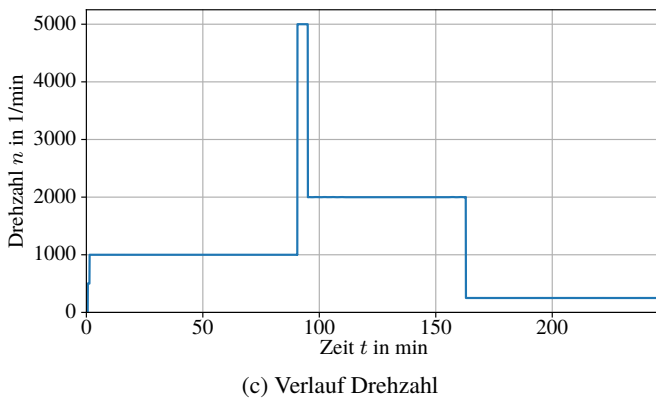
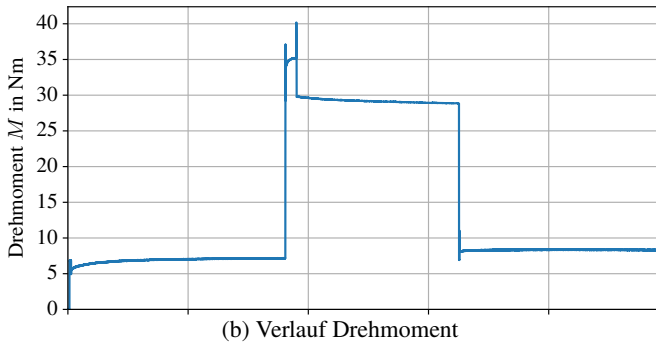
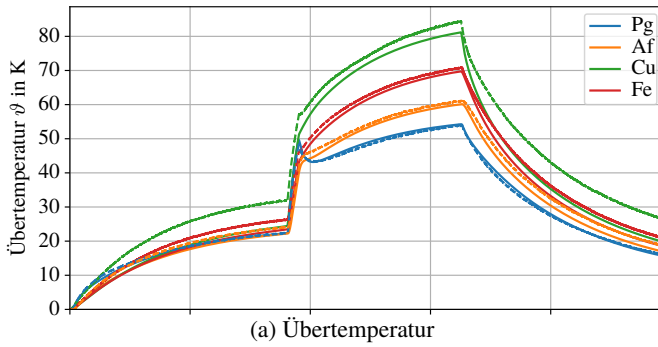


Abbildung A.12: Messergebnisse des dynamischen Lastprofils 4 aus der Getriebemotormessung für Messung (–) und Simulation (–).

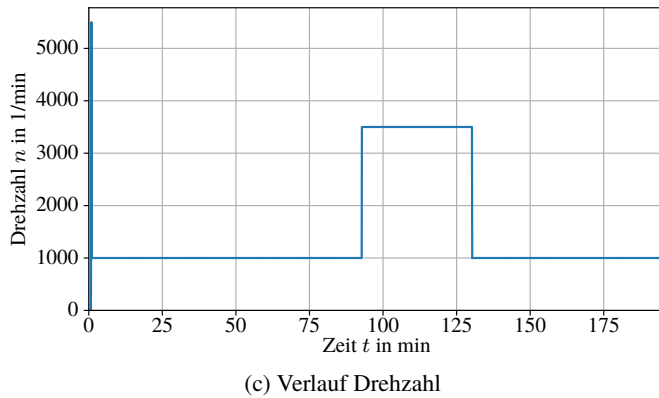
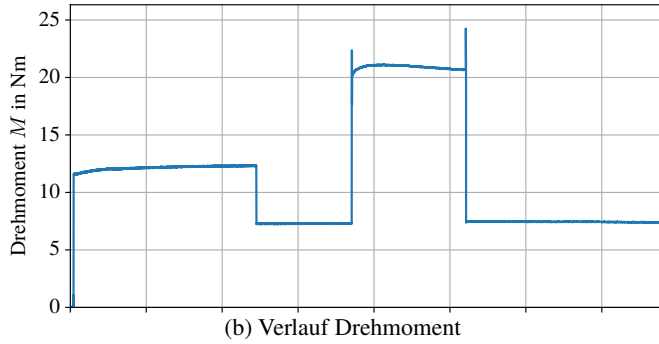
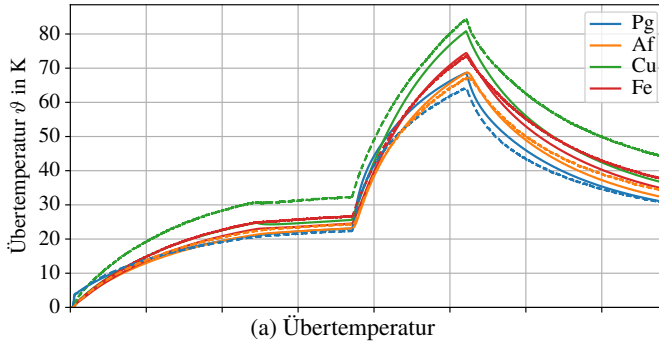


Abbildung A.13: Messergebnisse des dynamischen Lastprofils 5 aus der Getriebemotormessung für Messung (–) und Simulation (–).

