

Johannes Steinwede

Auslegung eines Synchrongelenks für den
Einsatz in Schrägachsen-Axialkolbenmotoren

Design of a Homokinetic Joint for Use in
Bent Axis Axial Piston Motors

Auslegung eines Synchrongelenks für den
Einsatz in Schrägachsen-Axialkolbenmotoren

Johannes Steinwede



m verlag mainz
Wissenschaftsverlag, Aachen

MSE | **RWTH AACHEN**
UNIVERSITY

„AUSLEGUNG EINES SYNCHRONGELENKS FÜR DEN EINSATZ IN SCHRÄGACHSEN-AXIALKOLBENMOTOREN“

”DESIGN OF A HOMOKINETIC JOINT FOR USE IN BENT AXIS AXIAL PISTON MOTORS”

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen
Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Johannes Steinwede

Berichter: Universitätsprofessor Dr.-Ing. Georg Jacobs
 Universitätsprofessor Dr.-Ing. Kai-Uwe Schröder

Tag der mündlichen Prüfung: 25.11.2020

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online
verfügbar.

Johannes Steinwede

Auslegung eines Synchrongelenks für den Einsatz in Schrägachsen-Axialkolbenmotoren

ISBN: 978-3-95886-398-9

Bibliografische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Das Werk einschließlich seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwendung ist ohne die Zustimmung des Herausgebers außerhalb der engen Grenzen des Urhebergesetzes unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Vertrieb:

1. Auflage 2021

© Verlagshaus Mainz GmbH Aachen

Süsterfeldstr. 83, 52072 Aachen

Tel. 0241/87 34 34 00

www.Verlag-Mainz.de

Herstellung:

Druckerei Mainz GmbH Aachen

Süsterfeldstraße 83

52072 Aachen

Tel. 0241/87 34 34 00

www.DruckereiMainz.de

Satz: nach Druckvorlage des Autors

Umschlaggestaltung: Druckerei Mainz

printed in Germany

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2020)

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente und wurde unterstützt von der Firma Bosch Rexroth.

Mein besonderer Dank gilt zunächst Universitätsprofessor Dr.-Ing. Georg Jacobs für die Betreuung meiner Arbeit. In vielen engagierten Diskussionen hat er die Richtung der vorliegenden Arbeit mitgeprägt sowie meinen Einstieg in die Bearbeitung der Aufgabe angeleitet. Ebenfalls danken möchte ich Professor Dr.-Ing. Kai-Uwe Schröder für seine Tätigkeit als zweiter Berichtler meiner Arbeit sowie Professor Dr.-Ing. Achim Kampker für den Prüfungsvorsitz.

Weiter gilt mein Dank den Kollegen vom Institut für Maschinenelemente für das freundliche, fröhliche und konstruktive Arbeitsklima. Hervorzuheben sind dabei Dr.-Ing. Felix Straßburger und Dr.-Ing. Achim Kramer, welche in ihrer Zeit als Oberingenieure der Arbeitsgruppe Off-Highway-Antriebstechnik meine Arbeit mitbetreut haben. Ebenfalls gilt mein Dank all den studentischen Hilfskräften, welche mich unterstützt haben.

Den anfänglichen Projektpartnern und späteren Kollegen und Freunden von Bosch Rexroth gilt ebenfalls mein herzlichster Dank. Ohne ihre Expertise in der Gestaltung von Axialkolbenmaschinen sowie ihren Einsatz bei der Ausgestaltung der Prototypen, sowie den Arbeiten an den Versuchsprüfständen wäre das hier gezeigte Arbeitsergebnis nicht möglich gewesen. Insbesondere danke ich Norbert Riedel, Marcus Herrmann, Zoltan Gradwohl sowie Johannes Honnef dafür, dass sie jederzeit als Diskussionspartner und Experten Zeit für mich gefunden haben.

Bei meinem Vater bedanke ich mich für das Lektorat der Arbeit.

Nicht genug danken kann ich meiner Frau Antonia, sowie meiner Tochter Alma. Insbesondere die letzten Zeiten der Berichtserstellung sind auf Kosten unserer gemeinsamen Zeit gegangen. Ohne ihre Bereitschaft dies mitzutragen wäre es nicht gegangen.

Kurzfassung

Hydrostatische Antriebe stehen im Wettbewerb mit anderen Antriebsarten bei mobilen Arbeitsmaschinen. Aus der Forderung nach höheren Fahrgeschwindigkeiten wird für die breit verbreiteten Schrägachsenmotoren die Notwendigkeit nach einem großen Schwenkwinkel abgeleitet. Konstruktiv ist dabei maßgeblich ein notwendiges Gleichlaufgelenk auszulegen, welches die Drehbewegungen von Triebwelle und Zylinder synchronisiert.

Ausgehend von der Konzeptentwicklung werden drei Triebwerksvarianten entwickelt, welche verschiedene am Markt etablierte Konstruktionsmerkmale aufnehmen und über einen großen möglichen Schwenkwinkel verfügen. Zwei Konzepte verwenden ein Kugelgleichlaufgelenk, eines ein doppelt angeordnetes Tripodegelenk. Zur Identifikation von Geometrieparametern, welche die Gelenkbelastung bestimmen, wird die Betriebsbelastung der Gelenke zunächst mit analytischen bzw. empirischen Ansätzen beschrieben. Die Lastbeschreibung wird darauf folgend über den Vergleich mit Messungen an den Gelenken bei Betrieb auf einem Motor-Generator-Prüfstand validiert.

Das Verhalten der verwendeten Gelenke wird insbesondere im Hinblick auf mögliche Übertragungsfehler mittels verschiedener Simulationsmethoden analysiert. Aufgrund der bisher nur auf Ermüdung berechenbaren Gelenke wird die Belastbarkeit der Gelenke unter den Bedingungen im Hydraulikmotor in stichprobenartigen Versuchen auf einem Gelenkprüfstand ermittelt.

Nach einer Konzeptvorauswahl wird für das Triebwerk mit doppeltem Tripodegelenk der Einfluss des Gesamtsystems auf die Gelenkbelastung ermittelt, indem Prüfstand und Motor als Mehrkörpersimulation abgebildet werden und Rechenergebnisse mit Messungen verglichen werden.

Anhand eines realnahen Fahrzyklus` wird die Lebensdauer des Gelenks für den Einsatz im Motor berechnet und zugleich der Einfluss des Fahrzyklus` auf die Gelenkbelastung ermittelt. Schlussendlich wird eine Auslegungsmethodik entwickelt, welche den universellen Einsatz von hydraulischen Schrägachsenmotoren insofern berücksichtigt, als explizit zwischen Maßnahmen in Produktentwicklung und Applikation unterschieden wird.

Abstract

Hydrostatic drives compete against other drive types for use in mobile machinery. The demand for higher speeds leads to a demand for high swivel angles in the widely used bent axis motors. Key point for successful high angle motors is the design of a homokinetic joint that synchronizes drive shaft and cylinder barrel.

Starting from a neutral design process, three different motor concepts are derived, all using well established machine elements, but deliver high possible swivel angles. Two concepts make use of a ball-type homokinetic joint. one uses a doubled tripod joint.

First, geometric parameters that affect the loads on the synchronous joint were identified. Analytic and empiric models are used to describe the joint load. The results were validated by comparing them to load measurements from the motors tested on a motor-generator test bench.

To analyze the joint characteristics, the joints of all concepts were modelled, both using multi body simulation tools and/ or finite element tools where necessary. Special regard was set on failures in the angular transmission behavior, which can lead to torsional vibrations. Since lifetime calculation models for the chosen homokinetic joints only consider fatigue failures, the load capability of all joints were roughly estimated by testing. Joint testing was done in a joint test bench under close to real loads (hydraulic fluid, additional load forces, similar torque levels).

Following the selection of a final motor concept, the motor with doubled tripods joint was analyzed for further load sources. First, the influence of the connected system on the joint load is analyzed by comparing results from a multi body simulation to measurement data. Second, the influence of the driven load cycle on the joint load is analyzed by comparing loads derived by real life data to generic testing cycles. The joint lifetime is obtained by comparing the load cycles to an estimated Woehler-curve from joint testing. Finally, a methodic approach is derived to describe an appropriate design process for the homokinetic joint with special regard on the universal usage of bent axis motors by respecting the different phases of product design and product application.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	6
1.1	Motivation	6
1.2	Ziele der Arbeit	8
1.3	Aufbau der Arbeit.....	9
2	Stand der Technik.....	11
2.1.1	Aufbau eines hydrostatischen Getriebes	11
2.1.2	Aufbau und Eigenschaften von Schrägachsenmotoren	13
2.1.3	Rechnerische Beschreibung von Schrägachsenmotoren	17
2.1.4	Gleichförmige Drehwinkelübertragung	19
2.1.5	Fazit zum Stand der Technik	22
3	Festlegung der Triebwerkskonzepte	25
3.1	Gelenkauswahl	27
3.2	Untersuchte Triebwerksvarianten	29
3.2.1	Variante TRI	30
3.2.2	Variante KGL-plan	31
3.2.3	Variante KGL-sphärisch	32
3.2.4	Fazit zur Konzeptentwicklung	33
4	Lastanalyse am Gelenk	34
4.1	Gelenklasten aus der Kinematik	35
4.1.1	(Rück-) Drehmoment auf das Synchrongelenk	39
4.1.2	Längsbelastung durch die Vorspannung	42
4.1.3	Querbelastungen durch eine sphärische Steuerfläche	43
4.2	Gelenklasten aus Reibungskräften	44
4.2.1	Gelenkmoment durch Planscheffekte.....	45
4.2.2	Gelenkmoment durch Reibung in der Steuerfläche.....	49
4.2.3	Gelenkmoment durch Reibung im Kolben-Kalotten-Kontakt.....	52
4.3	Gelenklasten aus Trägheitseffekten	53

4.4	Synthese der Grundbelastung auf Basis der Lastanalyse	55
4.5	Gemessene Gelenklasten aus Prüfstandsversuchen.....	57
4.5.1	Betriebslasten bei Variante TRI	60
4.5.2	Betriebslasten bei Variante KGL-plan	63
4.5.3	Betriebslasten bei Variante KGL-sphärisch	65
4.6	Fazit zur Gelenk-Lastanalyse	66
5	Gelenkverhalten und Gelenkbelastbarkeit	68
5.1	Gelenkverhalten Tripodegelenk.....	68
5.2	Gelenkverhalten Kugelgleichlaufgelenk	74
5.3	Gelenkerprobung: Prüfstand und Versuchsplanung	82
5.4	Gelenkerprobung: Ergebnisse und Schadensbilder	88
5.4.1	Maximallastversuche Tripodegelenk	88
5.4.2	Maximallastversuche Kugelgleichlaufgelenk.....	89
5.4.3	Dauerlastversuche Tripodegelenk	91
5.4.4	Dauerlastversuche Kugelgleichlaufgelenk.....	93
5.5	Fazit zu den Gelenkversuchen	95
6	Variantenvergleich und Vorauswahl	98
6.1	Vergleich Gelenkverhalten.....	98
6.2	Vergleich der Betriebslasten.....	99
6.3	Signalanalyse der Betriebslasten.....	103
6.4	Vorauswahl der Triebwerksvariante für weitere Untersuchungen.....	106
7	Gesamtsystemeinfluss	107
7.1	Modellierung von Motor und Gesamtsystem.....	107
7.2	Validierung des Simulationsmodells.....	113
7.3	Einflussgrößen und Systemverhalten	117
7.4	Fazit zu Gesamtsystemeinfluss und Schwingungsmodellierung	123
8	Lebensdauervorhersage	124
8.1	Fazit zur Lebensdauerrechnung.....	129
9	Auslegungsmethodik	130
9.1	Grundausslegung	131

9.2	Betriebsfestigkeitsnachweis in der Produktapplikation	136
9.3	Kontinuierliche Erfassung von potentiell kritischen Feldlasten	139
9.4	Fazit zu Auslegungsmethodik	140
10	Zusammenfassung und Ausblick	141

Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Einheit	Beschreibung
A_p	[mm ²]	Kolben-Querschnittsfläche
A1	[]	Kraftangriff Welle 1
B1	[]	Kraftangriff Welle 2
c_t	[Nm/rad]	Drehsteifigkeit
cSt	[cm ² /s]	Centi-Stokes
DMS	[]	Dehnungsmessstreifen
DRESP	[]	Drehschwingungssimulationsprogramm
Druck A	[bar]	Druck in Arbeitsanschluss A
Druck B	[bar]	Druck in Arbeitsanschluss B
F_{axial}	[N]	Axialanteil der Kolbenkraft
FEM	[]	Finite-Elemente-Methode
F_{Kolben}	[N]	Kolbenkraft
F_{radial}	[N]	Radialanteil der Kolbenkraft
F_{tang}	[N]	Tangentialanteil der Kolbenkraft
G	[]	Gehäuse
HD	[bar]	Hochdruck
J	[kgm ²]	Trägheitsmoment
KGL	[]	Kugelgleichlaufgelenk
KGL-plan	[]	Triebwerksvariante mit Kugelgleichlaufgelenk und ebener Steuerfläche
KGL-sphärisch	[]	Triebwerksvariante mit Kugelgleichlaufgelenk und sphärischer Steuerfläche
L_{hx}	[h]	Lebensdauer
M	[Nm]	Drehmoment
M_d	[Nm]	Drehmomentbelastbarkeit
$M_{Plansch}$	[Nm]	Planschmoment

M_{RZ}	[Nm]	Reibmoment
M_t	[Nm]	Torsionsmoment
M_x	[Nm]	Lastmoment
MKS	[]	Mehrkörpersimulation
n	[U/min]	Drehzahl
n_x	[U/min]	Drehzahl
ND	[bar]	Niederdruck
N_g	[cm ³]	Nenngroße
P_{abs}	[N]	Kontaktkraft
P_{max}	[N]	Maximale Kontaktkraft pro Umdrehung
$P_{Plansch}$	[W]	Planschleistung
PCM	[]	Polygonal-Contact-Modell
$\ddot{\varphi}$	[rad/s ²]	Winkelbeschleunigung
r_{ch}	[mm]	Außenradius der Zylindertrommel
r_h	[mm]	Gehäuse-Radius
r_p	[mm]	Teilkreis Zylinderbohrung
RotX	[°]	Rotationswinkel um X-Achse
RotX	[°]	Käfig-Kippwinkel um X-Achse
T	[Nm]	Drehmoment
TRI	[]	Triebwerksvarianten mit Doppeltripodegelenk
TW	[]	Triebwelle
$V_{g_{max}}$	[cm ³]	Maximales Schluckvolumen
$V_{g_{min}}$	[cm ³]	Minimales Schluckvolumen
WNV	[]	Welle-Nabe-Verbindung
α	[°]	Schwenkwinkel
α_{max}	[°]	Maximaler Schwenkwinkel
α_{min}	[°]	Minimaler Schwenkwinkel
β	[°]	Beugewinkel
$\Delta\varphi_t$	[°]	Drehwinkelunterschied Triebwelle zu Zylinder
π	[]	Winkelhalbene (Gleichlaufgelenk)
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

1.1 Motivation

Hydrostatische Getriebe sind heute die vorherrschende Antriebsbauart bei mobilen Arbeitsmaschinen kleiner Leistungsbereiche. Steigende Forderungen nach höheren Fahrgeschwindigkeiten sowie immer weiter verschärfte Emissionsgrenzen machen Anpassungsmaßnahmen an hydrostatischen Getrieben notwendig, da diese im Wettbewerb mit anderen Antriebsarten stehen. Sie stehen in Konkurrenz zu beispielsweise Wandlergetrieben, Lastschaltgetrieben oder Leistungsverzweigungsgetrieben. Übertragen auf die typischer Weise als Fahrmotoren eingesetzten hydrostatischen Schrägachsenmotoren lassen sich diese Forderungen in eine notwendige Vergrößerung des nutzbaren Wandlungsbereichs umdeuten. Über die Betrachtung der Grundcharakteristik dieser Triebwerke in Abbildung 1 wird dies deutlich.

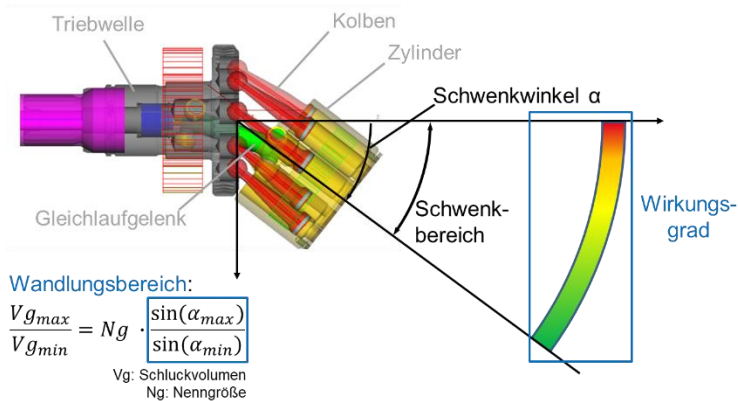


Abbildung 1: Grundcharakteristik Schrägachsentriebwerk

Der Wandlungsbereich eines hydrostatischen Motors ergibt sich unter Vernachlässigung von Verlustquellen als Quotient aus dem maximal möglichen Schluckvolumen (pro Umdrehung) geteilt durch das minimale Schluckvolumen. Theoretisch ermöglichen bis 0° schwenkbare Triebwerke damit unendlich große Wandlungsbereiche, welche in der Praxis bedingt durch den skizzierten Wirkungsgradverlauf aber nicht nutzbar sind. Durch das kinematisch bei kleinen Winkeln schlechter werdende Verhältnis von Nutzkraftanteilen zu nicht nutzbaren

Verspannungskräften fallen die Wirkungsgrade im Bereich kleiner Schwenkwinkel stark ab. In der Folge wird die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit von vollhydrostatisch betriebenen Fahrzeugen neben den „natürlichen“ Grenzen aus Fahrwiderstand und Leistungsangebot durch die Wirkungsgradcharakteristik des Hydromotors limitiert. Eine Vergrößerung des maximalen Schwenkwinkels verschiebt den Wandlungsbereich des Motors und vergrößert so die Schwenkwinkel gegenüber Betriebspunkten gleicher Wandlung bei herkömmlichen Motoren. Diese Verschiebung führt gerade bei Betriebspunkten mit hoher Fahrzeuggeschwindigkeit, also kleinen Schwenkwinkeln im Schrägachsenmotor, zu den gewünschten Wirkungsgradsteigerungen und damit zu höheren maximalen Fahrgeschwindigkeiten.