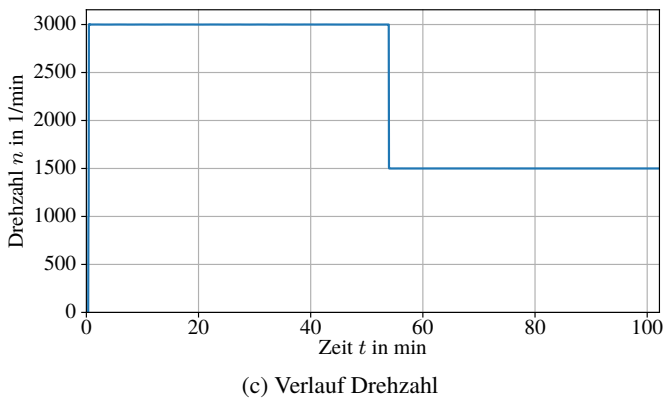
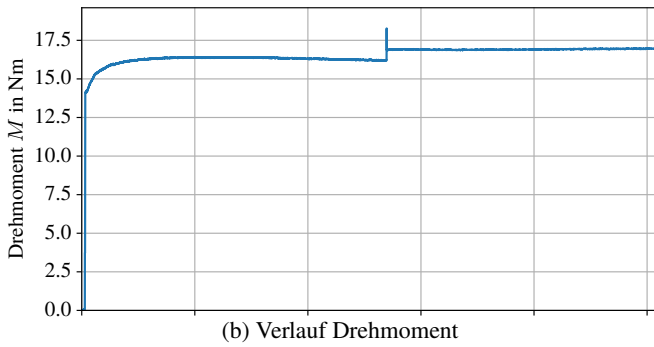
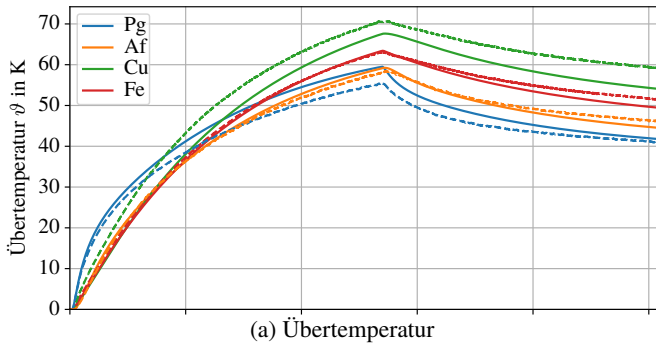


Abbildung A.14: Messergebnisse des dynamischen Lastprofils 6 aus der Getriebemotormessung für Messung (–) und Simulation (–).

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

AD	Automatische Differentiation
CFD	Computational Fluid Dynamics
DGL	Differentialgleichung
EOL	End-of-Line
ETI	Elektrotechnisches Institut
FD	Finite Differenzen
FEM	Finite Elemente Methode
LPTN	Lumped Parameter Thermal Network
MTPA	Maximum Torque per Ampère
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
PWM	Pulsweitenmodulation

Symbole

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche
A_B	Eintauchende Radfläche
B_R	Remanenzflussdichte
C	Kapazitätsmatrix
C_M	Modulfaktor
C_{SP}	Spritzölfaktor
C_V	Ölvolumenfaktor

C_{WA}	Wandabstandsfaktor Ablaufseite
C_{WZ}	Wandabstandsfaktor Zulaufseite
C_{th}	Thermische Kapazität
F_{KU}	Sichtfaktor
H_v	Zahnverlustfaktor
I	Strom
I_{Br}	Strom der Bremsenwicklung
I_N	Nennstrom
J	Trägheitsmoment
K_{PIG}	Korrekturfaktor Planschmoment
L	Induktivität
L_1	Stranginduktivität
L_d	Selbstinduktivität d-Achse
L_q	Selbstinduktivität q-Achse
M	Drehmoment
M_N	Nennmoment
\mathbf{P}	Verlustleistungsvektor
P_{BRb}	Reibungsverluste Bremse
P_{CuI}	Stromwärmeverluste Motor
P_{CuB}	Stromwärmeverluste Bremse
$P_{Dichtung}$	Reibungsverluste am Dichtring
P_{Edy}	Wirbelstromverluste
P_{Exc}	Exzessverluste
P_{FeI}	Ummagnetisierungsverluste Motor
P_{Hys}	Hystereseverluste
P_{LHL}	Umrichterbedingte Verluste
P_{Lager}	Lagerreibungsverluste
P_L	Gesamtverluste Motor
P_{Mag}	Magnetverluste
P_{Rb}	Reibungsverluste Motor
P_{Rot}	Rotorverluste
$P_{V,G}$	Verluste Getriebe
$P_{Vz,0}$	Lastunabhängige Verzahnungsverluste
$P_{Vz,M}$	Lastabhängige Verzahnungsverluste
P_{Vz}	Verzahnungsverluste
P_{el}	Elektrische Leistung
P_n	Drehzahlabhängige Verluste

$P_{\text{sonst.}}$	Sonstige Verluste
\dot{Q}	Wärmestrom
R_1	Strangwiderstand bei 20 °C
$R_{\text{kalt,Br}}$	Widerstand der Bremsenwicklung bei 20 °C
R_{th}	Thermischer Widerstand
S	Schaltmatrix
U	Spannung
U_{DC}	Zwischenkreisspannung
U_{Sys}	Systemspannung
U_{S}	Strangspannung
W_{c}	Koenergie
b	Zahnbreite
c	Exponent Drehzahlabhängigkeit Motorverluste
c_{p}	Spezifische Wärmekapazität
d_{M}	Lagerdurchmesser
f_0	Lagerspezifischer Beiwert
f_1	Lagerspezifischer Beiwert
f_{el}	Elektrische Frequenz
g	Erdbeschleunigung
i	Getriebeübersetzung
i_{d}	Strom (Amplitudenwert) d-Achse
i_{q}	Strom (Amplitudenwert) q-Achse
k_{T}	Drehmomentkonstante
m	Strangzahl
n	Drehzahl
n_{H}	Drehzahl Hohlrad
n_{N}	Nenndrehzahl
n_{S}	Drehzahl Sonne
n_{T}	Drehzahl Planetenträger
p	Polpaarzahl
\dot{q}	Wärmestromdichte
r_{a}	Radius Zahnrad
r_{w}	Radius Wälzkreis
t	Zeit
u	Unsicherheit
v	Strömungsgeschwindigkeit
v_{t}	Umfangsgeschwindigkeit Zahnrad

w	Serienwindungszahl
z_H	Anzahl Zähne Hohlrad
z_S	Anzahl Zähne Sonne

Griechische Formelzeichen

ΔT	Temperaturdifferenz
Ψ	Flussverkettung
Ψ_d	Flussverkettung d-Achse
Ψ_q	Flussverkettung q-Achse
Ω	Mechanische Winkelgeschwindigkeit
α	Wärmeübergangskoeffizient
α_{Cu}	Temperaturkoeffizient Kupfer
α_{Mag}	Temperaturkoeffizient Magnet
α_{PM}	Temperaturkoeffizient Permanentmagnetflussverkettung
γ	Volumenausdehnungskoeffizient
ε	Emmisionsgrad
ε_p	Modellfehler
θ_R	Rotorposition
ϑ	Temperaturvektor
ϑ	Temperatur
ϑ_{AF}	Temperatur Adapterflansch
ϑ_{CuB}	Temperatur Bremsenwicklung
ϑ_{Cu}	Temperatur Motorwicklung
ϑ_{Fe}	Temperatur Motorgehäuse
ϑ_{PG}	Temperatur Planetengetriebe
ϑ_{Rot}	Temperatur Rotor
λ	Leitwertmatrix
λ	Wärmeleitfähigkeit
μ	Erwartungswert Wahrscheinlichkeitsverteilung
μ_{mz}	Reibkoeffizient
μ_{vis}	Dynamische Viskosität
ν	Kinematische Viskosität
ρ	Dichte
σ	Standardabweichung
σ_{SB}	Stefan-Boltzmann-Konstante
τ_{erw}	Erwärmungszeitkonstante

φ	Wahrscheinlichkeitsdichte
ω_{el}	Elektrische Winkelgeschwindigkeit

Indizes

F	Fluid
K	Körper

Abbildungsverzeichnis

1.1	S1-Kennlinie Solo- und Getriebemotor	2
2.1	Verwendung von Servogetriebemotoren in einem Tripod	10
2.2	Einsatz von Servogetriebemotoren in einer Werkzeugmaschine .	10
2.3	Aufbau und Komponenten eines Planetengetriebes mit 3 Planeten	12
2.4	Beispiel Verlustabhängigkeit von Planetengetrieben	13
2.5	Isometrische Ansicht Servomotor	15
2.6	Querschnitt Servomotors mit 12 Statornuten und 10 Polen	15
3.1	Beispiel Wärmeleitung durch ein Objekt	20
3.2	Abgaberrichtung Wärmestrahlung und Konvektion	20
3.3	Abgabe von Wärmestrahlung mit Sichtfaktor	24
3.4	Thermisches Ersatzschaltbild eines 3-Körper-Modells	25
3.5	Unterschiedliche Lastprofile in der therm. Berechnung	27
3.6	Prinzipieller Temperaturverlauf eines zyklischen Lastprofils . . .	30
3.7	Unsicherheitsbehafteter Erwärmungslauf	34
4.1	Beispiel der Kombinationsmöglichkeiten eines Baukastensystems	36
4.2	Querschnitt Servogetriebemotor	37
4.3	Wärmewege zw. Einzelkomponenten	38
4.4	Modularisierung Servogetriebemotor	39
4.5	Thermisches Ersatzschaltbild 1-Körper mit Schnittstelle	40
4.6	Bezeichnungen für das Koppeln von zwei Schnittstellen	41
4.7	Thermisches Ersatzschaltbild Komponente Getriebe	45
4.8	Thermisches Ersatzschaltbild der Komponente Motor.	48
4.9	Stationäres thermisches Netzwerk Motorkomponente	50
4.10	Querschnitt Scheibenbremse eines Elektromotors	51
4.11	Thermisches Ersatzschaltbild Komponente Bremse	52