Konstruktiv/funktional führt die Forderung nach einer Vergrößerung des maximalen Schwenkwinkels zunächst zu wenig Problemen. Wesentlich das als Gleichlaufgelenk bezeichnete Maschinenelement, welches die Drehbewegungen von Triebwelle und Zylinder synchronisiert, muss für die gewünschten Winkelbereiche geeignet sein. Erst der Versuch einer Auslegung des Gelenks über Vergleich von Betriebslasten und Belastbarkeit legt das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Problem offen:

Die Belastung des Synchrongelenks wird nicht direkt von Leistungsflüssen im Motor bestimmt. So entstehen die Lasten entsprechend der Funktion des Gelenks: Die Drehbewegung der Triebwelle wird gegen die Massenträgheit des Zylinders durch das Gelenk auf den Zylinder übertragen. Aus der Tatsache, dass die Drehbewegung der Triebwelle neben der Antriebsleistung vor allem durch das angeschlossene Gesamtsystem bestimmt wird, ergibt sich, dass das Gelenkbelastung ohne Betrachtung eines Gesamtsystems kaum zu beschreiben ist. Da die betrachteten Antriebsmotoren aber für den Einsatz in verschiedenen Gesamtsystemen entwickelt werden, steht der Konstrukteur in der Praxis vor dem Problem, wie das Gelenk sinnvoll auszulegen ist.

Typischerweise werden Maschinenelemente in den universell verwendeten Hydraulikmotoren über Festlegung von Betriebsgrenzwerten und damit implizit Grenzkollektiven ausgelegt. So werden beispielsweise die maximalen Betriebsdrücke festgelegt und über Betrachtung von Betriebsdauer und –drehzahlen lässt sich ein Lastkollektiv ableiten. Beispielsweise entsteht so die Forderung nach einer dauerfesten Auslegung der hydraulischen Hüllen in den Kolbenräumen, weil sich aus dem so entwickelten Lastkollektiv Lastwechselzahlen weit oberhalb einer Ecklastspielzahl ermitteln lassen. Da die Betriebslasten des Gleichlaufgelenks ohne Gesamtsystem nicht aus Leistungsdaten prognostiziert werden können, besteht zur Lösung des skizzierten Problems Forschungsbedarf. Verallgemeinert bedarf es einer pragmatischen Auslegungsmethodik für Maschinenelemente, welche in universell

verwendeten Antriebsmotoren eingesetzt werden, deren Belastung aber durch das jeweilige Gesamtsystem dominiert wird.

1.2 Ziele der Arbeit

Die der vorliegenden Arbeit zugrundeliegende Forschungsfrage ergibt sich entsprechend der zuvor beschriebenen Problemstellung:

**Wie kann ein Gleichlaufgelenk in universell verwendeten
Schrägachsenmotoren ausgelegt werden, wenn die Betriebs-
belastung durch das jeweilige Gesamtsystem beeinflusst wird?**

Zur Beantwortung der Frage wird im Rahmen der Arbeit für das betrachtete Gleichlaufgelenk im Schrägachsenmotor eine Auslegungsmethodik entwickelt. Dabei bleibt die angestrebte Methodik aber nicht auf die untersuchten Gleichlaufgelenke beschränkt, sondern kann auch für andere Maschinenelemente in universell eingesetzten Maschinen zur Anwendung kommen, deren Betriebsbelastung erst im Kontext eines Gesamtsystems beschrieben werden kann. Im Kern soll in der angestrebten Methodik ein Auslegungsvorgehen beschrieben werden, welches Gesamtsystemeinflüsse auf das auszulegende Maschinenelement angemessen berücksichtigt. Dazu wird ein zweigeteiltes Vorgehen angestrebt, welches dem Konstrukteur zunächst eine Handhabe zur „Grundauslegung“ der Antriebsmaschine bietet. Im zweiten Schritt soll dann beschrieben werden, wie der Lebensdauernachweis bei der Produktapplikation, also die Freigabe des Produkts für die Anwendung in einem spezifischen Gesamtsystem erfolgen kann. Entwickelt wird die Methodik anhand der exemplarischen Auslegung des bereits erwähnten Gleichlaufgelenks. Für diese Auslegungsaufgabe wurden zunächst die in Tabelle 1 gezeigten Rahmenbedingungen festgelegt:

Schwenkwinkel	möglichst groß, konstruktiv ohne Gelenkbetrachtung bis $\sim 50^\circ$ möglich
Schluckvolumen	250 ccm
Maximale Drehzahl	3800 U/min
Maximaler Volumenstrom	450 l/min
Betriebsdruck	Bis 450 bar
Geometrische Abmessungen	geometrische Abmessungen vergleichbar mit verfügbaren Schrägachsenmotoren für Fahrenwendungen

Tabelle 1: Festgelegte Parameter für Triebwerksprototypen

1.3 Aufbau der Arbeit

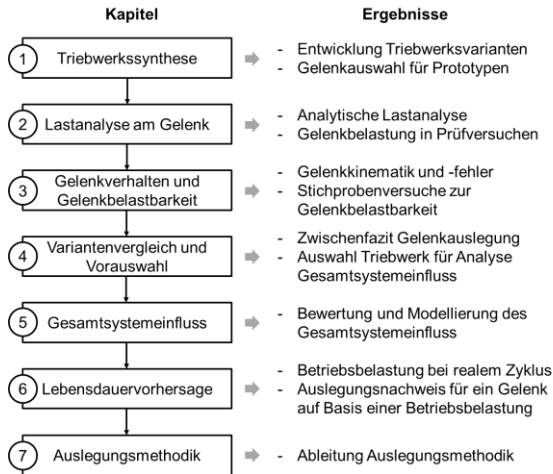


Abbildung 2: Aufbau der Arbeit

In Abbildung 2 sind schematisch der Aufbau der Arbeit sowie die Ergebnisse der Einzelschritte skizziert. Die geplante Auslegungsmethodik ist in der folgenden Abbildung 3 skizziert. Die Nummern zeigen Beiträge der jeweiligen Kapitel zu den Einzelschritten der geplanten Auslegungsmethodik an.

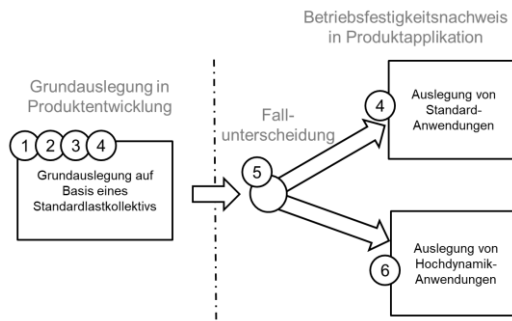


Abbildung 3: Konzept der geplanten Auslegungsmethodik

Zunächst werden im Rahmen der **Triebwerkssynthese** die in dieser Arbeit diskutierten Motor-Varianten entwickelt. Ziel der Variantenentwicklung ist es, möglichst alle Einflussparameter auf die Gelenkbelastung bei marktüblichen Motorkonzepten zu erfassen.

Darauf folgend werden in der **Lastanalyse** die entwickelten Triebwerke analytisch bezüglich entstehender Gelenklasten untersucht. Im Vergleich dazu werden gemessene Gelenklasten aus Versuchen auf einem Motorgeneratorprüfstand diskutiert, welcher exemplarisch als Gesamtsystem in dieser Arbeit ausgewählt wurde. Durch die Überlagerung aus Lastanalyse und Messverläufen wird erstmalig die Bedeutung des Gesamtsystems auf die Gelenkbelastung herausgearbeitet.

Um mögliche Einflüsse der Gelenkbauweise von Gesamtsystemeinflüssen trennen zu können, wird im nun folgenden Kapitel **Gelenkverhalten und –belastbarkeit** zunächst detailliert auf das Gelenkverhalten eingegangen. Dabei wird insbesondere das Übertragungsverhalten der betrachteten Gleichlaufgelenke untersucht. Die Belastbarkeit der Gelenke wird mittels Stichprobenversuchen untersucht. Aufgrund der untypischen Betriebssituation im Hydraulikmotor (Hydrauliköl statt Schmierfett und teilweise Zusatzlasten durch Längs-/Querkräfte) soll so zum einen überprüft werden, inwieweit beobachtete Schädigungsmechanismen mit bekannten Berechnungsverfahren übereinstimmen. Zum anderen soll auf diese Weise die Grundlage für die Vorauswahl einer Motorvariante ermittelt werden.

Im zwischengeschalteten Kapitel **Variantenvergleich und Vorauswahl** wird ein erstes Zwischenfazit für die Gelenkbelastung in den verschiedenen Triebwerksvarianten gezogen. Darauf folgend wird die final betrachtete Variante ausgewählt. Grundlage für die Vorauswahl sind die ermittelten Betriebslasten aus dem Motorgenerator-Prüfstand sowie die Stichprobenversuche zur Gelenkbelastbarkeit.

Für die gewählte Variante wird im Kapitel **Gesamtsystemeinfluss** über Simulationsrechnungen untersucht, welche Eigenschaften von Triebwerk und Gesamtsystem maßgeblich für die Betriebsbelastungen sind und welche Mechanismen zur Entstehung der Betriebslasten führen.

Im Kapitel **Lebensdauervorhersage** wird eine Auslegungsrechnung für das Gleichlaufgelenk bei festgesetztem Gesamtsystem und einem typischen Betriebsszenario demonstriert, wobei auf die Lebensdauerbewertung aus den Stichprobenversuchen zurückgegriffen wird.

Final wird im Kapitel **Auslegungsmethodik** das gesuchte Vorgehen zur Beantwortung der Forschungsfrage entwickelt. Ausgehend von den Ergebnissen aus Lastanalyse und Gesamtsystemeinfluss wird dazu ein Vorschlag zur Gelenkauslegung im Rahmen der Hydraulikmotorentwicklung gemacht. Zusammen mit der Beschreibung des Vorgehens bei der Motor-Applikation, also der Motorfreigabe für ein spezifisches Gesamtsystem, ergibt sich die gesuchte Methodik.

2 Stand der Technik

Die Motivation der Arbeit wurde mit der Forderung nach höherer Fahrgeschwindigkeit und verbesserter Effizienz bei mobilen Arbeitsmaschinen mit vollhydrostatischen Getrieben begründet. Entsprechend wird im Folgenden zunächst kurz auf den Aufbau dieser Getriebe sowie die Funktion des Schrägachsenmotors in solchen Getrieben eingegangen. Darauf folgend werden Aufbau und Funktionsprinzip von hydrostatischen Schrägachsenmotoren vorgestellt, da diese den Rahmen für das auszulegende Gleichlaufgelenk bilden. Die Bedeutung des Schwenkwinkels für die Eigenschaften des Schrägachsenmotors werden dabei vor dem Hintergrund der Eingangsforderung beleuchtet.

Mit einer Darstellung von Untersuchungen zu Auslegungen an Axialkolbenmaschinen sowie Untersuchungen zu Schwingungen an Schrägachsenmotoren wird die Darstellung des für die vorgestellte Arbeit relevanten Standes der Technik bei Schrägachsenmotoren abgerundet.

Dann werden die Hintergründe zur winkelgetreuen Übertragung von Drehbewegungen über Achswinkel hinweg erläutert, welche die wissenschaftliche Basis heute verfügbarer Gleichlaufgelenke darstellen. Dieser Betrachtung angehängt, wird erläutert, welche Gelenkarten sich am Markt durchsetzen konnten und wie diese Gelenke typischerweise verwendet und ausgelegt werden.

Im Fazit wird der Bogen zur formulierten Forschungsfrage geschlossen und erläutert, warum insbesondere Gesamtsystemeinfluss und darauf folgend eine Auslegungsmethodik des Gleichlaufgelenks für universell verwendete Motoren im Rahmen der Arbeit untersucht werden.

2.1.1 Aufbau eines hydrostatischen Getriebes

Das Haupteinsatzgebiet der diskutierten Hydraulikmotoren findet sich in Fahrantrieben mobiler Arbeitsmaschinen kleiner Leistungsklassen, in welchen die Motoren klassisch im Rahmen eines (voll-)hydrostatischen Getriebes (Abbildung 4) eingesetzt werden. Auch in aufwändigeren leistungsverzweigten Getrieben, bspw. dem bekannten Fendt-Vario-Getriebe für Ackerschlepper, werden häufig im variablen Übertragungspfad hydrostatische Getriebe verwendet (vgl. [AGC15]).

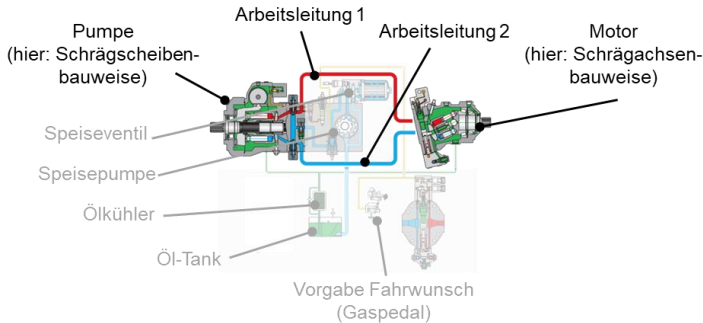


Abbildung 4: Hydrostatisches Getriebe (Nebenfunktionen ausgegraut) [REX04]

Der Aufbau solcher Getriebe besteht zunächst vereinfacht aus einem hydrostatischen Motor (im Bild rechts) und einer hydrostatischen Pumpe (links), deren Arbeitsanschlüsse direkt verbunden sind. Aufgrund der direkten Verbindung der Anschlüsse wird dieser Aufbau auch als „geschlossener Kreis“ bezeichnet. Eine Drehbewegung an der Antriebswelle der Pumpe führt zu einem Volumenstrom im Leitungssystem und zwingt dem Motor eine Drehzahl auf. Die Last am Abtrieb des Motors hingegen bewirkt einen Widerstand gegen die aufgezwungene Bewegung, was zu einem Druckunterschied in den Arbeitsleitungen führt. Für den Betrieb sind weitere Nebenfunktionen notwendig, wie u.a. eine Spülung für einen regelmäßigen Tausch des Öls und der Abfuhr von Verlustwärme aus dem System, sowie eine Speisung zum Ausgleich von Leckagen. Notwendige Elemente eines solchen Getriebes sowie weitere Informationen zu Betrieb und Eigenschaften können bspw. in [MUR07] nachgeschlagen werden.

Ein einstellbarer Wandlungsbereich hydrostatischer Getriebe wird durch hydraulische Maschinenkonzepte mit verstellbarem Volumen pro Umdrehung realisiert. Dabei haben sich als Pumpe aufgrund der hohen Verstelldynamik Schrägscheibenmaschinen durchgesetzt und bei Fahrzeugen mit mechanischem Verteilergetriebe kommen häufig die hier diskutierten Schrägachsenmotoren mit verstellbarem Schwenkwinkel zum Einsatz. Abhängig von Fahrzeugkonzept kommen als Motor aber auch andere Maschinentypen zur Anwendung: So werden bei Arbeitsmaschinen mit geringeren Forderungen an den Verstellbereich auch Konstantmotoren in Schrägachsenbauart oder gerade bei Radnabenantrieben auch Radialkolbenmotoren verbaut. Aufgrund ihrer dominanten Bedeutung bei Getrieben mit großen Wandlungsbereich bleibt der Rahmen dieser Arbeit auf die Betrachtung eines verstellbaren Schrägachsenmotors beschränkt.

2.1.2 Aufbau und Eigenschaften von Schrägachsenmotoren

Die betrachtete Gattung der Schrägachsenmotoren wird in Literatur als eine Untergruppe der Axialkolbenmaschinen dargestellt, welche wiederum den hydrostatischen Rotationsmaschinen zugeordnet werden. Übersichten zu anderen verfügbaren und erprobten Maschinenkonzepten sowie die Entstehungsgeschichte der fluidtechnischen Antriebe und auch der insbesondere in dieser Arbeit betrachteten Schrägachsen-Axialkolbenmaschinen können in gängigen Werken wie bspw. [MUR07], [G&F14] oder [I&I01] nachgelesen werden.

Als Einstieg in die Erklärung von Funktion und Aufbau von Schrägachsenmotoren ist in Abbildung 5 schematisch das Triebwerk eines Schrägachsenmotors mit Synchrongelenk gezeigt, welches eine breit am Markt verbreitete Bauweise darstellt. Als Triebwerk bezeichnet man dabei die drehende Baugruppe innerhalb des Motorgehäuses, durch welche die Leistungswandlung erzeugt wird.

Im Motor wird ein unter Druck stehender Fluidvolumenstrom gewandelt in Drehmoment und Drehzahl der Abtriebswelle. Oder aber umgekehrt wird die mechanische Leistung, welche in Form eines Drehmoments und einer Drehzahl an der Abtriebswelle wirkt, gewandelt in einen unter Druck stehenden Volumenstrom. Die Richtung dieser Wandlung bestimmt dabei die Bezeichnung der hydrostatischen Maschine: Wird primär mechanische Leistung in hydraulische gewandelt, spricht man von einer Pumpe, wird primär hin zu mechanischer Leistung gewandelt, so handelt es sich um einen Motor. Gemein ist fast allen Bauweisen, dass sie mit geringen Einschränkungen für beide Betriebsweisen verwendet werden können und zumeist auch in beiden Drehrichtungen funktionieren, was kombiniert als 4-Quadranten-Betrieb bezeichnet wird.

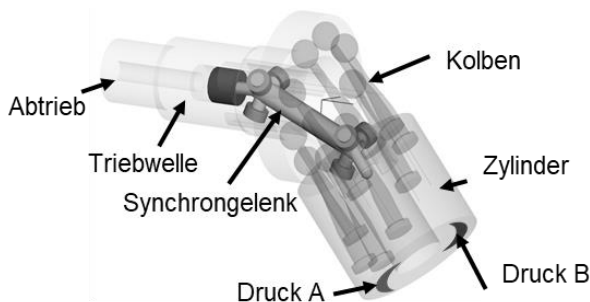


Abbildung 5: Aufbau eines Schrägachsentrriebwerks mit Synchrongelenk [SJS15]

Die Hauptbestandteile eines solchen Triebwerks sind in Abbildung 5 gekennzeichnet. Zu sehen sind die Pleuellwelle, welche Abtrieb und Pleuellkopf verbindet, die Pleuellkopf, die Pleuellbohrungen, die Pleuellbohrbohrungen und die Pleuellbohrbohrbohrungen.

sowie der Zylinder (wird verkürzend als Synonym für die Zylindertrommel mit den axial ausgerichteten Kolbenbohrungen verwendet), über welchen die Druckanschlüsse mit den Kolben hydraulisch verbunden werden. Zusätzlich ist in Abbildung 5 ein Synchrongelenk gezeigt, welches die Drehbewegungen von Triebwelle und Zylinder koppelt und dessen Auslegung das Thema dieser Arbeit darstellt.

Der den Axialkolbenmaschinen im Sinne der Konstruktionsmethodik (vgl. [F&G13]) zugrundeliegende Wirkeffekt ist die Kraftwirkung eines unter Druck stehenden Fluides auf seine umrandende Behausung. Hierzu werden Kolben axial in einer Zylindertrommel geführt und die sogenannten Kolbenräume, eingeschlossen von Zylinderwänden und Kolben, mit Druck beaufschlagt. Die dabei auf den Kolben wirkende Druckkraft wird über einen Hebelarm in ein mechanisches Drehmoment gewandelt.

Die räumliche Wirkung der Kolbenkräfte auf die Triebwelle ist vertiefend in Abbildung 6 gezeigt. Dargestellt ist zunächst die Zerlegung der Kolbenkraft (rot) an der Triebwelle in einen tangentialen Nutzanteil (grün) und einen Restanteil (blau). Das Abtriebsmoment des Motors ergibt sich entsprechend als Summe der jeweils mit ihrem Hebel zur Drehachse multiplizierten Nutzkräfte. Die Restanteile der Kolbenkräfte führen zu Axiallasten auf die Lagerung der Triebwelle.