4.12	Thermisches Ersatzschaltbild Komponente Deckel	52
4.13	Aufbau Referenzapplikation mit isolierter Wärmesenke	54
4.14	Thermisches Ersatzschaltbild Komponente Applikation	54
4.15	Thermisches Ersatzschaltbild Motor	55
4.16	Thermisches Ersatzschaltbild Getriebemotor	55
5.1	Prüfaufbauten für die Messung von Verlustkennfeldern	59
5.2	Ψ_{PM} aus Messung und Rechnung mit zugehörigem linearem Trend	61
5.3	Einfluss des Messablaufs auf Mittelwert	64
5.4	Ablaufdiagramm für die Messung einer Wirkungsgradmatrix . .	65
5.5	Verlauf von Maschinengrößen während der Messphasen	66
5.6	Auswertung Motormessung: Gesamtverluste P_L	70
5.7	Auswertung Motormessung: Wirkungsgrad η	70
5.8	Auswertung Motormessung: Stromwärmeverluste P_{Cu1}	71
5.9	Auswertung Motormessung: umrichterbedingte Verluste P_{LHL} .	72
5.10	Auswertung Motormessung: drehzahlabhängige Verluste P_n . .	72
5.11	Messunsicherheit verwendete 50 Nm Messwelle	73
5.12	Berechnete relative Unsicherheit drehzahlabh. Motorverluste . .	75
5.13	Berechnete relative Unsicherheit Motorgesamtverluste u_{P_L} . .	75
5.14	Verluste Getriebe	77
5.15	Getriebewirkungsgrad	77
5.16	Unsicherheit Getriebeverluste aus Getriebemotormessung	79
5.17	Unsicherheit direkt gemessener Getriebeverluste	79
5.18	Unsicherheit u_{Modell} des Motormodells	81
5.19	Mess- und Modelldaten Getriebeverluste	81
5.20	Modifizierte Unsicherheit u_{Modell}^* des Motormodells	82
5.21	Wahrscheinlichkeitsverteilung unterschiedlicher Messgrößen . .	86
5.22	Fertigungsbedingte Unsicherheit der Getriebeverluste	87
5.23	Fertigungsbedingte Unsicherheit der Motorverluste u_{Fert}	88
5.24	Gesamtunsicherheit Motorverluste	90
5.25	Gesamtunsicherheit der Getriebeverluste	90
6.1	Prüflinge mit angebrachten Temperatursensoren	92
6.2	Temperaturvergleich Wirkungsgradmatrix Motor	94
6.3	Wicklungstemperatur mit PT_1 -Verhalten	95
6.4	Abweichung Wicklungstemperatur mit Sensor	96
6.5	Gegenüberstellung simulierte und gemessene Temperaturen . . .	97
6.6	Messergebnisse Lastprofil 1 Getriebemotor	98
6.7	Abweichung Wicklungstemperatur Lastprofil 1	99

6.8	Abweichung Getriebetemperatur Lastprofil 1	100
6.9	Gegenüberstellung Temperaturen Lastprofil 1	101
A.1	Kopplung von zwei Einkörpermodellen	108
A.2	Unsicherheitskennfelder Stromwärmeverluste Motor	115
A.3	Unsicherheitskennfelder drehzahlabhängige Verluste Motor	116
A.4	Unsicherheitskennfelder Gesamtverluste Motor	117
A.5	Gegenüberstellung Temperaturen Lastprofil 2	118
A.6	Gegenüberstellung Temperaturen Lastprofil 3	119
A.7	Gegenüberstellung Temperaturen Lastprofil 4	119
A.8	Gegenüberstellung Temperaturen Lastprofil 5	120
A.9	Gegenüberstellung Temperaturen Lastprofil 6	120
A.10	Messergebnisse Lastprofil 2 Getriebemotor	121
A.11	Messergebnisse Lastprofil 3 Getriebemotor	122
A.12	Messergebnisse Lastprofil 4 Getriebemotor	123
A.13	Messergebnisse Lastprofil 5 Getriebemotor	124
A.14	Messergebnisse Lastprofil 6 Getriebemotor	125

Tabellenverzeichnis

3.1	Rechenzeitvergleich Methoden stationäre Lastpunktrechnung . .	29
A.1	Daten Prüfling Motor	114
A.2	Daten Prüfling Planetengetriebe	114

Literaturverzeichnis

Eigene Publikationen

- [E1] A. Krämer, V. Reinhardt und M. Doppelbauer, „Method for a Simplified Calculation of Inverter-Related Losses in Servomotors Based on Impedance Measurement,“ in *2021 23rd European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'21 ECCE Europe)*, 2021, S. 1–10.
- [E2] A. Krämer, V. Reinhardt und M. Doppelbauer, „Measurement of detailed efficiency maps minimizing temperature drifts,“ in *EEMODS'22*, 2022.
- [E3] P. Fehn, A. Krämer, B. Deusinger und A. Binder, „Design of a synchronous reluctance motor using changed symmetry properties of the rotor geometry,“ in *Electromechanical Drive Systems 2021; ETG Symposium*, 2021, S. 1–8.
- [E4] B. Chen, A. Krämer, J. Bohn und V. Reinhardt, „Efficient Uncertainty Quantification for Electric Machine Computation,“ in *EEMODS'24*, 2024.

Betreute Studentische Arbeiten

- [S1] J. Gentner, „Effiziente Messung von Elektromotoren mittels nichtlinearer Modellprädiktiver Regelung,“ Masterthesis, Hochschule Karlsruhe, 2022.
- [S2] R. Guo, „Potentialanalyse PSM mit Ferriten im Industrieumfeld,“ Masterthesis, Karlsruher Institut für Technologie, 2023.
- [S3] S. Frey, „Auslegung und Vergleich einer geschalteten Reluktanzmaschine für Industrieapplikationen,“ Masterthesis, Karlsruher Institut für Technologie, 2022.
- [S4] P. Fehn, „Auslegung eines synchronen Reluktanzmotors für die Serienfertigung unter Ausnutzung veränderter Symmetrieeigenschaften der Rotorgeometrie,“ Masterthesis, Technische Universität Darmstadt, 2021.
- [S5] R. Charissé, „Methodik zur Bestimmung von umrichterbedingten Verlusten in Synchronmaschinen,“ Masterthesis, Technische Universität Darmstadt, 2025.

References

- [1] M. Kaufhold, H. Aninger, M. Berth, J. Speck und M. Eberhardt, „Electrical stress and failure mechanism of the winding insulation in PWM-inverter-fed low-voltage induction motors,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 47, Nr. 2, S. 396–402, 2000.
- [2] H. Krieger, „Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben,“ Diss., Technische Universität München, 2003.
- [3] J. Mayr u. a., „Thermal issues in machine tools,“ *CIRP Annals*, Jg. 61, Nr. 2, S. 771–791, 2012, ISSN: 0007-8506.
- [4] Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), *PTB-Prüfregeln: Prüf- und Zertifizierungsverfahren nach Richtlinie 94/9/EG für explosionsgeschützte Antriebe*. 2007.
- [5] P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Hrsg., *VDI-Wärmeatlas : fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, Berlin, 2019.
- [6] J. R. Simonson, *Engineering Heat Transfer*. Palgrave Macmillan London, 1988.
- [7] C. Kunik und J. Kunert, „Wetting and Oil Flow Analysis of Planetary Gearboxes Using Oil Flow Simulations,“ in *SPHERIC*, 2024.
- [8] M. Gaedtke, T. Hoffmann, V. Reinhardt, G. Thäter, H. Nirschl und M. J. Krause, „Flow and heat transfer simulation with a thermal large eddy lattice Boltzmann method in an annular gap with an inner rotating cylinder,“ *International Journal of Modern Physics C*, Jg. 30, Nr. 02n03, S. 1950013, 2019. eprint: <https://doi.org/10.1142/S012918311950013X>.
- [9] A. Boglietti, A. Cavagnino, D. Staton, M. Shanel, M. Mueller und C. Mejuto, „Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 56, Nr. 3, S. 871–882, 2009.
- [10] J. An, „Design of a permanent magnet synchronous machine for hybrid electric vehicles with twin electric machines and a range extender,“ en, Diss., Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2020.
- [11] F. Hoffmann, „Thermische Modellierung permanentmagneterregter Synchronmaschinen mit wellenseitiger Öl-Sprühkühlung,“ Diss., Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2024, 190 S.