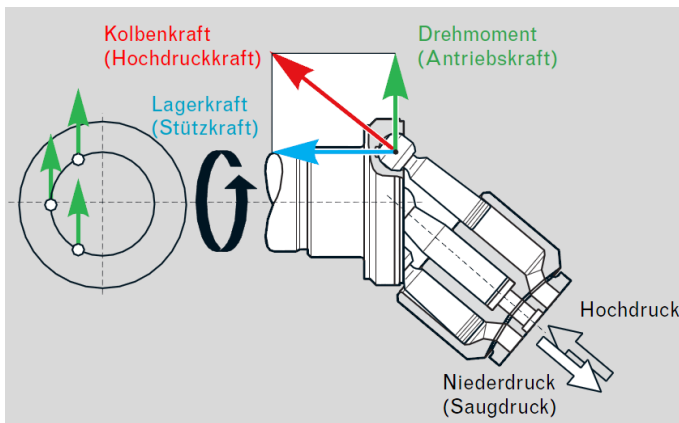


Abbildung 6: Funktionsprinzip Schrägachsenmotor [REX04]

Spezifisches Merkmal der Schrägachsenmaschinen ist der als Schwenkwinkel bezeichnete Winkel zwischen den Drehachsen von Triebwelle und Zylinder. Er geht entsprechend der Skizze in Abbildung 6 maßgeblich in die Kraftzerlegung der Kolbenkraft in Nutzanteil und Restanteil ein.

Werden bei einer Drehbewegung der Abtriebswelle nun alle zu einem Zeitpunkt ausfahrenden Kolben mit einem Anschluss und alle einfahrenden Kolben mit einem zweiten Anschluss verbunden, so wird bei einer Drehbewegung der Abtriebswelle Öl vom ersten in den zweiten Anschluss befördert. Liegen an den Anschlüssen dabei unterschiedliche Druckniveaus vor, so entsteht darüber hinaus ein Drehmoment an der Welle. Das Hin- und Herschalten der Verbindung des einzelnen Kolbenraums an den Bewegungstotpunkten der Kolben wird Umsteuern genannt und heute fast immer durch eine Steuerfläche mit zwei nierenförmigen Öffnungen gestaltet, auf welcher sich der Zylinder axial abstützt. Im Betrieb dreht sich der Zylinder auf der Steuerfläche und je nach Drehwinkel der Zylindertrommel werden so die einzelnen Kolbenräume immer mit einem Anschluss des Maschinengehäuses verbunden. Die Steuerfläche wird dabei je nach Hersteller sowohl eben, wie auch in einigen Fällen (bspw. in Abbildung 6) sphärisch ausgeführt. Die Form der Öffnungen in Zylinder und Steuerfläche des Gehäuses sind exemplarisch in Abbildung 7 gezeigt. Durch die Drehbewegung des Zylinders überstreichen die Öffnungen im Zylinder die Steuernieren und werden so abwechselnd mit Hochdruck- und Niederdruckanschluss verbunden.

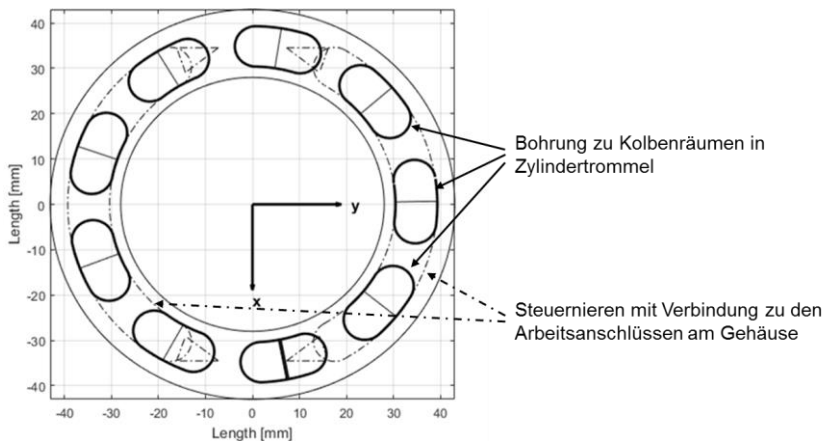


Abbildung 7: Funktionsprinzip der Umsteuerung über eine axiale Fläche

Neben der Aufteilung der Kraftanteile in Nutzanteil und Restanteil bestimmt der Winkel zwischen Triebwelle und Zylindertrommel auch den Kolbenhub, also die Bewegungsamplitude der in den Zylinderbohrungen oszillierenden Kolben. Für die genauen Zusammenhänge der verschiedenen Teilkreise, Kolbenhübe etc. sei an dieser Stelle auf entsprechende Fachliteratur verwiesen, wie bspw. [MUR07] oder [I&I01].

Die Kopplung von Triebwelle und Zylinder, für welche im Rahmen dieser Arbeit ein Gleichlaufgelenk ausgelegt wird, ist bei der zuvor beschriebenen Leistungswandlung

im Schrägachsenmotor bemerkenswerter Weise nicht beteiligt. Aufgabe dieses Maschinenelements ist - daher auch bei Gelenktriebwerken die Bezeichnung Synchrongelenk - die Gleichschaltung der Bewegungen von Triebwelle und Zylindertrommel. Für diese Bewegungssynchronisation haben sich bei Motoren mit verstellbarem Schwenkwinkel zwei Prinzipien durchgesetzt. So gibt es die Gelenktriebwerke, welche mit einem Gleichlaufgelenk zwischen Triebwelle und Zylinder ausgestattet sind, und Motoren mit Kegelkolbentriebwerken. Bei letztgenannten werden die Kolben kegelig und massiv ausgeführt und ein Verkanten der Kolben im Zylinder zugelassen, bspw. in Abbildung 6 dargestellt. Vereinfacht wird der Zylinder also dadurch mitbewegt, dass die Triebwelle solange gedreht wird, bis die Kolben in den Zylinderbohrungen verkanten und so den Zylinder mitbewegen. Da dieses Prinzip laut Experten für Verstellmotoren mit großem Verstellbereich schlecht geeignet ist, bleiben die Betrachtungen in dieser Arbeit auf Gelenktriebwerke beschränkt.

Die Motivation der Arbeit wurde mit der Forderung nach höheren maximalen Geschwindigkeiten bei Maschinen mit einfachen hydrostatischen Getrieben begründet. Dieser Zusammenhang sei von der aus der Einleitung bereits bekannten Darstellung ausgehend, wiederholt in Abbildung 8, erläutert.

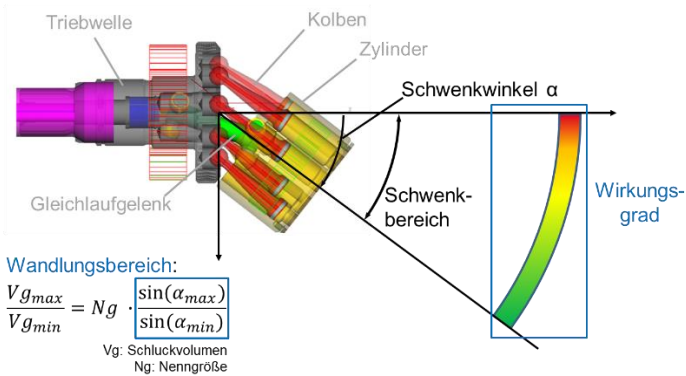


Abbildung 8: Grundcharakteristik Schrägachsentriebwerk

Wie bereits in der Einleitung erklärt, stellt nicht der Wandlungsbereich des Motors, sondern der Nutzbarkeit des Wandlungsbereichs die Herausforderung dar, welche zur Anpassung der Motoren motiviert. Deutlich wird dies aus der Kombination des Formelzusammenhanges für den Wandlungsbereich mit der skizzierten Wirkungsgradcharakteristik. Mit gegen 0° schwenkbaren Motoren, was die meisten etablierten Verstellmotoren ermöglichen, wächst der theoretische Wandlungsreich als Quotient aus maximalem Schluckvolumen durch das minimale Schluckvolumen gegen

unendlich. Gleichzeitig verschlechtert sich hin zu sehr kleinen Schwenkwinkeln der Wirkungsgrad. Dies lässt sich aus der bekannten Betrachtung zur Kraftaufteilung der Kolbenkräfte gut nachvollziehen, vgl. Abbildung 6.

Der in Drehmoment gewandelte Nutzanteil der hydrostatisch erzeugten Kolbenkraft ist abhängig vom Schwenkwinkel. Je größer der Schwenkwinkel, desto größer ist der zur Drehachse der Triebwelle tangentielle Anteil der Kolbenkraft. Umgekehrt steigt die Lagerbelastung durch Kolbenkräfte mit fallendem Schwenkwinkel. Naturgemäß führen die steigenden Lagerkräfte zu Reibungsverlusten, sodass davon auszugehen ist, dass der Wirkungsgrad mit fallendem Schwenkwinkel gegen Null strebt. Typische Auslegungen führen dazu, dass die Fahrzeuge bei $\sim 5^\circ$ Motorschwenkwinkel ihre Maximalgeschwindigkeit erreichen. Die Höchstgeschwindigkeit wird dann durch den Motorwirkungsgrad aufgrund der kleinen Schwenkwinkel limitiert. Daraus abgeleitet entsteht die in dieser Arbeit diskutierte Forderung nach Motoren mit großem maximalen Schwenkwinkel, sogenannten Großwinkeltriebwerken.

Großwinkeltriebwerke fördern, bedingt durch die größeren Kolbenhübe pro Umdrehung, mehr Öl pro Kolben als Motoren mit kleinerem Maximalschwenkwinkel. Hierdurch entstehen aber zwangsläufig höhere Strömungsverluste, da diese durch das Verhältnis von Volumenstrom zu Leitungsquerschnitten dominiert werden. In der Folge steht der Konstrukteur bei der Auslegung von Schrägachsentrriebwerken vor divergierenden Eigenschaften, sodass ein Optimum erst bei Festlegung einer Zielanwendung bestimmbar wird. Anwendungen mit großen Betriebspunktanteilen, bei welchen sehr hohe Volumenströme gefördert werden, lassen die Anwendung konventioneller Triebwerke vorteilhaft erscheinen, es haben sich Winkel um $\sim 25^\circ$ am Markt etabliert. Anwendungen, bei welchen große Wandlungsbereiche und begrenzt große Volumenströme auftreten, legen den Einsatz von Großwinkelmotoren nahe. Fahrantriebe von Arbeitsmaschinen mit großer Zugkraft fallen im Allgemeinen unter die zweite Gruppe. Da die große maximale Zugkraft der Fahrzeuge großvolumige Motoren notwendig macht, die Antriebsleistung aber nicht ausreicht, um hohe Drücke und hohe Volumenströme im Motor anzufahren, wird der Motor nur mit geringen maximalen Volumenströmen betrieben. Bei diesen Anwendungen haben sich Motor mit maximalen Schwenkwinkeln bis $\sim 45^\circ$ durchgesetzt. Ausgehend von der Eingangsforderung aus dem Bereich der Fahrantriebe bleibt die vorgestellte Arbeit daher auf die Betrachtung von Großwinkelmotoren beschränkt.

2.1.3 Rechnerische Beschreibung von Schrägachsenmotoren

Die prinzipbedingt einfacher aussehende Kegelkolbenmitnahme stellt sich in der Realität als komplex zu beschreibende Mechanik dar, da die Zylindermitnahme durch stoßhafte Kraftübertragungen zwischen einzelnen Kolben und Zylinderbohrungen

geprägt ist. Entsprechend war die Kegelkolbenmitnahme in der Vergangenheit bereits vielfach Thema wissenschaftlicher Arbeiten. So wurde die analytische Beschreibung der Kinematik erstmals in [WAL84] veröffentlicht. In der Folge wurden dynamische Vorgänge auf die Kegelkolbenmitnahme untersucht, wie beispielsweise in [GRA89] oder [BAE ET AL.08]. Experimentell vergleicht [HEU89] entstehende Lasten in der Mitnahme von drei verschiedenen Motoren bei externer Drehschwingungsanregung. Die verglichenen Mitnahmeprinzipien sind Kegelkolbenmitnahmen, Doppel-Tripodegelenk sowie eine hier nicht diskutierte Mitnahme über Verzahnungen an Triebwelle und Zylinder. Über eine Kardanwelle wurden Triebwerke mit Drehschwingungen angeregt und der Effekt dieser Anregung auf die Mitnahmemomente untersucht. Für den Motor mit Tripodegelenk zeigt [HEU89] bereits das Auftreten einer Lastüberhöhung durch eine Resonanzschwingung auf. Dabei geht er aber nicht auf die Möglichkeit ein, dass Lastschwingungen durch den Hydraulikmotor selber angeregt werden, sondern bleibt bei der Betrachtung der extern angeregten Drehschwingungen.

Arbeiten zur Auslegung hydraulischer Antriebe wurden in der Vergangenheit vielfach bekannt gemacht. Aufgrund des Einsatzes in Fahr- und Arbeitsantrieben mobiler Arbeitsmaschinen war bei diesen meist das Verhalten der Antriebe von Interesse; so ist das Regelverhalten der hydraulischen Maschinen häufig untersucht worden. Es wurden verschiedene Modelle zur Abbildung der hydraulischen Maschinen im Gesamtsystemkontext entwickelt. Weniger häufig wurden Arbeiten zur Auslegung von Maschinenelementen der Antriebe in Bezug auf die Betriebsfestigkeit veröffentlicht. Die Mehrheit der Arbeiten zum Regelverhalten bezieht sich dabei auf Schrägscheibenpumpen, welche vorwiegend zur Feinregelung hydrostatischer Antriebe eingesetzt werden. Beispiel aus der jüngeren Vergangenheit: [BEA11]. Das Verhalten von Schrägachsenmotoren im Gesamtsystem wurde früh beispielsweise von [BAR92] betrachtet. Ebenfalls wurden viele Arbeiten bezüglich der funktionalen Auslegung einzelner Gestaltungselemente dieser Maschinen veröffentlicht. Beispielhaft: [DAR85], Berechnung von Kolben-Zylinder-Kontakten oder [KLE02], Berechnung von Dicht- und Lagerfugen. Auch das akustische Verhalten hydrostatischer Maschinen, welche bedingt durch hohe Kraftdichten als Quelle von Schwingungen wirken, war immer wieder Thema verschiedener Arbeiten, bei Schrägachsenmotoren beispielsweise in [ABU09] und [A&O10], für Getriebe mit Radialkolbenmotoren in [BOZ16]. Die Anregungen von Schwingungen durch hydrostatische Antriebsmaschinen wurde durch [FRE07] und [MÖL ET AL.07] untersucht, der Einfluss solchen Schwingungen auf Fahrzeug und Fahrer bei Radladern durch [BÖS15]. Dabei wurden die Auswirkung der Schwingungen auf die Hydraulikmaschinen aber nicht explizit betrachtet. Arbeiten zur Auslegung hinsichtlich der Lebensdauer sind dem Autor hingegen nicht bekannt.

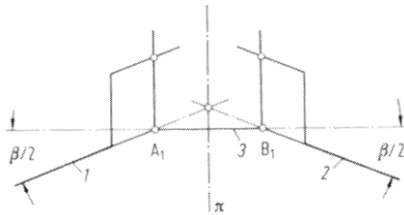
2.1.4 Gleichförmige Drehwinkelübertragung

Da im Rahmen dieser Arbeit Triebwerkskonzepte mit verschiedenen Gelenken entwickelt werden, aber für die eigentlichen Gelenke auf etablierte Lösungen zurückgegriffen wird, werden in diesem Kapitel ausgehend von der Entwicklungsgeschichte der Gelenke heute etablierte Bauweisen vorgestellt. Weiter wird auf bekannte Auslegungsverfahren eingegangen und der Unterschied zur zu entwickelnden Methodik dieser Arbeit aufgezeigt.

Eine drehwinkelgetreue Kopplung zweier Wellen ist eine in der Technik häufig anzutreffende Aufgabe. Dabei erscheint es sinnvoll, zunächst zwischen Maschinenelementen für kleine Abweichungen und Elementen für große Abweichungen zu unterscheiden. Die erste Gruppe findet in einer Vielzahl von Ausführungsformen beispielsweise zum Ausgleich von Positionsabweichungen in Maschinen und Anlagen Verwendung. Typische Vertreter sind Elastomer-Klauenkupplungen oder Scheibenfederkupplungen. Gemein ist ihnen, dass der ausgleichende Winkelversatz verhältnismäßig klein sein sollte.

Maßgeblich getrieben von dem Aufkommen gefederter Kraftfahrzeuge und später dann Kraftfahrzeugen mit Vorderradantrieb wurde ebenfalls eine Vielzahl an Gelenken entwickelt, welche speziell für den Einsatz bei großen Ausgleichswinkeln gestaltet wurden. Aufgrund der geplanten großen maximalen Schwenkwinkel im diskutierten Motorkonzept entstammen die betrachteten Gelenke dieser Gruppe.

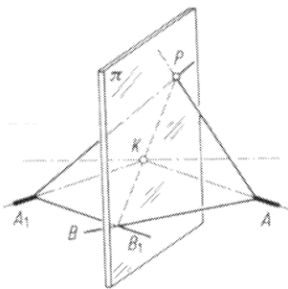
Kinematisch lassen sich die (Großwinkel-)Gelenke in drei Gruppen einteilen, wozu sich unter anderem der Begriff der Steuerung nach [BAL81] eignet. [BAL81] bezeichnet mit diesem Begriff den kinematischen Mechanismus, welcher für die winkelgetreue Bewegungsübertragung sorgt. Die älteste Steuerungsart, welche noch heute beispielsweise bei Kardanwellen weit verbreitet ist, nutzt die Tatsache, dass sich Winkelfehler von nicht gleichförmig übertragenden Gelenken bei einer Serienschaltung addieren oder, bei Einhaltung der beschriebenen Symmetrieforderung aus Abbildung 9, genau auslöschen. Geschichtlich sind entsprechende Gelenke in der Praxis seit 1550 durch Cardano erwähnt und die zugrundeliegende Mathematik wurde 1824 von Poncelet vorgestellt. Bedingt durch den großen notwendigen Bauraum wurde aber bereits früh festgestellt, dass diese Bauart für die diskutierte Fragestellung ungeeignet ist und daher im Folgenden nicht weiter betrachtet wird.



Gleichmäßige Winkelübertragung,
wenn Laufbahnen von An- und
Abtriebswelle symmetrisch zu
Winkelhalbenebene π

Abbildung 9: 1. Steuerungsart nach [BAL81]

Deutlich später wurde durch Metzner 1967 mathematisch gezeigt, dass Gelenke der nächsten Steuerart bereits als einzelnes Gelenk zur gleichförmigen Bewegungsübertragung geeignet sind. Notwendig dafür ist, dass die Kraftübertragungspunkte während der Bewegung immer in der sogenannten Winkelhalbenebene liegen, vgl. Abbildung 10. Aufgrund großer möglicher Winkel sowie Bauweisen als Fest- oder Verschiebegelenk haben auf diesem Ansatz entwickelte Gelenke sehr breite Anwendung gefunden. So werden heute die notwendigen Achswinkel in Fahrzeugen mit Vorderradantrieb in der Regel von Gelenken dieser Bauart überbrückt.



Gleichmäßige Winkelübertragung,
wenn Kraftübertragungspunkte immer
in Winkelhalbenebene π

Abbildung 10: 2. Steuerungsart nach [BAL81]

Die dritte Steuerungsart wurde 1976 von [ORA76] hergeleitet. Er konnte zeigen, dass Gelenke, bei denen drei Laufbahnen mit jeweils 120° Winkelversatz angeordnet sind, unter einer leichten Einschränkung ebenfalls gleichmäßig übertragen. Das Prinzip der Steuerung ist in Abbildung 11 dargestellt.

gesprochen wird. Das Kontaktprinzip ist auf der linken Seite von Abbildung 12 dargestellt.

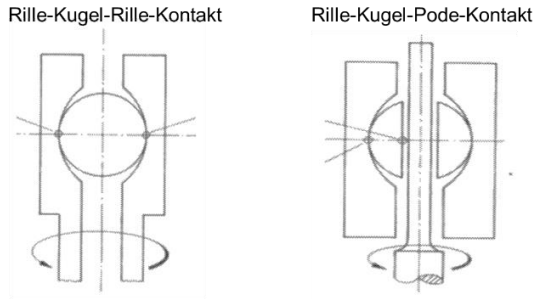


Abbildung 12: Kontaktarten aus etablierten Gleichlaufgelenken nach [BAL81]

Das auf der rechten Seite von Abbildung 12 gezeigte Rille-Kugel-Pode-Prinzip findet sich unter anderem bei Gelenken nach dem Steuerungsprinzip aus Abbildung 11. Ebenfalls namensgebend werden diese Gelenke in der Regel als Tripodegelenke bezeichnet. Der Name stammt daher, dass eine Welle mit drei Beinen bzw. Poden ausgeführt wird, auf welchen die durchbohrten Laufkugeln stecken. Diese wiederum laufen in drei Bohrungen der zweiten Welle. Die Auslegung der Gelenke erfolgt nach [SSA02] für die Kugel-Rille-Kontakte grundsätzlich ähnlich zu Auslegungen von Wälzlagern und basiert auf der Berechnung von Hertz'schen Spannungen in den Kontaktkörpern. Der Kugel-Pode-Kontakt wird ebenfalls nach [SSA02] ähnlich einem hydrodynamischen Gleitlager auslegt und kann bezüglich Ermüdung ebenfalls nach der Hertz'schen Theorie berechnet werden. Gegenüber den Wälzlagern und Gleitlagern, welche idealerweise mit ausreichender Drehzahl bewegt werden und so bei geeigneter Schmierstoffwahl kaum verschleifen, sind die Kontaktbewegungen in Gleichlaufgelenken grundsätzlich intermittierend. Die Kugeln rollen pro Umdrehung innerhalb ihrer Bahn hin- und her und teilweise sind die Rollbewegungen von Bohr- bzw. Gleitbewegungsanteilen überlagert. Eine rechnerische Auslegung der Gelenke bezüglich des zu erwartenden Verschleißes ist laut [SSA02] bisher nicht möglich. Auch in jüngeren Arbeiten, bspw. [XU12], welche dem Problem der Lastverteilung in Kugelgleichlaufgelenken gewidmet ist, werden die Ergebnisse lediglich zu einer Bewertung der Ermüdung verwendet. Arbeiten zur Bewertung der Verschleißneigung auf Grundlage von Kraftbetrachtungen sind dem Autor nicht bekannt.

2.1.5 Fazit zum Stand der Technik

Ausgehend von der Erläuterung des Aufbaus hydrostatischer Getriebe wurden Funktion und Charakteristiken von Schrägachsenmotoren vorgestellt. Es wurde

gezeigt, dass gerade Großwinkeltriebwerke geeignet erscheinen die Forderungen nach höheren Fahrgeschwindigkeiten von hydrostatisch angetriebenen Arbeitsmaschinen zu erfüllen. In einem Überblick der bekannten Arbeiten zu Berechnungen wurde gezeigt, dass sowohl das Regelverhalten wie auch die sogenannte Kegelkolbenmitnahme von Schrägachsenmotoren in der Vergangenheit untersucht worden sind. Vorgehen zur Berechnung der Kräfte aus der Triebwerkskinematik finden sich u.a. in Standardwerken wie [I&I01] oder [MUR07]. [I&I01] gibt für einige typische Berechnungsfälle sogar Auslegungsvorschläge an; explizit wird hier nach der Herleitung der Kraftberechnungen auf die Auslegung von Zylindertrommel, Triebwellenlagerung und hydrostatischer Zylinderlagerung eingegangen. Die Betrachtung bleibt dabei auf Lastquellen aus der Triebwerkskinematik beschränkt. In [HEU89] wurde erstmalig auf den Zusammenhang von Lasten in der Zylindermitnahme und mechanischen Drehschwingungsanregungen an der Abtriebswelle von Schrägachsenmotoren eingegangen. Dabei wurden Lasten durch externe Drehschwingungsanregungen diskutiert. Durch Untersuchungen bei Drehzahlhochläufen konnte [HEU89] zeigen, dass die Gelenkbelastung bei verschiedenen Betriebspunkten durch Resonanzeffekte überhöht wurden.

In der Diskussion der Geschichte von Gelenken zur gleichförmigen Winkelübertragung winklig ausgerichteter Wellen wurde erläutert, dass sich verschiedene Gelenkbauformen für verschiedene Aufgaben am Markt durchsetzen konnten. In der Vorstellung der Berechnungsmöglichkeiten wurde dann gezeigt, dass nur Ermüdungsvorgänge berechnet werden können, Verschleiß aber bis heute durch Versuche untersucht werden muss. Aufgrund der speziellen Einsatzbedingungen im mit Hydrauliköl befüllten Schrägachsenmotor wird damit deutlich, dass die im Rahmen der vorgestellten Arbeit durchgeführten Stichprobenversuche zur Gelenkbelastbarkeit einen notwendigen Schritt darstellen.

Die Bedeutung der eingangs vorgestellten Forschungsfrage wird vor dem Stand der Technik deutlich. Um den steigenden Marktforderungen gerecht zu werden, sind Großwinkel-Schrägachsenmotoren anzustreben. Die wesentliche konstruktive Herausforderung zur Realisierung dieser Motoren stellt dabei die Auslegung des Mitnahmegelenks dar. Eine Auslegungsmethodik zur sicheren Auslegung der Gelenke ist entsprechend notwendig, um Risiken bei der Produktentwicklung zu minimieren. Dabei entspringt die Notwendigkeit eines „neuen“ Auslegungsvorgehens aus der Tatsache, dass parallel zwei Problemstellungen zu lösen sind:

1. Die Gelenkbelastungen sind aktuell nicht bekannt und müssen vor einer Ausgestaltung des Motors zunächst bestimmt werden.
2. Die Gelenkbelastungen können aus Betriebsdaten (Leistungsdaten/ Fahrzeugnutzung/ Fahrverhalten) nur unzureichend ermittelt werden, da die

Gelenkbelastung stark vom Schwingverhalten des jeweiligen Gesamtsystems beeinflusst wird. Neben einer Auslegung während der Entwicklung des Motors muss den verschiedenen Nutzern des Motors die Möglichkeit zur sicheren Prognose der Betriebszuverlässigkeit ermöglicht werden.

3 Festlegung der Triebwerkskonzepte

Die in der Aufgabenstellung festgelegten Rahmenparameter beschreiben Motoreigenschaften, welche weitestgehend unabhängig von der technischen Ausführung der Triebwerkskinematik sind. Andersherum bestimmen das Triebwerkskonzept und dessen geometrische Ausgestaltung viele der Lastgrößen, welche auf ein Gleichlaufgelenk einwirken. Die Festlegung von Triebwerkskonzepten stellt damit den logischen Startpunkt für eine Auslegung des Gleichlaufgelenks dar. Im Rahmen der Studienarbeit von [SIE12] wurde lösungsneutral nach möglichen Konzepten für Schrägachsenmotoren gesucht. Schlussendlich wurde aber entschieden, bei den funktionsbestimmenden Maschinenelementen bewährte Konzepte zu verwenden. In der Folge lassen sich die final festgelegten Konzepte auch direkt aus markttypischen Konzepten ableiten. In diesem Kapitel werden die Annahmen erläutert, welche letztlich zu den ausgewählten Konzepten führen. Auf die lösungsneutrale Konzeptentwicklung in Anlehnung an [VDI93] und [F&G13] wird dabei nicht weiter eingegangen.

Abgesehen von der technischen Lösung zur Synchronisation von Zylinder und Triebwelle haben sich nur geringfügig unterschiedliche Motorkonzepte am Markt durchsetzen können. Allen dem Autor bekannten Konzepten ist gemein, dass

- die Triebwelle über ein Lagerpaket im Gehäuse positioniert wird,
- der Zylinder axial durch ein hydrostatisch unterstütztes Gleitlager an der Zylinderstirnseite abgestützt wird,
- die Umsteuerung der Ölströme durch nierenförmige Schlitze in der Axiallagerfläche umgesetzt wird.

Aufgrund der Dominanz dieser Merkmale wird das Lösungsfeld entsprechend eingeschränkt.

Unterschiede bei den etablierten Motoren finden sich bei der Ausführung der Ölzuführung zur Steuerfläche sowie bei der Form der Steuerfläche. Während bei der Ölzuführung noch deutlich zwischen einer technischen „Hauptlösung“ und einer „Nischenlösung“ gesprochen werden kann, gibt es bei der Form der Steuerfläche für beide Fälle etablierte Großserienprodukte. In Abbildung 13 sind die etablierten Varianten zur Ölversorgung des Zylinders gezeigt.

Auf der linken Seite ist die sogenannten Jochlagerung gezeigt, bei welcher der Zylinder in einem Joch genannten Bauteil aufgenommen wird, welches drehbar gelagert ist. Die Ölversorgung des Zylinders läuft hierbei durch die Seitenarme des

Jochs. Diese Lösung ist bei Motoren in mobilen Arbeitsmaschinen nur als Nischenlösung bei Motoren mit sehr großen Schwenkwinkeln vertreten. Sie findet breitere Anwendung bei Schrägachsentrriebwerken, welche direkt in Leistungsverzweigungsgetrieben größerer Traktoren verwendet werden. Rechts in Abbildung 13 ist eine sogenannte Schwenkschlittenlagerung gezeigt, welche das übliche Konzept bei Motoren für Mobilanwendungen darstellt. Der Zylinder wird hierbei über einen Schwenkschlitten mit Öl versorgt, welcher in einer Gleitbahn beweglich gelagert ist. Aufgrund der Dominanz der Schwenkschlittenkonzepte am Markt wurde entschieden diese Variante für die untersuchten Triebwerke zu verwenden.

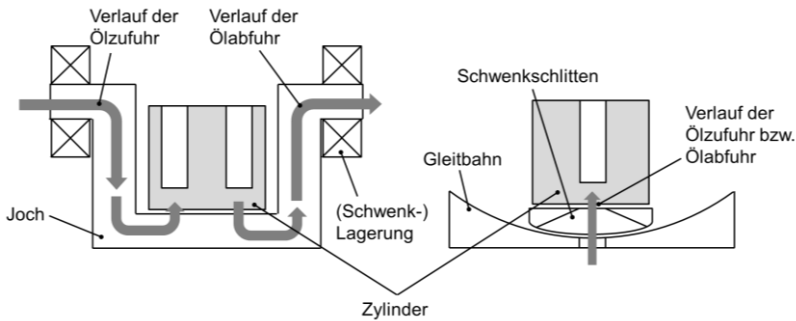


Abbildung 13: Etablierte Varianten zur Ölversorgung des Zylinders

In Abbildung 14 sind die beiden etablierten Konzepte zur Form der Steuerfläche gezeigt. Links im Bild ist eine ebene Steuerfläche gezeigt, rechts im Bild ist eine sphärische Steuerfläche gezeigt. Neben der geometrischen Gestaltung der Dichtfläche wird durch die Form der Steuerfläche typischerweise auch das Lagerungskonzept des Zylinders festgelegt.

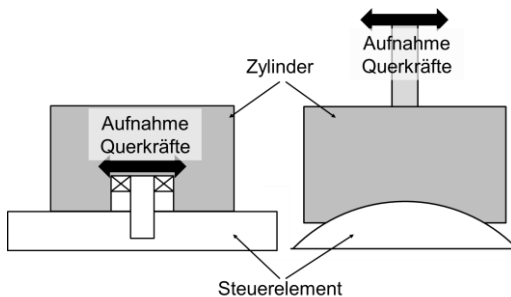


Abbildung 14: Ausführung der Zylinderlagerung und Steuerfläche

Bei Motoren mit ebener Steuerfläche werden die im Betrieb auf den Zylinder wirkenden Querkkräfte über ein Lager an das Steuerelement geleitet und von diesem im Gehäuse abgestützt. Die Querkkräfte auf sphärisch gelagerten Zylindern werden typischerweise über einen zentral im Zylinder angeordneten Zapfen an der Triebwelle abgestützt. Da für die Form der Steuerfläche keine eindeutigen Vorteile für die eine oder die andere Variante bekannt sind, werden beide Varianten für mögliche Konzepte berücksichtigt.

3.1 Gelenkauswahl

Im nächsten Schritte müssen mögliche Gleichlaufgelenke für den Einsatz im Schrägachsenmotor identifiziert und ausgewählt werden. Zunächst können neutral die Aufgaben definiert werden, welche das Gleichlaufgelenk erfüllen muss:

Synchronisation der Drehpositionen von Triebwelle und Zylinder. Je nach Triebwerksausführung müssen gegebenenfalls zusätzlich zu Drehmomenten auch Lasten in Form von Quer- und Längskräften übertragen werden. Die Funktion muss über den gesamten Schwenkwinkelbereich durch das Gelenk erfüllt werden.

Für die Auswahl von Gelenkarten wurde eine Recherche durchgeführt sowie mit Experten aus Forschungseinrichtungen und Gelenkherstellern gesprochen. Ergebnis waren wesentlich zwei Aussagen:

1. Die geforderten Winkel mit bis zu 50° zwischen Triebwelle und Zylinder sowie Drehzahlen bis 3800 U/min werden in der Kombination für leistungsübertragende Gelenke kritisch gesehen. Es wurde empfohlen gegebenenfalls über eine Serienschaltung mehrerer Gelenke die Winkel am Einzelgelenk zu reduzieren.
2. Die vorgegebenen Drehzahlen und vermuteten Drehmomente liegen in ähnlichen Größenordnungen wie typische Betriebslasten für Gleichlaufgelenke im Antriebsstrang von PKW.

Entsprechend der zweiten Aussage wird die Suche auf Gelenkbauweisen aus dem Automobilbereich fokussiert. Hier haben sich in der Vergangenheit zwei Gelenkbauweisen durchgesetzt, welche in Abbildung 15 gezeigt sind.



Abbildung 15: Aus PKW-Bereich übernommene Gelenkbauarten für Einsatz im Schrägachsenmotor: Links ein Kugelgleichlaufgelenk, rechts ein (Doppel-)Tripodegelenk

Dargestellt auf der linken Seite von Abbildung 15 ist ein Kugelgleichlaufgelenk, welches auf dem von Rzeppa erfundenen Prinzip radial angeordneter Laufbahnen mit kraftübertragenden Kugeln nach [RZE33] basiert. Daneben wird ein (Doppel-) Tripodegelenk nach dem durch M. Orain 1976 entwickelten Prinzip zur gleichförmigen Bewegungsübertragung über ein Dreibein gezeigt. Das einzelne Tripodegelenk, bestehend aus einem Satz von drei Beinen, drei Rollen und, im Bild nicht dargestellt, drei Laufbahnen in Form koaxialer Bohrungen, wurde hier doppelt hintereinander angeordnet. Durch die Doppelung lassen sich 50° Winkel überbrücken, da der Maximalwinkel am Einzelgelenk nach [SSA02] mit $\sim 25^\circ$ angegeben wird. Das Kugelgleichlaufgelenk hingegen wurde u.a. für den Einsatz im PKW hin zu immer größeren Maximalwinkeln optimiert, sodass das dargestellte Gelenk den angestrebten Schwenkwinkelbereich des Motors bereits als Einzelgelenk abdecken kann.

Während das Kugelgleichlaufgelenk oft als Festgelenk ausgeführt wird und dann neben der Übertragung von Drehmomenten auch Längs- und Querkräfte aufnehmen kann, ist das Doppeltripodegelenk systembedingt ein Verschiebegelenk, welches wegen der doppelten Anordnung des Gelenks keine Querkräfte übertragen kann. Erst ein zusätzlicher Kraftpfad über die Stirnseite der mittleren Gelenkwelle ermöglicht auch die Übertragung von Längskräften und ist für eine axiale Positionierung der Gelenkwelle sogar notwendig.

Die fehlende Möglichkeit Querkräfte zu übertragen schränkt den möglichen Einsatz des Doppeltripodegelenks im Hydromotor auf Triebwerksausführungen mit planer Steuerfläche und Führungszapfen ein. Da das Kugelgleichlaufgelenk als Einzelgelenk verwendet werden kann und zusätzlich zur Übertragung von Querkräften geeignet ist, kann es sowohl in Triebwerken mit planer, wie auch mit sphärischer Steuerfläche eingesetzt werden. Die Belastbarkeit gegenüber Querkräften wird aufgrund der großen Kontaktflächen als sehr gut bewertet, allerdings muss aufgrund der großen Flächen auch mit hohem Energieeintrag durch Reibungswärme gerechnet werden. Aufgrund fehlender Betriebserfahrung zum Querkrafteinfluss, da üblicherweise

versucht wird die Querkräfte im Betrieb gering zu halten, konnten aber keine genaueren Aussagen für oder gegen den Einsatz eines Kugelgleichlaufgelenks gefunden werden. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden daher beide Gelenkvarianten weiter betrachtet.

3.2 Untersuchte Triebwerksvarianten

Auf Basis der Randbedingungen, Rechercheergebnisse und Konzeptentwicklung konzentriert sich die Untersuchung auf drei Triebwerksvarianten. Die Grundkonzepte sind in Abbildung 16 schematisch dargestellt. In der Grafik links gezeigt ist das Triebwerkskonzept mit Doppeltripodegelenk und ebener Steuerfläche. Rechts das entgegengesetzte Konzept mit Kugelgleichlaufgelenk und sphärischer Steuerfläche. Dargestellt in der Mitte ist die Variante, welche ebene Steuerfläche und Kugelgleichlaufgelenk kombiniert. Entsprechend Abbildung 16 werden die Varianten im Folgenden als Variante TRI, KGL-plan und KGL-sphärisch bezeichnet.