- [12] H. Nestler, „Einsatz des Luenberger-Beobachters zur On-Line-Temperaturschätzung in elektrischen Maschinen,“ Diss., RWTH Aachen, 1989.
- [13] F. Boseniuk und B. Ponick, „Parameterization of transient thermal models for permanent magnet synchronous machines exclusively based on measurements,“ in *2014 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, 2014, S. 295–301.
- [14] W. Kirchgässner, O. Wallscheid und J. Böcker, „Thermal neural networks: Lumped-parameter thermal modeling with state-space machine learning,“ *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, Jg. 117, S. 105 537, 2023, issn: 0952-1976.
- [15] C. Kral, A. Haumer und S. B. Lee, „A Practical Thermal Model for the Estimation of Permanent Magnet and Stator Winding Temperatures,“ *IEEE Transactions on Power Electronics*, Jg. 29, Nr. 1, S. 455–464, 2014.
- [16] A. Boglietti, A. Cavagnino und D. Staton, „Determination of Critical Parameters in Electrical Machine Thermal Models,“ *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 44, Nr. 4, S. 1150–1159, 2008.
- [17] J.-W. Chin, S.-W. Hwang, H.-J. Park und J.-P. Hong, „Thermal Analysis and Verification of PMSM Using LPTN Considering Mechanical Components and Losses,“ in *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2018, S. 1323–1329.
- [18] J. Montonen, J. Nerg, M. Polikarpova und J. Pyrhönen, „Integration Principles and Thermal Analysis of an Oil-Cooled and -Lubricated Permanent Magnet Motor Planetary Gearbox Drive System,“ *IEEE Access*, Jg. 7, S. 69 108–69 118, 2019.
- [19] S. Oechslen, „Thermische Modellierung elektrischer Hochleistungsantriebe,“ Diss., Universität Stuttgart, 2018.
- [20] M. Németh-Csóka, *Thermisches Management elektrischer Maschinen : Messung, Modell und Energieoptimierung* (SpringerLink). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, ISBN: 9783658201333.
- [21] F. Qi, M. Schenk und R. W. De Doncker, „Discussing details of lumped parameter thermal modeling in electrical machines,“ in *7th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2014)*, 2014, S. 1–6.

-
- [22] G. Kylander, „Thermal Modelling of Small Cage Induction Motors,“ Diss., Chalmers University of Technology, 1995.
- [23] C. Changenet, F. Ville und P. Velex, „Thermal Behavior of a High-Speed Gear Unit,“ *Geartechnology*, Jan. 2016.
- [24] G. Funck, „Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen,“ Diss., Technische Universität München, 1985.
- [25] ISO/TR 14179-1:2001, *Gears -Thermal capacity - Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature*, Norm, Juli 2001.
- [26] ISO/TR 14179-2:2001, *Gears - Thermal capacity - Part 2: Thermal load-carrying capacity*, Norm, Aug. 2001.
- [27] T. Huber, „Experimentelle Identifikation eines thermischen Modells zur Überwachung kritischer Temperaturen in hochausgenutzten permanenterregten Synchronmotoren für automobiler Traktionsanwendungen,“ Diss., Universität Paderborn, 2016.
- [28] Motor Design Ltd., *MotorCAD*, Version 13.1, 2025.
- [29] C. Paar, A. Muetze und H. Kolbe, „Influence of Machine Integration on the Thermal Behavior of a PM Drive for Hybrid Electric Traction,“ *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 51, Nr. 5, S. 3914–3922, 2015.
- [30] O. Wallscheid und J. Böcker, „Global Identification of a Low-Order Lumped-Parameter Thermal Network for Permanent Magnet Synchronous Motors,“ *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Jg. 31, Nr. 1, S. 354–365, 2016.
- [31] W. Mauz, „Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s,“ Diss., Universität Stuttgart, 1987.
- [32] P. Albers, *A study to oil churning losses in a gearbox* (DCT rapporten), English. Technische Universiteit Eindhoven, 2004, DCT 2004.035.
- [33] A. Krings, J. Soulard und O. Wallmark, „Influence of PWM switching frequency and modulation index on the iron losses and performance of slot-less permanent magnet motors,“ in *2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2013, S. 474–479.
- [34] K. Yamazaki und A. Abe, „Loss Investigation of Interior Permanent-Magnet Motors Considering Carrier Harmonics and Magnet Eddy Currents,“ *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 45, Nr. 2, S. 659–665, 2009.

- [35] M. van der Geest, H. Polinder und J. A. Ferreira, „Influence of PWM switching frequency on the losses in PM machines,“ in *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2014, S. 1243–1247.
- [36] J. Heseding, F. Mueller-Deile und A. Mertens, „Estimation of losses in permanent magnet synchronous machines caused by inverter voltage harmonics in driving cycle operation,“ in *2016 18th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'16 ECCE Europe)*, 2016, S. 1–9.
- [37] D. Cittanti, V. Mallemaci, F. Mandrile, S. Rubino, R. Bojoi und A. Boglietti, „PWM-Induced Losses in Electrical Machines: An Impedance-Based Estimation Method,“ in *2021 24th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2021, S. 548–553.
- [38] M. Novak, J. Novak, Z. Novak, J. Chysky und O. Sivkov, „Efficiency mapping of a 100 kW PMSM for traction applications,“ in *2017 IEEE 26th International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*, 2017, S. 290–295.
- [39] B. Deusinger, M. Lehr und A. Binder, „Determination of efficiency of permanent magnet synchronous machines from summation of losses,“ in *2014 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, 2014, S. 619–624.
- [40] N. Yogal, C. Lehrmann und M. Henke, „Determination of the Measurement Uncertainty of Direct and Indirect Efficiency Measurement Methods in Permanent Magnet Synchronous Machines,“ in *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2018, S. 1149–1156.
- [41] R. Bojoi, E. Armando, M. Pastorelli und K. Lang, „Efficiency and loss mapping of AC motors using advanced testing tools,“ in *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2016, S. 1043–1049.
- [42] G. Haines, N. Ertugrul und W. L. Soong, „Autonomously Obtaining System Efficiency Maps from Motor Drive Systems,“ in *2019 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*, 2019, S. 231–236.
- [43] „Origins of the Servo-Motor [History],“ *IEEE Industry Applications Magazine*, Jg. 2, Nr. 2, S. 74–, 1996.