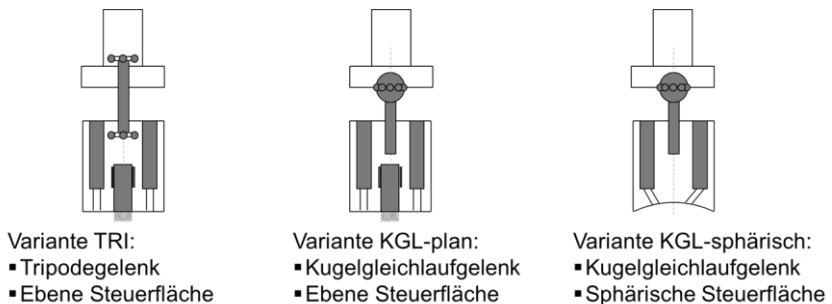


Abbildung 16: Grundkonzepte der Prototypentriebwerke

Zu allen drei Triebwerkskonzepten wurden Prototypen auskonstruiert und gefertigt, welche anschließend in verschiedenen Versuchen getestet wurden. Zunächst seien hier die gemeinsamen Konstruktionsmerkmale der Prototypen genannt, bevor auf die spezifischen Unterschiede der drei Konzepte eingegangen wird.

Losgelöst von der technischen Umsetzbarkeit der Synchronisation von Triebwellen- und Zylinderdrehung können verschiedene Triebwerksparameter (Teilkreise/Bohrungswinkel, Achsabstände, Lage der Schwenkbahn und vieles mehr) grundsätzlich frei gewählt werden. Aufgrund von Erfahrungswerten und gewünschter Vergleichbarkeit mit derzeitigen Motoren und vor allem aufgrund des Fokus auf die Auslegung der Synchrongelenke wurden die Prototypen konstruktiv aber möglichst nah an den Maßen etablierter Motoren orientiert.

Gemein ist allen Motorkonzepten, dass an der Triebwelle die Kolbenkugeln auf einer Ebene liegen und, dass der sogenannte Schwenkpunkt, um welchen der Zylinder auf einer kreisförmigen Bahn geführt wird, ebenfalls in dieser Ebene liegt.

Die Teilkreisdurchmesser von Zylinder und Triebwelle wurden im Verhältnis zueinander so gewählt, dass bei maximalem Schwenkwinkel die Kolben in den Bewegungsumkehrpunkten mit dem gleichen Winkel zur Zylinderbohrung nach innen kippen, mit welchem sie in 3-Uhr bzw. 9-Uhr Position nach außen kippen. Dieses Verhältnis entspricht den Zusammenhängen in Maschinen mit Kolbenmitnahme, wie sie in [WAL84] beschrieben sind und es stellt gleichzeitig das Optimum dar, wenn Triebwerke bezüglich möglichst kleiner Verkippung der Kolben in den Bohrungen gestaltet werden. Diese möglichst kleinen Kippwinkel sind für die Auslegung der Kolbendichtringe erstrebenswert. Die Kolbenbohrungen verlaufen im Zylinder achsparallel zur Rotationsachse des Zylinders.

In den Darstellungen der Konzepte wurde jeweils der Kraftfluss der Vorspannkraft (blau) sowie der Kraftfluss der abzustützen Radialkräfte auf den Zylinder eingezeichnet, da diese die kinematischen Hauptunterschiede zwischen den Varianten herausstellen. Als Vorspannkraft bezeichnet man dabei die typischerweise durch eine Feder sichergestellte Mindestkraft, mit welcher der Zylinder an die Steuerlinse angepresst wird. Sie wird unter anderem benötigt, um bei einem drucklosen Betriebszustand die korrekte Position des Zylinders im Triebwerk zu fixieren.

3.2.1 Variante TRI

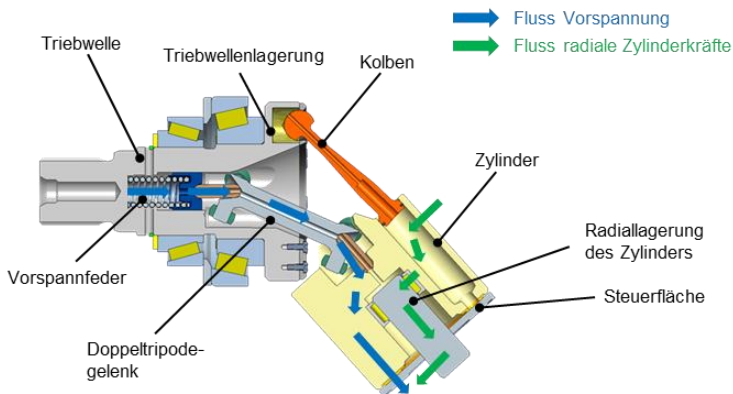


Abbildung 17: Motorkonzept mit doppeltem Tripodegelenk und planer Steuerfläche

In Abbildung 17 ist eine Konstruktionsskizze der Motorvariante mit Tripodegelenk gezeigt. Aufgrund der Schwenkwinkelbeschränkung von $\sim 25^\circ$ beim einzelnen Gelenk

muss in dieser Variante ein doppeltes Gelenk gewählt werden. In der untersuchten Ausführung wurde jeweils ein Laufbahntripel (ausgeführt als je drei achsparallele Bohrungen) in Zylinder und Triebwelle angeordnet. Aufgrund der doppelten Gelenkausführung können keine Querkräfte durch das Synchrongelenk übertragen werden, sodass eine plane Steuerfläche mit einem Lagerbolzen zur radialen Abstützung des Zylinders zur Anwendung kommt. Weiter bedingt die Verschiebbarkeit des einzelnen Tripodegelenks, dass die sogenannte Mitnehmerwelle, welche die beiden Tripodegelenke verbindet, axial geführt werden muss.

Im untersuchten Triebwerk wurde die Notwendigkeit der axialen Führung mit der Vorspannung des Zylinders gegen die Steuerfläche kombiniert. Eine vorgespannte Feder in der Triebwelle drückt in der gewählten Ausführung über eine Buchse sowie einen Bolzen auf die Gelenkwelle. Mittels eines zweiten Bolzens stützt diese sich auf dem Zylinder ab. Damit wird der Zylinder gegen die Steuerfläche gepresst und gleichzeitig wird eine Axialbewegung der Gelenkwelle verhindert.

3.2.2 Variante KGL-plan

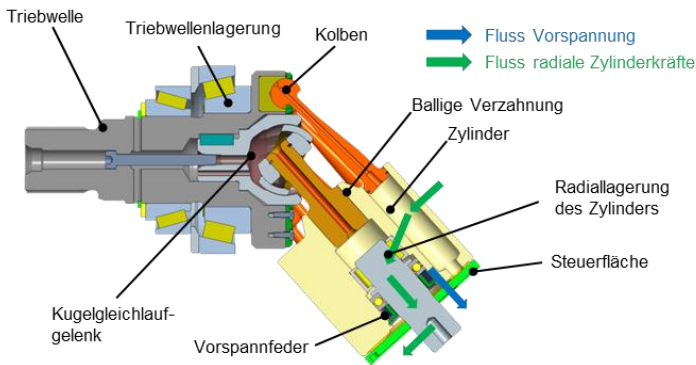


Abbildung 18: Motorconcept mit Kugelgleichlaufgelenk und planer Steuerfläche

Durch Austausch des Gelenkprinzips von Variante TRI ergibt sich das zweite untersuchte Triebwerk, bei welchem die plane Steuerfläche mit Lagerbolzen und einem Kugelgleichlaufgelenk kombiniert wird. Aufgrund der Möglichkeit das KGL bis 50° auszuschwenken, kann es einzeln eingesetzt werden. Um dabei das Gelenk möglichst kraftfrei zu halten, ist die Verbindung von Zylindertrommel und Schaft des KGL durch eine ballige Zahnwellenverbindung leicht spielbehaftet ausgeführt. So können Positionsabweichungen von Zylindertrommel und/oder Triebwelle gegenüber den Konstruktionsmaßen ausgeglichen werden. Die Triebwerksvorspannung wird in dieser Variante unabhängig vom Gelenk über eine Feder zwischen dem Lagerbolzen

im Steuerelement und einem Axiallager im Zylinder umgesetzt, sodass das KGL in diesem Triebwerkskonzept tatsächlich ausschließlich für die Übertragung von Drehmomenten zwischen Triebwelle und Zylinder verwendet wird.

3.2.3 Variante KGL-sphärisch

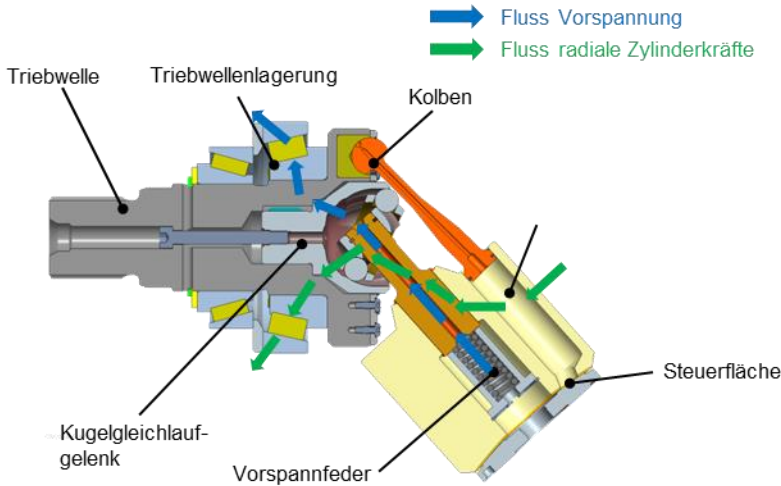


Abbildung 19: Motorkonzept mit Kugelgleichlaufgelenk und sphärischer Steuerfläche

In Motorkonzept KGL-sphärisch, gezeigt in Abbildung 19, wird das Kugelgleichlaufgelenk wiederum als Einzelgelenk eingesetzt, aber mit einer sphärischen Steuerfläche kombiniert. In dieser Variante muss der Zylinder gegenüber Kippbewegungen auf der Steuerfläche durch das Gelenk abgestützt werden, was gut am grün eingezeichneten Kraftfluss der radialen Zylinderkräfte erkennbar ist. Die Abstützung der Vorspannkraft erfolgt ebenfalls über das Gleichlaufgelenk zwischen Triebwelle und Zylinder. In seinem Aufbau entspricht das Konzept KGL-sphärisch fast einem konventionellen Schrägachsenmotor mit Kolbenmitnahme. Einziger Unterschied ist das KGL anstelle des sogenannten Mittelzapfens, welcher bei Kegelkolbentriebswerken mit sphärischer Steuerfläche den Zylinder an der Triebwelle abstützt. Aufgrund des Gelenks zur Zylindermitnahme können im Vergleich zu Kegelkolbentriebswerken die Kolben durch den Wegfall der Querkkräfte im Betrieb deutlich schlanker ausgeführt werden.

3.2.4 Fazit zur Konzeptentwicklung

Es wurden drei Triebwerkskonzepte entwickelt, welche sich aus etablierten Motorkonzepten ableiten lassen. In einer Variante erfolgt die Synchronisation von Triebwelle und Zylinder mittels einem doppelt angeordnetem Tripodegelenk. In den beiden anderen Konzepten wird je ein Kugelgleichlaufgelenk verwendet. Einmal wird das Kugelgelenk ausschließlich für die Drehwinkelsynchronisation verwendet, einmal zusätzlich mit Längs- und Querkraften beaufschlagt. Aufgrund der Beschränkung in der restlichen Konzeptentwicklung auf Gestaltungselemente, welche aus marktetablierten Motoren bekannt sind, besteht die Erwartung, dass die Triebwerkskonzepte grundsätzlich funktionieren. Die entwickelten Konzepte stellen damit einen guten Startpunkt dar, um zunächst den Einfluss von der Triebwerkskinematik auf die Betriebsbelastung des Gleichlaufgelenks zu bewerten. Vor der später zu diskutierenden Bewertung des Gesamtsystemeinflusses soll im Rahmen einer Vorentscheidung festgelegt werden, welches Triebwerkskonzept final betrachtet wird. Bis dahin werden die Varianten gleichwertig und vergleichend untersucht.

4 Lastanalyse am Gelenk

Aufbauend auf den im vorherigen Kapitel abgeleiteten Triebwerkskonzepten wird im Folgenden die Belastung der Gelenke untersucht. Dabei wird auf zwei Wegen vorgegangen, um zu einer ersten Bewertung des Gesamtsystemeinflusses zu gelangen. Zunächst wird die Gelenkbelastung abgeschätzt, indem aus bekannten (Einzel-) Quellen Lastanteile bestimmt bzw. berechnet werden und aus diesen wird durch Superposition die erwartete Gelenklast bestimmt. Darauf werden die so ermittelten Gelenklasten mit Messungen verglichen, bei welchen die Triebwerksprototypen auf einem Motor-Generatorprüfstand vermessen wurden. Aus der Differenz der beiden Gelenklastbeschreibungen ergibt sich eine erste Abschätzung der Lastanteile, welche erst im Kontext eines Gesamtsystems entstehen.

Der Übersichtlichkeit geschuldet werden die Lastquellen der Einzelanalyse in drei Gruppen gegliedert. In Abbildung 20 sind Modellvorstellung, Leistungsfluss und Lastgruppierung am stark vereinfachten Rotationsmodell dargestellt. Das Modell besteht wesentlich aus den drei Trägheiten von Gesamtsystem, Triebwelle und Zylinder.

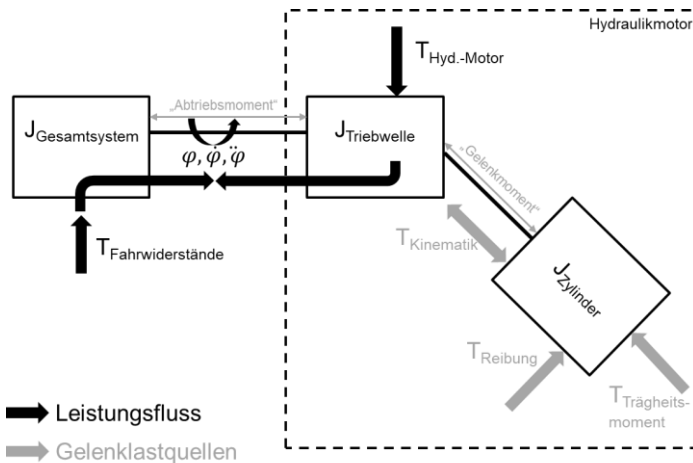


Abbildung 20: Modelldarstellung zur Lastanalyse

Bereits aus den Kapiteln Einleitung und Stand der Technik bekannt ist der Leistungsfluss: Das Abtriebsmoment entsteht durch Kraft und Winkel der Kolben in den Kalotten der Triebwelle und wird über die Triebwelle in Richtung Gesamtsystem abgeleitet. Der Zylinder wird durch die Drücke in den Kolbenräumen lediglich axial

angepresst. Die Fahrwiderstände wirken entgegengerichtet auf das Gesamtsystem und in der Kombination ergibt sich die Rotationsbewegung des Systems.

Das Drehmoment zwischen Hydraulikmotor und Gesamtsystem wird im Rahmen dieser Arbeit als Abtriebsmoment bezeichnet. Das zwischen Triebwelle und Zylinder wirkende Moment wird in dieser Arbeit Gelenkmoment oder Synchronmoment genannt. Es ist nur indirekt mit dem Leistungsfluss verbunden.

Drehmomente auf das Gleichlaufgelenk können aus drei Mechanismen entstehen: Die Triebwerkskinematik führt zu Verspannung von Zylinder und Triebwelle, Reibungseffekte bremsen den Zylinder gegenüber der Triebwellenbewegung ab sowie aus Trägheitseffekten bei Winkelbeschleunigungen. Zwar entstehen diese Lastanteile aus Lastgrößen wie Druck, Drehzahl oder Winkelbeschleunigung; sie sind aber nicht direkt mit dem Leistungsfluss im System verknüpft. In der nun folgenden Betrachtung der Einzelanteile wurde die Gruppierung entsprechend der Darstellung in Abbildung 20 beibehalten.

4.1 Gelenklasten aus der Kinematik

Abhängig von der Bauart des Triebwerks und dem betrachteten Betriebspunkt kann es bereits ohne Drehbewegung des Motors zu Belastungen im Synchrongelenk kommen. Diese statisch auftretenden Kräfte und/oder Momente resultieren entweder indirekt aus den Arbeitsdrücken oder aber aus direkten (Kraft-/Drehmoment-) Belastungen. Die Ersteren sind dann in ihrer Höhe proportional zu den Betriebsdrücken. Dagegen wirkt beispielsweise die Vorspannkraft mittels einer vorgespannten Feder konstant und belastet je nach Triebwerkskonzept direkt das Synchrongelenk.

Für die Lastanalyse wurde u.a. ein einfaches Kinematikmodell erstellt, welches gut geeignet für die statisch-kinematische Lastanalyse ist. Die 3D-Ansicht des aufgebauten Modells ist in Abbildung 21 dargestellt. Es wird zur Erläuterung der grundlegenden Beschreibung der Triebwerkskinematik verwendet.

Worten muss für alle Körper gelten, dass die Summe der jeweils in den Achsrichtungen wirkenden Kräfte und Momente sich zu Null addieren.

$$\sum_i F_i = 0 \quad (1)$$

$$\sum_i M_i = 0 \quad (2)$$

Das dabei ermittelte Moment, welches an der Triebwelle zur Fixierung des Drehwinkels notwendig wird, entspricht dem Abtriebsmoment des Motors. Das ermittelte Moment zur Fixierung des Zylinders entspricht dem im Folgenden beleuchteten Drehmoment, welches aus der Kinematik auf das Gleichlaufgelenk wirkt.

Durch schrittweises Erweitern der Kinematik können weitere Lastanteile auf die Gelenkbelastung bewertet werden, beispielsweise lässt sich die Auswirkung einer sphärischen Steuerfläche, wie in Abbildung 21 gezeigt, durch ein Anpassen der Kinematik darstellen: Dem Zylinder werden zwei Rotationsfreiheitsgrade um den Sphärenmittelpunkt in der Kinematik freigegeben, gleichzeitig wird eine neue Nebenbedingung eingeführt, welche die Zylinderdrehachse mit dem Schnittpunkt von Triebwellenachse und Ebene der Kolbenkugeln an der Triebwelle verbindet.

Für die statische Kinematikanalyse wurde mit diesem Modell gerechnet. Sobald auf die Wirkungen von Bewegungen und Beschleunigungen eingegangen wird, wurde hingegen ein kommerzielles Mehrkörpersimulationsprogramm verwendet. Die bei diesen Programmen im Hintergrund verwendeten Ansätze sowie das Vorgehen bei der Modellerstellung stimmen mit dem erläuterten Vorgehen überein. Nur werden die Kräfte nicht anhand der Gleichungen für mechanisches Gleichgewicht, sondern aus den erweiterten Gleichungen für das dynamische Gleichgewicht gewonnen. So werden, entsprechend dem auch als d’Alambertsches Prinzip bekannten Ansatz, Trägheitskräfte in die Gleichungen für das mechanische Gleichgewicht aufgenommen, sodass sich die Formeln (1) und (2) unter Verwendung des 2. Newtonschen Hauptsatzes erweitern lassen. So gilt dann:

$$\sum_i F_i = m \cdot a \quad (3)$$

$$\sum_i M_i = J \cdot \ddot{\phi} \quad (4)$$

Die Summe der Kräfte pro Achsrichtung entspricht hierbei dem Produkt von Körpermasse und Beschleunigung in Achsrichtung. Bezüglich der Rotation gilt der auch als Drallsatz bekannte Zusammenhang aus (4), welcher die Momentensumme

um eine Achse mit dem Produkt der zugehörigen Massenträgheit und seiner Winkelbeschleunigung in Verbindung setzt.