-
- [44] G. Younkin, *Industrial Servo Control Systems: Fundamentals And Applications, Revised And Expanded* (Fluid power and control). CRC Press, 2002, ISBN: 9780203909454.
- [45] M. Oberhauser, *Mechatronische Getriebesysteme : Mechatronik und Design moderner Kfz-Getriebe ; mit 8 Tabellen und 34 Literaturstellen* (Kontakt & Studium ; 595). Renningen-Malmsheim: expert-Verl., 2001, ISBN: 3816919529.
- [46] S. P. Radzevich, *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. CRC Press, 2021.
- [47] H. W. Müller, *Die Umlaufgetriebe : Auslegung und vielseitige Anwendungen* (Konstruktionsbücher ; 28), 2., neubearb. und erw. Aufl. Berlin: Springer, 1998, aa, ISBN: 9783642636981.
- [48] A. J. Wimmer, „Lastverluste von Stirnradverzahnungen,“ Diss., Technische Universität München, 2006.
- [49] J. Klement, *Getriebe-Technologie : Praxishinweise zu Lagerungsgestaltung, Verzahnungsarten, spielarmen Getriebebauarten, Schmierung, Abdichtung und Instandhaltung*. Renningen: expert-Verl., 2013, Literaturverz. S. 355 - 360aa, ISBN: 9783816928942.
- [50] M. H. Klaus Michaelis Bernd-Robert Höhn, „Influence factors on gearbox power loss,“ *Industrial Lubrication and Tribology*, Jg. 63, Nr. 1, S. 46–55, Jan. 2011.
- [51] D. Gerling, *Electrical Machines: Mathematical Fundamentals of Machine Topologies*. Springer, 2015.
- [52] R. D. Schultz und L. Zhao, „Coenergy based transient model of interior permanent synchronous machines,“ in *2015 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 2015, S. 1–7.
- [53] N. Bianchi und L. Alberti, „MMF Harmonics Effect on the Embedded FE Analytical Computation of PM Motors,“ *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 46, Nr. 2, S. 812–820, 2010.
- [54] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera und D. P. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc, 2011.
- [55] K. M. Becker, „An experimental and theoretical study of heat transfer in an annulus with an rotating cylinder,“ Diss., MIT, 1958.
- [56] D. A. Howey, P. R. N. Childs und A. S. Holmes, „Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 59, Nr. 3, S. 1367–1375, 2012.

- [57] M. Rosu, P. Zhou, D. Lin, D. M. Ionel, M. Popescu, F. Blaabjerg, V. Rallabandi und D. Staton, „Thermal Problems in Electrical Machines,“ in *Multiphysics Simulation by Design for Electrical Machines, Power Electronics and Drives*. 2018, S. 165–221.
- [58] H. D. Baehr, *Wärme- und Stoffübertragung* (Springer eBooksSpringer eBook Collection), 10. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2019, ISBN: 9783662584415.
- [59] R. Richter, *Elektrische Maschinen Bd. 1*. Birkhäuser Verlag Basel und Stuttgart, 1967.
- [60] W. Walter, *Gewöhnliche Differentialgleichungen: Eine Einführung* (Springer-Lehrbuch), 6., überarb. und erw. Aufl. Berlin: Springer, 1996, ISBN: 3540590382.
- [61] J. Stoer und R. Bulirsch, *Introduction to numerical analysis* (Texts in applied mathematics; 12), 3. ed. New York: Springer, 2002, ISBN: 9780387954523.
- [62] IEC 60034-1:2010, *Rotating electrical machines - Part 1: Rating and performance*, Norm, Dez. 2016.
- [63] E. Hairer, G. Wanner und S. Norsett, *Solving Ordinary Differential Equations I*. Springer, 1993.
- [64] E. Hairer und G. Wanner, *Solving Ordinary Differential Equations II*. Springer, 1996.
- [65] C. Geiger und C. Kanzow, *Theorie und Numerik restringierter Optimierungsaufgaben* (Springer-Lehrbuch Masterclass). Springer Berlin Heidelberg, 2002, ISBN: 9783540427902.
- [66] DIN 1319-1:1995-01, *Grundlagen der Meßtechnik - Teil 1: Grundbegriffe*, Norm, Jan. 1995.
- [67] B. Kriegesmann und J. K. Lüdeker, *Reciprocal first-order second-moment method*, Mai 2021.
- [68] C. C. Margossian, „A review of automatic differentiation and its efficient implementation,“ *WIRES Data Mining and Knowledge Discovery*, 2019.
- [69] S. Li, D. Han und B. Sarlioglu, „Modeling of Interior Permanent Magnet Machine Considering Saturation, Cross Coupling, Spatial Harmonics, and Temperature Effects,“ *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 3, Nr. 3, S. 682–693, 2017.