Auf den Detaillierungsgrad des jeweilig verwendeten Simulationsmodells bei der Lastanalyse wird in den einzelnen Unterkapiteln eingegangen. Grundsätzlich wird angestrebt immer mit möglichst einfachen Modellen zu arbeiten, da dies die Deutbarkeit von Rechenergebnissen stark vereinfacht. Lediglich auf die Abbildung des sogenannten Kolbendruckverlaufs wird an dieser Stelle noch einmal eingegangen, da dieser für das Verständnis der Triebwerkskinematik wichtig ist und in den verschiedenen Rechnungen gleich verwendet wurde.

Das Drehmoment eines Schrägachsenmotors entsteht aus der Kinematik des Triebwerks sowie einem vorliegenden Druckunterschied zwischen den Hoch- und Niederdruckseite genannten Bereichen des Motors. Bei einem motorischen Betrieb sind dann alle ausfahrenden Kolben mit dem höheren Druckniveau verbunden und die einfahrenden Kolben mit dem tieferen Betriebsdruck. In der Berechnung lässt sich dies darstellen, indem die Kolbenkräfte zwischen Kolben und Zylindertrommel abhängig vom Drehwinkel der Zylindertrommel definiert werden.

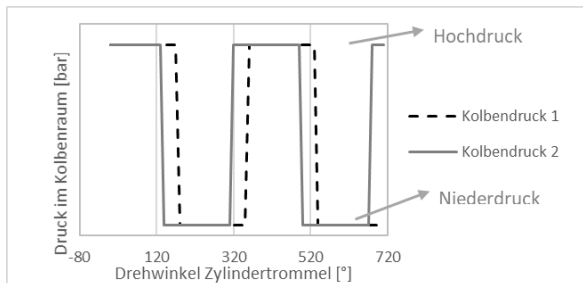


Abbildung 22: Darstellung Kolbendruckverläufe

In Abbildung 22 ist dies für zwei Kolben gezeigt. Der Versatz der einzelnen Druckverläufe entspricht der Teilung der Zylindertrommel. Der dargestellte Verlauf mit nahezu plötzlichem Drucksprung entspricht nur angenähert der Realität. Tatsächlich wird dieser -Umsteuerung genannte - Druckwechsel durch spezielle Kerben gezielt weicher gestaltet. Für die einfachen statisch-kinematischen Rechnungen wurde aber mit dem gezeigten Verlauf gerechnet, da der Umsteuervorgang selber nicht untersucht wurde. Die erreichten Druckniveaus im Kolbenraum hingegen unterscheiden sich bei verschiedenen Umsteuerungen nicht.

4.1.1 (Rück-) Drehmoment auf das Synchrongelenk

Die Drücke in den Arbeitsanschlüssen wirken indirekt über druckbeaufschlagte Flächen als Kräfte. Erwünscht, erzeugen die Drücke in den einzelnen Kolbenräumen die für die Motorfunktion notwendigen Kolbenkräfte. Unerwünscht, entstehen durch die Kinematik des Schrägachsenmotors Querkkräfte der Kolben auf die Wandungen der Zylinderbohrungen. Grund für diese Querkkräfte ist die Schrägstellung der Kolben in den Bohrungen der Zylindertrommel, welche sich zwangsläufig bei verstellbaren Schrägachsentriebwerken ergibt. Der Zusammenhang ist in Abbildung 23 skizziert. Unter Vernachlässigung von Reibung in der Kalotte der Triebwelle, ergibt sich der Sachverhalt durch Bildung einer Momentensumme um den Punkt P: Da die Druckkraft bei schräg positionierten Kolben nicht längs der Kolbenachse wirkt, erzeugt sie ein Drehmoment um den Punkt P. Für das notwendige statische Gleichgewicht muss also ein entgegen gerichtetes Drehmoment durch eine Querkraft auf den Kolben auftreten, welche hier als Reaktionskraft bezeichnet wird. Die tangentialen Anteile dieser Kolbenreaktionskräfte auf den Zylinder verspannen Triebwelle und Zylinder gegeneinander und belasten damit das Gleichlaufgelenk.

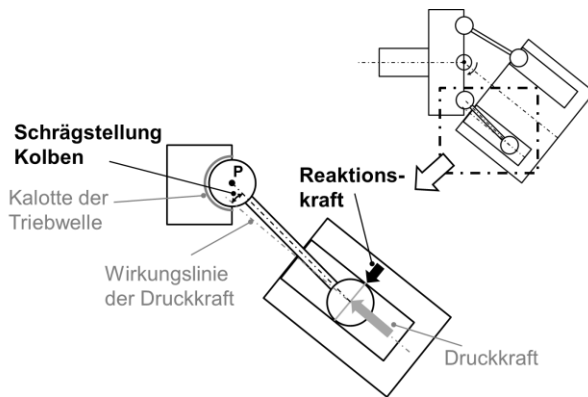


Abbildung 23: Entstehen von Kolbenquerkräften durch Schrägstellung der Kolben

Diese Verspannung des Triebwerks durch die Kolbenquerkräfte wird in der Literatur als Rückdrehmoment bezeichnet. Die Bezeichnung entstammt der Beobachtung von [WAL84], dass dieses Moment typischerweise der Drehbewegung des Zylinders entgegengerichtet ist, ihn also zurück dreht. Die Annahme gilt tatsächlich nur dann, wenn der Zylinder gegenüber der Triebwelle mit einem ausreichenden Drehwinkelversatz nachläuft. Da diese Bedingung während vieler Betriebspunkte von Kegelkolbentriebwerken vorliegt, wurde der Begriff von [WAL84] bei der Untersuchung eben dieser Triebwerke geprägt.

Auch ohne Nachlaufwinkel des Zylinders ergibt sich ein Drehmoment zwischen Triebwelle und Zylinder durch die Kinematik eines Schrägachsenmotors, sobald ein Schwenkwinkel ungleich 0° eingestellt wird und unterschiedliche Drücke in den Arbeitsleitungen herrschen. Durch eine Verdrehung im Triebwerk wird der Effekt lediglich weiter verstärkt und so das periodisch um 0 Nm schwankende Moment aus der Kinematik verschoben. Erstmals wurden die zwangsläufigen Rückdrehmomente in [WAL84] analytisch untersucht und formelmäßig hergeleitet. [H&D02] untersuchte die Kolbenbewegungen bei einem Schrägachsen mit Gelenkmitnahme. Anschaulich nachvollziehen lässt sich der Sachverhalt mit der in [SCH11] hergeleiteten Darstellung der Bahnkurve der triebwellenseitigen Kolbenkugel relativ zur Zylindertrommel, welche in Abbildung 24 wiedergegeben ist.

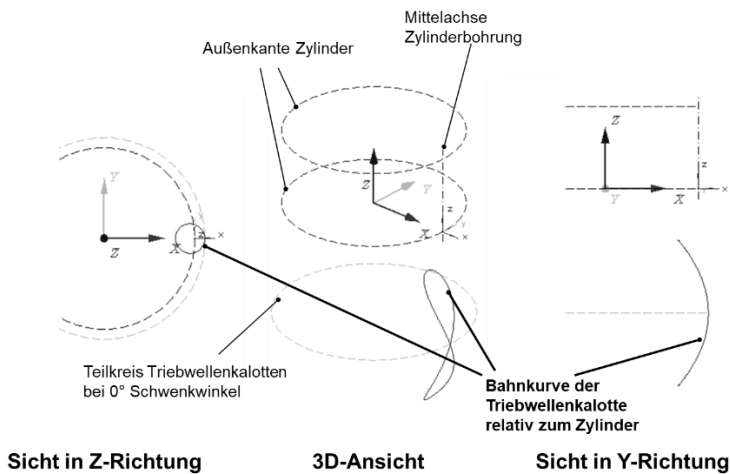


Abbildung 24: Schematische Darstellung der Bahnkurve der triebwellenseitigen Kolbenkugel nach [SCH11]

Abgebildet sind hier schematisch die Zylindertrommel und die Mittellinie einer betrachteten Zylinderbohrung in drei Ansichten. In den Sichten entlang der Z- bzw. Y-Achse ist die von [SCH11] hergeleitete Beschreibung der Bahnkurve der Triebwellenkalotten relativ zum Zylinder gut zu erkennen. Die Bahnkurve der Triebwellenkalotte ist als Überlagerung einer periodischen Translationsbewegung mit einer Kreisbewegung beschreibbar. Vor dem Hintergrund der hier diskutierten Rückdrehmomente ist dabei die Kreisbahn der triebwellenseitigen Kolbenkugel um die Zylinderbohrungsachse wesentlich. Sie ist in der linken Grafik von Abbildung 24 dargestellt: Sobald ein Schwenkwinkel im Triebwerk vorliegt, kommt es zu einer Verkipfung der Kolben in den Bohrungen (der Radius der Kreisbahn wird größer Null) und entsprechend führen Kolbenkräfte dann immer zu Querkräften auf den

Zylindern. Bedingt durch die nicht-symmetrische Kraftverteilung im Triebwerk, sobald Hoch- und Niederdruckseite mit unterschiedlichen Drücken beaufschlagt werden, entstehen dann auch Rückdrehmomente ohne eine Drehwinkeldifferenz zwischen Triebwelle und Zylinder. Mit den folgenden Maßen, welche bei allen Motorvarianten gleich gewählt wurden, lässt sich das Rückdrehmoment berechnen:

Teilkreisdurchmesser Triebwelle	98,6 mm
Teilkreisdurchmesser Zylinder	79,5 mm
Kolbendurchmesser	22 mm
Abstand Kolbenkugel-Kolbenkugel	93 mm
Maximaler Schwenkwinkel	48°

Tabelle 2: Parameter zur Berechnung des Rückdrehmomentes

Der Verlauf des Rückdrehmoments über eine Umdrehung ist in Abbildung 25 für verschiedene Drehwinkeldifferenzen zwischen Triebwelle und Zylinder gezeigt.

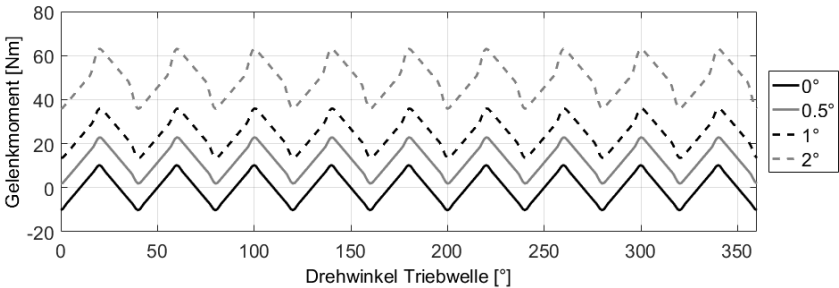


Abbildung 25: Rückdrehmomente für versch. Winkel zwischen Zylinder und Triebwelle bei 48° Schwenkwinkel

Ohne Winkeldifferenz schwankt das Rückdrehmoment mit der 9. Ordnung (entspricht der Anzahl der Kolben) bei 450 bar zwischen 10 Nm und -10 Nm. Pro Grad Winkelabweichung zwischen Triebwelle und Zylinder erhöht sich der Mittelwert des periodischen Verlaufs um ca. 25 Nm. Aufgrund der gleichen Abmessungen von Kolben, Triebwelle und Zylinder sind die Verläufe des Rückdrehmoments für die Triebwerksvarianten TRI, KGL-plan und KGL-sphärisch identisch und werden hier nicht separat diskutiert. Je nach Vorzeichen der Winkeldifferenz zwischen Triebwelle und Zylinder erfolgt die Mittelwertverschiebung des Rückdrehmoments in positiver oder negativer Richtung.

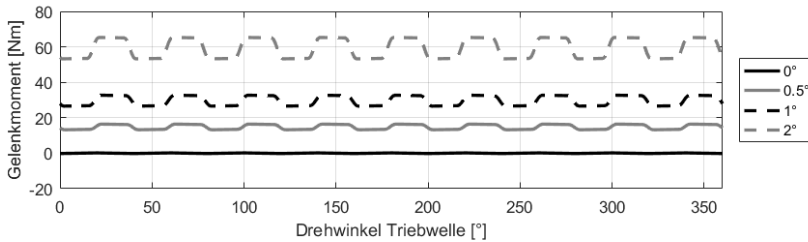


Abbildung 26: Rückdrehmomente für versch. Winkel zwischen Zylinder und Triebwelle bei 6° Schwenkwinkel

In Abbildung 26 ist der Verlauf des Rückdrehmoments für ein Triebwerk bei 6° Schwenkwinkel gezeigt. Gegenüber dem Verlauf bei 48° Schwenkwinkel aus Abbildung 25 fällt auf, dass die zuvor fast konstante Amplitude des schwingenden Anteils im Rückdrehmoment nun ähnlich dem Mittelwert des Rückdrehmoments vom Verdrehwinkel zwischen Zylinder und Triebwelle bestimmt wird. Für die aufgrund der Gleichlaufgelenke sehr geringe Winkelabweichung ergibt sich bei 6° Schwenkwinkel nur ein sehr geringes Rückdrehmoment.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass **aufgrund der Rückdrehmomente mit einer pulsierenden Belastung des Gleichlaufgelenks in der 9. Ordnung zur Drehzahl zu rechnen ist, welche bei 450 bar und maximalem Schwenkwinkel eine Amplitude von ~10 Nm** hat. Kommen Drehwinkelabweichung zwischen Triebwelle und Zylinder dazu, verschiebt sich der Mittelwert des Rückdrehmoments um ~25 Nm/Grad, im Vorzeichen abhängig davon, ob Triebwelle oder Zylinder vorläuft. Mit den ermittelten Gelenkspielen von 0,2° beim Tripodegelenk bzw. 0,3° bis 0,4° beim KGL, vgl. Kapitel 6.1, kommen zum schwingenden Verlauf so bei 450 bar 2,5 Nm beim Tripodegelenk bzw. bis zu 5 Nm beim KGL durch den mit halbem Spiel nachlaufenden Zylinder hinzu.

4.1.2 Längsbelastung durch die Vorspannung

In Kapitel 3.2 wurde bei der Erläuterung der Triebwerkskonzepte die Vorspannkraft erwähnt, welche den Zylinder auch ohne anliegende Betriebsdrücke sicher an der Steuerfläche anliegen lässt. Zusätzlich beeinflusst der Betrag der Vorspannkraft das Betriebsverhalten bei hohen Drehzahlen, bei denen hohe Vorspannkraften den Zylinder besser auf der Steuerfläche anliegen lassen. So wirken hohe Vorspannkraften hier einem Abheben des Zylinders entgegen, führen aber gleichzeitig zu einer höheren Belastung der hydrostatisch entlasteten Steuerfläche.

Der notwendige Betrag dieser Vorspannkraft ist somit abhängig von verschiedenen Geometrieparametern und den für die Auslegung angenommenen Betriebsbedingungen. Da die Vorspannkraft als triebwerksinterne Lastquelle einfach gestaltbar und erfassbar ist, wurde entschieden im Rahmen dieser Arbeit keine Untersuchungen zu einer optimalen Vorspannkraft durchzuführen. Stattdessen wurde die **Vorspannkraft auf einen Wert von ~800 N ausgelegt**, was etwa dem entspricht, wie etablierte Motoren ähnlicher Nenngröße ausgelegt werden

4.1.3 Querbelastungen durch eine sphärische Steuerfläche

Bei Triebwerksvariante KGL-sphärisch ist der Zylinder axial auf einer Sphärenfläche gelagert. Auf den Zylinder wirkende Kippmomente durch die Kinematik werden bei dieser Variante über das Gleichlaufgelenk an der Triebwelle abgestützt, vgl. Darstellung der Kraftflüsse in Abbildung 19. Die Querkraft, welche auf das Gelenk wirkt, ist dabei abhängig von verschiedenen Parametern. So wirken sich die Teilkreisdurchmesser von Triebwelle und Zylinder genauso wie beispielsweise der Radius der Sphärenfläche auf den Verlauf der Gelenkquerkraft aus. Da viele dieser Parameter gleichzeitig auf andere Betriebsgrößen des Triebwerks Einfluss haben, ist eine freie Minimierung der Gelenkquerkraft nicht möglich. Seitens des Projektpartners, bei welchem die Ausgestaltung der Triebwerke und die Motorversuche durchgeführt wurden, wurde daher für die Gestaltung der Triebwerksvarianten KGL-sphärisch eine Optimierungsrechnung durchgeführt.

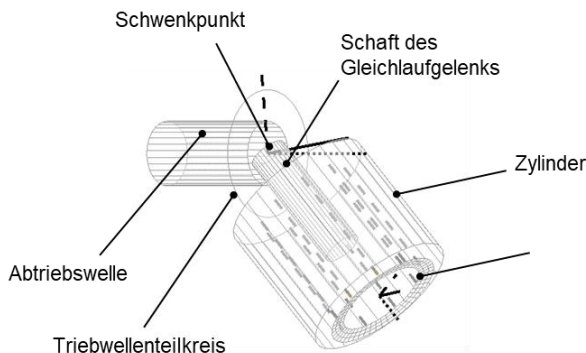


Abbildung 27: Grundkinematik Zylinderlagerung bei sphärischer Steuerfläche

Zunächst wurde für eine grobe Parametervariation das bereits bekannte Kinematikmodell aus Abbildung 21 um die Kipp-Freiheitsgerade des Zylinders sowie die Abstützung des Zylinders an der Triebwelle erweitert. Mit diesem Ansatz wurden Parameterbereiche mit günstigen Betriebseigenschaften identifiziert. Innerhalb dieser Bereiche wurde dann mit einem Mehrkörpersimulationsmodell jeweils nach

optimalen Parametersätzen gesucht. Da die Auslegung des Triebwerks nicht Inhalt der vorliegenden Arbeit ist, wird im Folgenden nur der Querkraftverlauf der final ausgewählten Triebwerksvariante KGL-sphärisch dargestellt und nicht weiter auf die Optimierung eingegangen. Mehrkörpermodell und Kraftverlauf sind in Abbildung 28 gezeigt.

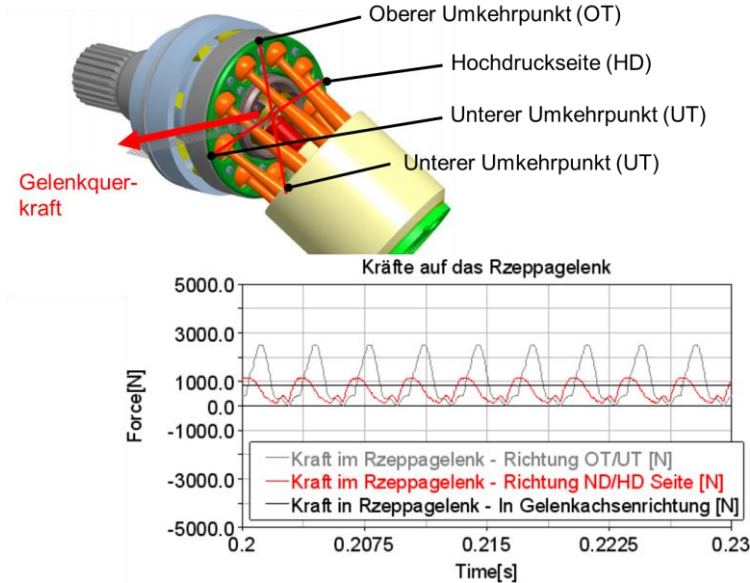


Abbildung 28: Mehrkörpermodell und Verlauf der Gelenkquerkraft von KGL-sphärisch

Die berechneten Querkräfte steigen betragsmäßig mit ansteigenden Drücken und wachsendem Schwenkwinkel. Für die Maximalwerte des untersuchten Triebwerks, also 450 bar Hochdruck bei 25 bar Niederdruck sowie einem Schwenkwinkel von 48° , wurde die **maximale Querkraft mit ~ 2800 N** berechnet. Da die Querkraft als triebwerksinterne Größe wiederum einfach erfasst und gestaltet werden kann, wird ihr im Rahmen dieser auf den Einfluss des Gesamtsystems ausgerichteten Arbeit keine weitere Analyse gewidmet.

4.2 Gelenklasten aus Reibungskräften

Gegenüber den im vorangegangenen Kapitel untersuchten Belastungen, welche sich allein aus den vornehmlich geometrisch festgelegten Begebenheiten im Motor bestimmen, führt die Betrachtung von Bewegungseffekten zu weiteren Lasten. Unter Vernachlässigung von Beschleunigungseinflüssen, auf welche im nächsten Kapitel

eingegangen wird, sind diese Belastungsquellen vornehmlich durch Reibungen dominiert und damit abhängig vom Bewegungszustand des Motors.

Intuitiv einfach nachzuvollziehen führen Reibungseffekte im Motor dazu, dass Kräfte und Momente entgegen der Bewegungsrichtung entstehen, der Motor also abgebremst wird. So führen Reibungen zwischen den Kolben und den Triebwellenkalotten zu Drehmomenten auf die Kolben, welche wiederum zu einer Erhöhung der Kräfte zwischen Kolben und Zylinderbohrungen führen. Der zum Zylinder tangentielle Anteil dieser Kräfte erzeugt ein Drehmoment auf den Zylinder, welches durch das Gleichlaufgelenk aufgefangen werden muss. Zusätzlich führen diese Kräfte bei der Triebwerksvariante KGL-sphärisch zu einer geringen Zusatzquerlast am Gelenk, welche aber von untergeordneter Bedeutung ist und hier nicht näher betrachtet wird.

Als wesentliche Lastquellen für das Gelenk wurden die drei im Folgenden erläuterten Effekte identifiziert:

- Planschverluste, welche die Abbremsung des Triebwerks durch das beständige Verquirlen des im Motorgehäuse befindlichen Hydrauliköls beschreiben
- Reibung im Kontakt zwischen Zylindertrommel und Steuerfläche, welche direkt als Bremsmoment auf den Zylinder wirkt
- Reibung zwischen Kolben und Triebwellenkalotten, welche zu Querkräften zwischen Kolben und Zylinder führen

Weitere Reibungseffekte, wie beispielsweise in der Triebwellenlagerung oder zwischen Kolben und Zylinder werden im Folgenden nicht betrachtet, da sie entweder keinen Einfluss bzw. vernachlässigbar geringen Einfluss auf die Betriebslasten des Gelenks haben.

4.2.1 Gelenkmoment durch Planscheffekte

Im ölgefüllten Motorgehäuse verdrängen die Kolben auf ihren Bewegungsbahnen Öl, was zu Bewegungen im Fluid und damit zu Kräften führt. Ebenfalls wird Öl im Kontakt zu Zylinder und Gelenk mitgeschleppt, was auch zu bremsenden Ölbewegungen führt. Diese Lastquellen sind einzeln kaum zu erfassen und auch rechnerisch nur schwierig zu beschreiben; sie wurden aber vor einem anderen Hintergrund bereits in der Vergangenheit untersucht. In dieser Arbeit wird auf den Versuch einer Berechnung verzichtet und stattdessen auf die entsprechenden Ergebnisse zurückgegriffen.

In [RAH ET AL.12] wurde das Energieeinsparpotential durch den Betrieb mit einem trockenen Gehäuse explizit gemessen. Weiter wurde hier ein einfacher Modellansatz entwickelt, um die Planschverluste physikalisch basiert zu beschreiben und die

Die von [RAH ET AL.12] gemessenen und errechneten Verlustleistungen bei Betrieb in Öl mit 30 cSt Viskosität sind in Abbildung 30 gezeigt. Die jeweils mit Stern eingezeichneten Punkte markieren die gemessenen Betriebspunkte.

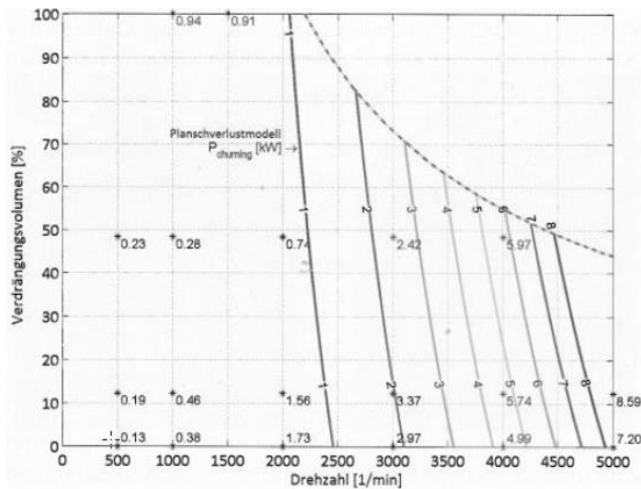


Abbildung 30: Ermittelte und berechnete Verlustleistungen durch Planschen bei 30 cSt [RAH ET AL.12]

Da für die vorliegende Arbeit die Planschverluste nicht separat gemessen werden konnten, müssen zur Abschätzung Werte von [RAH ET AL.12] verwendet werden. Aufgrund der sehr ähnlichen Triebwerkskonzepte erscheint die Annahme plausibel von ähnlichen Verhalten auszugehen. Aufgrund des etwas größeren Triebwerks (250 ccm in dieser Arbeit gegenüber 233 ccm bei [RAH ET AL.12]) sollten die Planschverluste etwas größer sein. Da eine Umrechnung bezogen auf die Motorgröße ohne weitere Untersuchungen nicht möglich ist, wurde der Einfluss des um 7% größeren Triebwerke (bezogen auf das Schluckvolumen) auf die Planschverluste vernachlässigt. In Abbildung 31 sind die Zahlenwerte der erfassten Betriebspunkte aus Abbildung 30 dargestellt. Der Schwenkwinkleinfluss des Berechnungsansatzes von [RAH ET AL.12] wird durch die Messwerte nur teilweise bestätigt. So liegt der Verlauf der Messung bei 49 % VG in weiten Bereichen unterhalb der Verläufe von 13 % und 0 %. Die Messung bei 100 % wurde nur an zwei Betriebspunkten durchgeführt. Daher wird zur Abschätzung des Planschmoments in dieser Arbeit ein einfacher quadratischer Zusammenhang von Planschverlustleistung und Drehzahl verwendet.

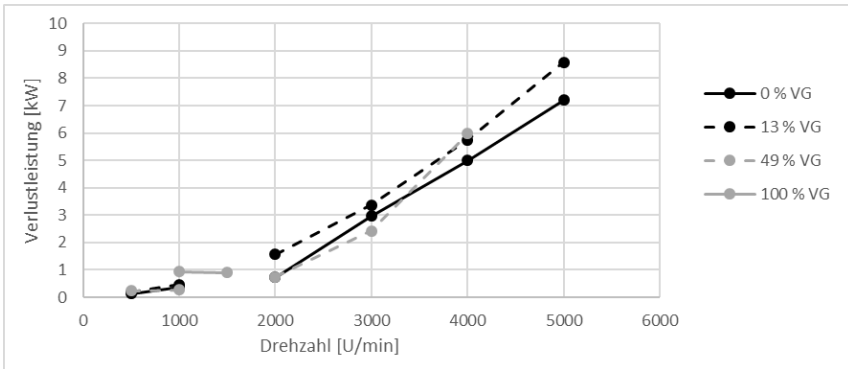


Abbildung 31: Darstellung der ermittelten Verlustleistungen von [RAH ET AL.12]

Der verwendete Ansatz ist in Formel (5) gezeigt:

$$\text{Verlustleistung} = a * \text{Drehzahl}^2 + b * \text{Drehzahl} + c \quad (5)$$

Mit der Annahme, dass die Verlustleistung im Stillstand einen Wert von 0 kW erreichen muss, vereinfacht sich der Zusammenhang zu Formel (6):

$$\text{Verlustleistung} = a * \text{Drehzahl}^2 + b * \text{Drehzahl} \quad (6)$$

Mit Formel (6) und den Messwerten von [RAH ET AL.12] wurde eine Regressionsrechnung durchgeführt und als Fehler der quadratische Abstand der Messpunkte vom Funktionsverlauf in Richtung der Verlustleistung verwendet. Der minimale Fehler wurde mit Zahlenwerten $a=3,139\text{e-}07$ und $b=5,288\text{e-}05$ erreicht.

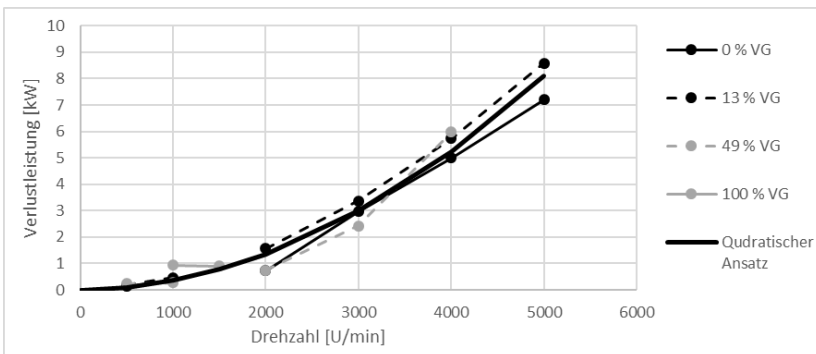


Abbildung 32: Messwerte und Ergebnis der Regressionsrechnung

Messwerte und Funktionsverlauf mit den genannten Parametern sind in Abbildung 32 gezeigt. Aus der Verlustleistung lässt sich mit Formel (7) das wirksame Verlustmoment berechnen.

$$M_{\text{plansch}} = \frac{P_{\text{plansch}}}{2\pi n} \quad (7)$$

In Tabelle 3 sind Werte von Verlustleistung und daraus berechnetem Verlustdrehmoment für verschiedene Drehzahlen gezeigt.

Drehzahl [U/min]	Verlustleistung [kW]	Bremsmoment [Nm]
500	0,10	3,6
1000	0,37	3,5
2000	1,36	6,5
3000	2,98	9,5
4000	5,23	12,5

Tabelle 3: Verwendete Kennwerte zur Beschreibung des Planschmomentes

Bei Betrieb mit maximalen Schluckvolumen, bei welchem Drehzahlen bis 1800 U/min zugelassen werden, beträgt das **maximale Drehmoment durch Planschverluste demnach 5,9 Nm. Bei kleinen Schwenkwinkeln**, in denen Drehzahlen bis 3800 U/min zugelassen sind, **kann durch Planscheffekte von einer Gelenkbelastung von 11,9 Nm** ausgegangen werden.

4.2.2 Gelenkmoment durch Reibung in der Steuerfläche

Der Zylinder wird durch die Drücke in den Kolbenräumen axial gegen den Steuerflächen-Kontakt gepresst. Bei der Drehbewegung entstehen in diesem Kontakt Bremsmomente, welche entgegen der Bewegung wirken und so als Last auf das Gleichlaufgelenk wirken. In den untersuchten Triebwerken wurde dieser Kontakt als hydrostatisch unterstütztes Axialgleitlager ausgeführt. Diese Ausführung hat sich in der Praxis aufgrund der großen druckproportionalen Axialkräfte auf den Zylinder bereits früh durchgesetzt. Der Druck aus den Arbeitsleitungen baut sich bei dieser Kontaktgestaltung über Dichtflächen im Kontakt ab und im Resultat wird der überwiegende Anteil der Axialbelastung durch Druckfelder in den Dichtflächen abgestützt. Nur ein geringer Kraftanteil muss mechanisch übertragen werden, da eine Abdichtung im Kontakt sonst nicht gewährleistet werden kann.

Die mikromechanisch hochkomplexen Zusammenhänge im realen Kontakt führen dazu, dass die Reibung in diesen Kontakten bis heute nicht geschlossen errechnet werden kann. Abschätzungsformeln zur Auslegung wurde zwar bereits in [BRA65] im Jahr 1965 vorgestellt, aber noch bei [BRÄ06] musste die Gesamtreibung des Kontaktes in Prüfstandsversuchen an Schrägscheibenpumpen ermittelt werden.

Aufgrund der technisch sehr ähnlichen Prüfkörper mit Zylindertrommel, neun Kolben und hydrostatisch unterstützter Axial-Gleitfläche werden die Reibmomente am Zylinder für die untersuchten Motoren aus Messungen von [BRÄ06] abgeschätzt.

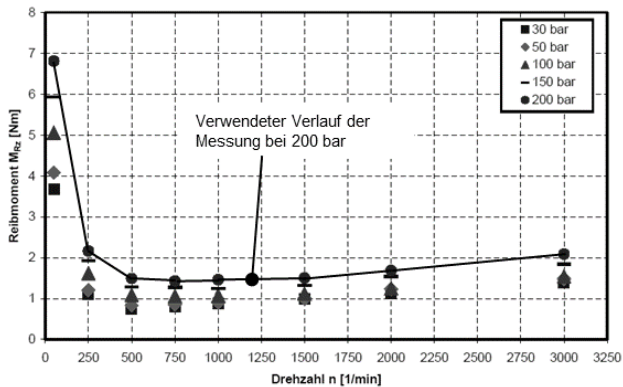


Abbildung 33: Messwerte für das Reibmoment in der Steuerfläche für verschiedene Drehzahlen und Drücke bei 17 mm Kolbendurchmesser [BRÄ06]

Für diese Abschätzung wurden mehrere Darstellungen von [BRÄ06] verwendet, sowie eine Vereinfachung angenommen, welche im Folgenden erläutert sind. In Abbildung 33 ist zunächst der Verlauf des gemessenen Reibmoments der Steuerfläche gezeigt. Mit 17 mm Kolbendurchmesser war der für diese Messung eingesetzte Zylinder etwas kleiner als die Zylindertrommeln der untersuchten Triebwerks-prototypen. Den Einfluss der Baugröße zeigt [BRÄ06] in Abbildung 34.

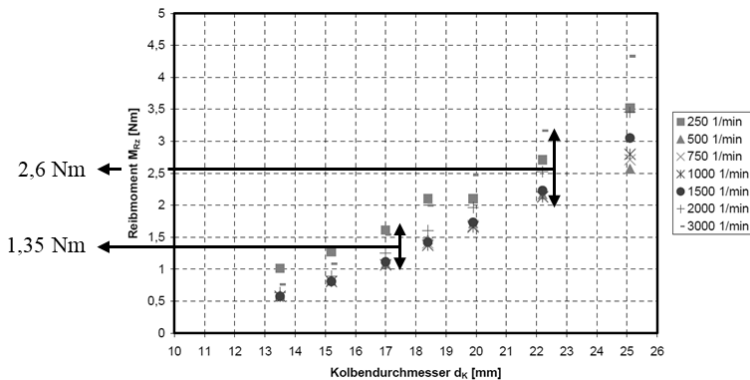


Abbildung 34: Messwerte für das Reibmoment in der Steuerfläche für verschiedene Drehzahlen und Kolbendurchmesser bei 100 bar [BRÄ06]

Da keine Messwerte für die Druck-Drehzahl-Abhängigkeit direkt an einem Zylinder mit 22 mm Kolben in [BRÄ06] vorgestellt werden, muss für die Betrachtung in dieser Arbeit ein Verlauf abgeschätzt werden. Hierzu kann entsprechend der markierten Werte in Abbildung 34 angenommen werden, dass sich der Verlauf der Messung bei Änderung der Kolbengröße vornehmlich verschiebt, sodass der Verlauf von Abbildung 33 beim Übergang von 17 mm Kolben zu 22 mm Kolben um 1,25 Nm anzuheben ist. Die Beobachtung, dass möglicherweise hin zu immer größeren Kolbendurchmessern die Reibmomente bei hohen Drehzahlen überproportional wachsen, wird aufgrund sehr geringer Datenlage vernachlässigt. Weiter wird der geringe Druckeinfluss auf die ermittelten Drehmomente vernachlässigt, da in Abbildung 33 von [BRÄ06] lediglich Messungen im Bereich 30 bar bis 200 bar dargestellt wurden und somit keine Messungen bis zu den angestrebten 450 bar in dieser Arbeit bekannt sind. Um hier keine völlig unbelegten Annahmen treffen zu müssen, wird für die folgenden Schritte der 200 bar Verlauf verwendet, in dem Wissen, dass das Reibmoment so bei hohen Drücken vermutlich leicht unterschätzt wird. Lediglich im Bereich von Drehzahlen nahe 0 U/min scheint der Druckeinfluss eine deutliche Rolle zu spielen. Allerdings sind diese Betriebspunkte zeitlich in der mobilen Arbeitsmaschine selten und gerade bei Anfahrvorgängen wird vermutet, dass viele weitere Eigenschaften im Antriebsstrang dazu führen, dass die Lastabschätzung für die Betriebspunkte auf Basis einfacher Modelle schwierig ist. Da für die vorliegende Arbeit hierzu keine Messungen durchgeführt werden konnten, wird auch in diesem Bereich der Verlauf der Messung bei 200 bar verwendet.

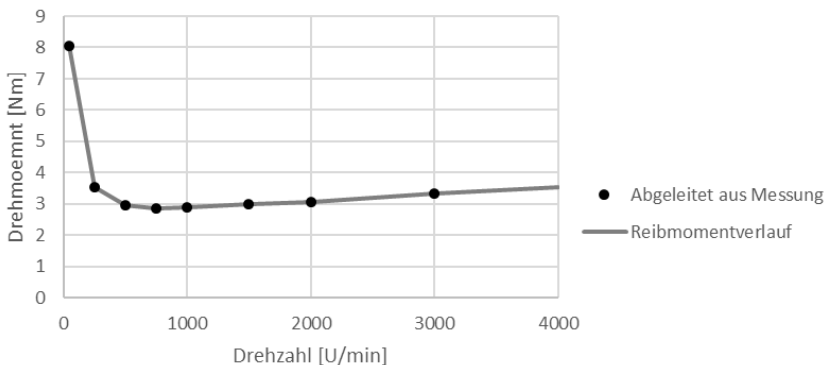


Abbildung 35: Angenommener Verlauf des Reibmoments an der Steuerfläche

In der Summe ergibt sich aus diesen Annahmen der in Abbildung 35 dargestellte Verlauf des Reibmoments in der Steuerfläche. Neben den schwarz eingezeichneten Punkten, welche die umgerechneten Stützstellen der Messung von [BRÄ06] zeigen, ist grau der Verlauf des Reibmoments dargestellt. Dieser wurde aufgrund des

zunehmend linearen Verlaufs bei hohen Drehzahlen bis 4000 U/min extrapoliert, um den Betriebsbereich der untersuchten Motoren abzudecken. Im Rahmen dieser Arbeit wird angenommen, dass in der Steuerfläche ein Reibmoment entsprechend dieses Verlaufes wirkt, welches unabhängig vom anliegenden Druck ist.