-
- [70] IEC 60034-2-1:2014, *Drehende elektrische Maschinen - Teil 2-1: Standardverfahren zur Bestimmung der Verluste und des Wirkungsgrades aus Prüfungen (ausgenommen Maschinen für Schienen und Straßenfahrzeuge)*, Norm, 2014.
- [71] G. Bertotti, „General properties of power losses in soft ferromagnetic materials,“ *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 24, Nr. 1, S. 621–630, 1988.
- [72] D. G. Holmes und T. A. Lipo, „Modulation of ThreePhase Voltage Source Inverters,“ in *Pulse Width Modulation for Power Converters: Principles and Practice*. 2003, S. 215–258.
- [73] M. Gamba, G. Pellegrino, A. Cavagnino, Z. Gmyrek und M. Lefik, „Rotor end effects on FEM-based flux mapping of synchronous reluctance motors,“ in *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, 2017, S. 1–7.
- [74] A. P. Schoppa, „Einfluss der Be- und Verarbeitung auf die magnetischen Eigenschaften von schlussgeglühtem, nichtkornorientiertem Elektroband,“ Diss., RWTH Aachen, 2001.
- [75] A. Specht und J. Böcker, „Observer for the rotor temperature of IPMSM,“ in *Proceedings of 14th International Power Electronics and Motion Control Conference EPE-PEMC 2010*, 2010, T4-12-T4–15.
- [76] IEC TS 60034-2-3:2024, *Rotating electrical machines - Part 2-3: Specific test methods for determining losses and efficiency of vonverter-fed AC motors*, Norm, Dez. 2024.
- [77] H.-R. Tränkler, *Taschenbuch der Meßtechnik: Mit Schwerpunkt Sensortechnik*. Oldenbourg, 1996.
- [78] Puente León, Fernando, *Messtechnik : Systemtheorie für Ingenieure und Informatiker* (Lehrbuch), 10. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2015, Mit Literaturangaben und Index. - 9. Auflage (2012) verfasst von Fernando Puente León und Uwe Kienckeaa, ISBN: 9783662448205.
- [79] JCGM 100:2008, *Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement*, 2008.
- [80] R. González und A. Leonardo, „Tutorial: Fitting Multiphysics Simulation of PSRM with Practical Measurements,“ *ICEM*, 2022.

- [81] J. Ou, Y. Liu, R. Qu und M. Doppelbauer, „Experimental and Theoretical Research on Cogging Torque of PM Synchronous Motors Considering Manufacturing Tolerances,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 65, Nr. 5, S. 3772–3783, 2018.
- [82] T.-P. Luu, S.-K. Choi, S.-Y. Park und J.-Y. Lee, „Effect of Manufacturing Tolerances on Cogging Torque of Spoke-type Permanent Magnet Synchronous Motor,“ in *2021 24th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 2021, S. 1054–1059.
- [83] I. Coenen, C. P. Mbo’o und K. Hameyer, „Statistical evaluation of manufacturing tolerances in electrical machines by simulation and measurement,“ in *4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives*, 2013, S. 506–510.
- [84] H. Sá, W. M. Hosny, S. J. Dodds und D. A. Staton, „Influence of wall insulation material in BPM synchronous servomotor,“ in *2013 48th International Universities’ Power Engineering Conference (UPEC)*, 2013, S. 1–6.
- [85] D. C. Montgomery, *Introduction to Statistical Quality Control*. John Wiley Sons, Inc, 2009.
- [86] S. Gerber und R.-J. Wang, „Statistical analysis of cogging torque considering various manufacturing imperfections,“ in *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2016, S. 2066–2072.

Datenblätter und Applikationshinweise

- [D1] SEW-EURODRIVE GmbH Co KG, „Praxis der Antriebstechnik - Servotechnik,“ Sep. 2006.
- [D2] SEW-EURODRIVE GmbH Co KG, „Servo-Planetengetriebemotoren PxG CM3C63-100 im Kompaktanbau,“ Sep. 2022.
- [D3] Siemens AG, „Projektierungshandbuch - Synchronmotoren 1FK7,“ Dez. 2011.
- [D4] E. O. Lebigot, *Uncertainties: a Python package for calculations with uncertainties*.
- [D5] INA-FAG Schaeffler Gruppe, *INA FAG Wälzlager - Technische Grundlagen*. 2006.
- [D6] SEW-EURODRIVE GmbH Co KG, *Praxis der Antriebstechnik: SEW-Scheibenbremsen*. 2008.
- [D7] Bosch Rexroth AG, „Project Planning Manual - MS2N Synchronous Servomotors,“ 2022.
- [D8] KOLLMORGEN Europe GmbH, „Betriebsanleitung - AKM,“ 2017.
- [D9] Yokogawa Test Measurement Corporation, „WT5000 Precision Power Analysers,“ 2021.
- [D10] VACUUMSCHMELZE GmbH & Co. KG, „Selten-Erd-Dauermagnete Vacodym Vacomax,“ 2014.
- [D11] voestalpine Stahl GmbH, „isovac 270-50A,“ 2018.