Es zeigt sich der typische Verlauf eines von Hydrodynamik geprägten Kontaktes in Form einer Striebeckkurve. **So wurden bei sehr geringen Drehzahlen, in welchen die Reibung noch stark durch Haftreibung geprägt ist, Drehmomente bis ~ 8 Nm gemessen, welche mit zunehmender Drehzahl zunächst abfallen auf Werte um $\sim 2,7$ Nm und dann bei wachsenden Drehzahlen wieder leicht ansteigen auf $\sim 3,5$ Nm.**

4.2.3 Gelenkmoment durch Reibung im Kolben-Kalotten-Kontakt

In den Kontaktstellen der Kolben zur Triebwelle werden hohe Kräfte übertragen. Entsprechend entstehen hier Reibmomente, welche der Bewegung der Kolben in der Triebwellenkalotte entgegenwirken. Für ähnliche belastete Kugel-Hohlkugel-Kontakte, welche zwischen den Gleitschuhen aus Messingmaterial und den Kolben aus Stahl bei Schrägscheibeneinheiten verwendet werden, wurden in [BRÄ06] Reibbeiwerte in der Größenordnung um 0,04 ermittelt. [H&D04] kommt bei Messungen am Kolben-Kalotten-Kontakt eines Schrägachsenmotors für eine Stahl-Stahl-Paarung auf ähnliche Werte. Um die Bedeutung der Kontaktreibung an dieser Stelle zu berücksichtigen, wurde der Einfluss dieser Kontaktstelle auf das Gelenkmoment mittels Rechnungen an einem Mehrkörper-Simulationsmodell des Motors bestimmt, deren Ergebnis in Abbildung 36 gezeigt wird.

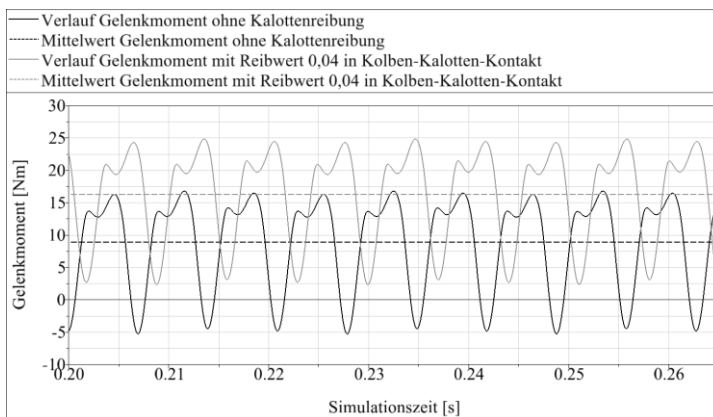


Abbildung 36: Berechnete Gelenkmomentverläufe mit/ ohne Reibung im Kalottenkontakt

Bei gleichen Betriebsbedingungen (Schwenkwinkel 48° , Hochdruck 400 bar) wurde das Gelenkmoment zunächst ohne Reibung im Kolben-Kalotten-Kontakt und dann mit einem Reibbeiwert von 0,04 in diesem Kontakt sowie jeweils der Mittelwert berechnet. Die Differenz der Mittelwerte ergibt den Einfluss der Kontaktreibung auf das Gelenkmoment, die Zusammenhänge sind der folgenden Formel zu entnehmen:

$$M_{\text{Kalottenkontakt}, \mu=0.04} = 16,25 \text{ Nm} - 8,9 \text{ Nm} = 7,35 \text{ Nm} \quad (8)$$

Aufgrund des linearen Einflusses des Reibbeiwertes lassen sich entsprechend auch für andere Reibbeiwerte die erwartungsgemäßen Lastmomente auf das Gleichlaufgelenk berechnen. Bei ähnlichen Reibbedingungen im Vergleich zum Kolben-Kalottenkontakt von Schrägscheibentriebwerken ist mit einem **Gelenkmoment durch Reibung im Kolben-Kalotten-Kontakt von $\sim 7,35 \text{ Nm}$ auszugehen bei 400 bar Druck auszugehen.**

4.3 Gelenklasten aus Trägheitseffekten

Durch die Betrachtung von dynamischen Betriebspunktänderungen lässt sich ein weiterer Lastanteil der Gelenkbelastung erfassen. Direkt aus der Gelenkhauptfunktion, der Synchronisation von Triebwelle und Zylinder, wird deutlich, dass Winkelbeschleunigungen der Triebwelle zur Drehmomentlasten im Gleichlaufgelenk führen.

Wesentlich wirkt sich in diesem Zusammenhang die Trägheit des Zylinders aus, sobald die Triebwelle aufgrund ihrer Anbindung an den Antriebsstrang Winkelbeschleunigungen erfährt. Das Gleichlaufgelenk muss in diesem Fall den Zylinder entsprechend der Triebwellenbewegung beschleunigen bzw. abbremsen, wozu entsprechend des Drallsatzes ein Drehmoment notwendig wird.

$$T = J * \ddot{\varphi} \quad (9)$$

Nach diesem in Gleichung (9) gezeigten Zusammenhang ist das Beschleunigungsmoment (T) proportional der absoluten Winkelbeschleunigung des Zylinders ($\ddot{\varphi}$) multipliziert mit dessen Massenträgheit (J). Dabei muss die Massenträgheit des Zylinders ergänzt werden um alle weiteren mitbeschleunigten Trägheiten. In Abbildung 37 sind die berücksichtigten Anteile beschrieben.

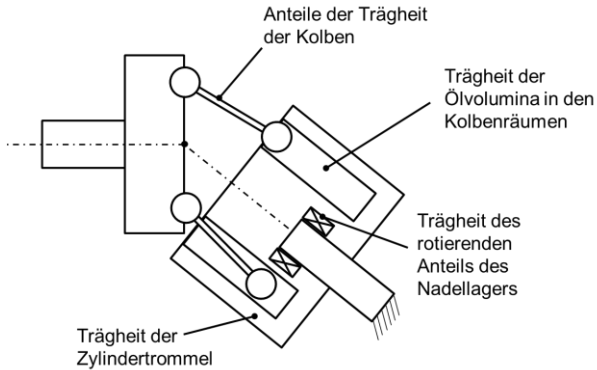


Abbildung 37: Bestandteile der durch das Gelenk zu beschleunigenden Massenträgheit

Neben der Pleuellagerbox müssen Anteile der Pleuellagerträgheiten, das Öl in den Pleuellagerräumen sowie die bewegten Teile des Pleuellagers beschleunigt werden. Bei den Massen, deren Schwerpunkt nicht auf der Rotationsachse des Pleuellagers liegen, sind neben den Trägheitsmomenten zusätzlich die Schwerpunktbewegungen zu berücksichtigen. Diese lassen sich mit dem sogenannten Satz von Steiner, vgl. bspw. in [G&F14], nach Formel (10) berechnen, wobei d den Abstand von Körperschwerpunkt zu Rotationsachse bezeichnet und m die Masse des Körpers.

$$J_{\text{Gesamt}} = J_{\text{Körper}} + m_{\text{Körper}} \cdot d^2 \quad (10)$$

Die Aufteilung der Trägheitskräfte durch die Pleuellager kann entsprechend der Lage des Schwerpunktes der Pleuellager zwischen Pleuellagerbox und Pleuellager angenommen werden, da sowohl die Pleuellagerboxen als auch die Pleuellager-Pleuellagerbox-Kontakte die Pleuellager auf ihrer Bahn halten.

In der Summe wurde ein wirksames Trägheitsmoment von $0,0087 \text{ kgm}^2$ ermittelt, wovon der Pleuellager der Pleuellagerbox mit $0,008 \text{ kgm}^2$ den größten Einzelanteil ausmacht. Winkelbeschleunigungen des Gesamtsystems und damit der Pleuellagerbox können mit dem ermittelten Wert direkt in Betriebslasten am Pleuellager umgerechnet werden.

Eine Abschätzung der maximalen Winkelbeschleunigung fällt schwer, da maximale Winkelbeschleunigungen in der Regel aus dynamischen Betriebssituationen entstehen. Beispielhaft zu nennen sind bei mobilen Arbeitsmaschinen plötzliche Laständerungen im Antriebsstrang. So kommt es beispielsweise bei plötzlich durchrutschenden Reifen oder schnellen Laständerungen zu hohen

Winkelbeschleunigungen an den Rädern, welche ebenfalls zu Beschleunigungen an der Triebwelle führen. Für den Normalbetrieb kann zunächst abgeschätzt werden:

Angenommen, ein Fahrzeug kann in 1 s gleichmäßig vom Stillstand zur maximalen Geschwindigkeit beschleunigen, so ergibt sich am Hydromotor unter Annahme einer gleichmäßigen Beschleunigung die Winkelbeschleunigung entsprechend Formel (11).

$$\ddot{\phi} = \frac{\Delta\phi}{\Delta t} = \frac{(3800 \frac{U}{\min} - 0 \frac{U}{\min})}{1s} = 397,9 \frac{rad}{s^2} \quad (11)$$

Multipliziert mit der berechneten wirksamen Massenträgheit ergibt sich unter diesen Annahmen am Gleichlaufgelenk eine Last von 3,46 Nm. Damit kann zunächst einmal festgehalten werden, dass Lasten durch Fahrzeugbeschleunigungen bei der Annahme gleichmäßiger Verläufe nicht zu sehr hohen Drehmomenten im Gleichlaufgelenk führen – im Vergleich zu anderen Lastanteilen, zumal die Beispielsrechnung mit einer Dauer von 1s bereits von einem sehr schnellen Beschleunigungsvorgang ausgeht.

Um eine weitere Einschätzung zur möglichen Höhe von Gelenkbelastungen durch Winkelbeschleunigungen im Antriebsstrang zu bekommen, können in Ermangelung von Messwerten zulässige Grenzwerte aus dem Datenblatt eines kommerziell verfügbaren Schrägachsenmotors verwendet werden. Das Datenblatt [BOS16] beschreibt ebenfalls einen Hydraulikmotor mit Gleichlaufgelenk. Für die Projektierung eines Motors ähnlicher Größe sind hier zwei Grenzwerte zur maximalen Winkelbeschleunigung der Triebwelle genannt. Standardmäßige Anfahrbeschleunigungen werden mit maximal 1200 rad/s² limitiert und Maximalwerte durch etwaige Sondersituationen dürfen 10000 rad/s² an der Triebwelle nicht überschreiten. Bezogen auf die Gelenkbelastungen bedeuten diese Angaben maximal 10,4 Nm Gelenkmoment bei Standardbeschleunigungen und maximal 87 Nm durch Sondersituationen. Es wird aufgrund der konservativeren Werte für die weitere Arbeit angenommen, **dass Lasten durch häufig wiederkehrende Beschleunigungsvorgänge mit maximal 10,4 Nm auf das Gleichlaufgelenk einwirken. In Sondersituationen müssen bis zu 87 Nm durch das Gleichlaufgelenk ohne Schaden ertragen werden.**

4.4 Synthese der Grundbelastung auf Basis der Lastanalyse

In den vorangegangenen Kapiteln wurden verschiedene Quellen für Betriebslasten betrachtet. Die Betrachtung wurde gegliedert in Lasten, welche aufgrund der Kinematik wirken, in Lastquellen, welche durch Reibungskräfte bei quasistatischem

Betrieb wirken und in Lastanteile aus dynamischen Betriebspunktänderungen. Im folgenden Kapitel werden die beiden zuerst genannten Lastgruppen zusammengefasst, um ein Bild von der, im Rahmen dieser Arbeit so bezeichneten, Grundbelastung der Synchrongelenke zu bekommen. Der Begriff Grundbelastung wird dabei verwendet, weil diese Anteile unabhängig von dynamischen Betriebspunktänderungen und sonstigen Dynamikeinflüssen direkt aus den Betriebsdaten entstehen. Sie stellen pro Betriebspunkt die minimale Gelenkbelastung dar. Dynamikeinflüsse können diese Belastung im realen System überhöhen.

Die Grundbelastung ergibt sich entsprechend durch Überlagerung der Einzellastanteile:

- Kapitel 4.1.1: Rückdrehmoment, schwingend mit 10 Nm Amplitude um spielabhängigen Mittelwert
- Kapitel 4.2.1: Planschverluste, drehzahlabhängiger Lastverlauf zur Berücksichtigung von Fluid-Scherkräften
- Kapitel 4.2.2: Reibung in Steuerfläche, drehzahlabhängiger Lastverlauf aufgrund der Mischreibung im Zylinder-Steuerflächen-Kontakt
- Kapitel 4.2.3: Reibung im Kolben-Kalotten-Kontakt, druckabhängiges Lastmoment durch Reibung zwischen Kolben und Triebwellenkalotten.

Der Verlauf ist in Abbildung 38 dargestellt. Der Mittelwert des dargestellten Drehmomentbandes ergibt sich aus dem nicht-schwingenden Anteil des Rückdrehmoments durch das Gelenkspiel sowie aus Planschmoment, Steuerflächenreibung und Kolben-Kalotten-Reibung. Diese Kurve wird mit einer Amplitude von 10 Nm durch den wechselnden Anteil des Rückdrehmoments umschwungen, in der Grafik als Drehmoment-Band eingezeichnet.

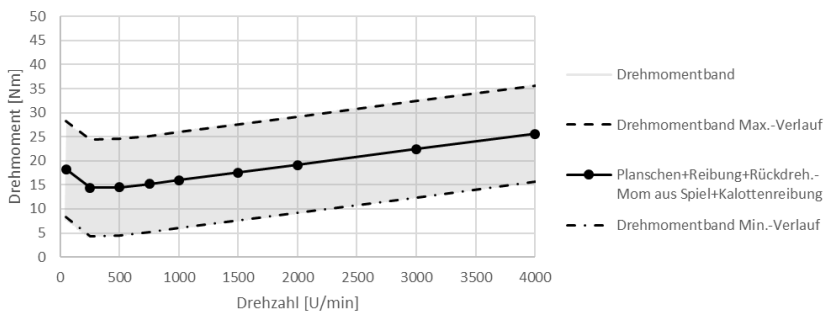


Abbildung 38: Superposition der Gelenklastanteile bei Tripodegelenk und 400 bar Druck

4.5 Gemessene Gelenklasten aus Prüfstandsversuchen

Die Triebwerksvarianten wurden bereits zu einem relativ frühen Zeitpunkt parallel zu den theoretischen Betrachtungen aufgebaut und durch den Projektpartner auf einem Versuchsprüfstand untersucht. Bei einigen dieser Versuche wurden die Gleichlaufgelenke mit Drehmomentsensorik (Dehnungsmessstreifen auf Gelenkwelle) ausgestattet und somit die tatsächliche Betriebsbelastung gemessen. Einschränkend hierzu muss aber angefügt werden, dass diese tatsächliche Betriebsbelastung natürlich im Kontext des Versuchs-Gesamtsystems zu sehen ist; es wurde also die Betriebsbelastung der Gleichlaufgelenke auf dem Motor-Generator-Prüfstand ermittelt. Da bereits im Kapitel Stand der Technik der Einfluss des Gesamtsystems auf die Gelenkbelastung diskutiert wurde, wird der Zusammenhang systematisch in der Gesamtsystemuntersuchung in Kapitel 7 betrachtet.

Der Prüfstand wurde von einem Projektpartner zur Verfügung gestellt und ist schematisch in Abbildung 39 gezeigt. Wesentlich bestehend aus zwei geregelten E-Maschinen, welche Antrieb und Abtrieb darstellen, können auf dem Prüfstand hydrostatische Getriebe beliebiger Art getestet werden. Im diskutierten Fall wurde die mechanische Antriebsleistung durch eine Axialkolbenpumpe in hydraulische Leistung gewandelt und die Motorprototypen so mit einem Hochdruck- sowie einem Niederdruckvolumenstrom beaufschlagt. Am Bremsgenerator wurde die Motor-drehzahl geregelt.

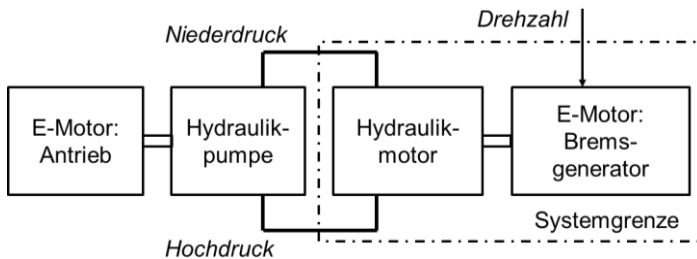


Abbildung 39: Motor-Generator-Prüfstand und Systemgrenze

Zur Erfassung der Betriebslasten auf die Gleichlaufgelenke wurden Dehnungsmessstreifen (DMS) verwendet, welche direkt auf die Gelenkwellen appliziert wurden. Die Applikationsstellen der DMS sind in Abbildung 40 gezeigt.

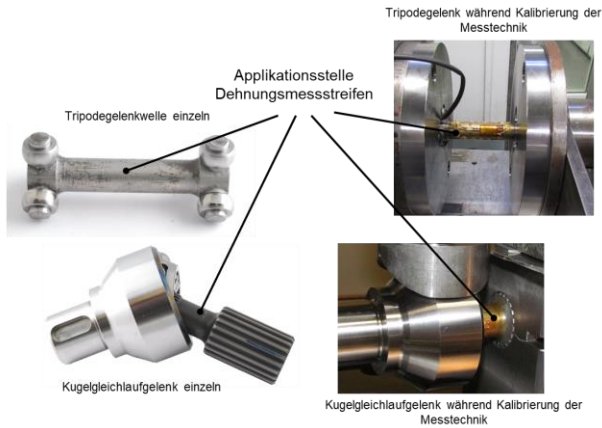


Abbildung 40: Applikation der Dehnungsmessstreifen an den Gleichlaufgelenken

Über einen Schleifring wurden die Kontakte der mit dem Gelenk rotierenden DMS zum stillstehenden Messgerät übertragen. Dort wurden die Drehmomente mittels der zur Vollbrücke verschalteten DMS erfasst. Die Messgelenke wurden im Stillstand auf einer Kalibriereinrichtung mittels Normgewichten an einem Hebelarm kalibriert, wie in Abbildung 41 gezeigt.



Abbildung 41: Kalibriereinrichtung zum Kalibrieren der Messgelenke

Als Messgerät wurde ein MGCplus der Firma HBM verwendet, welches mit einer ML55B Einschubkarte zum Anschluss der DMS ausgerüstet wurde. Aus der Genauigkeitsklasse der Einschubkarte von 0.03 lässt sich im Zusammenhang mit den eingestellten Messbereichen die Genauigkeit der Messwerte abschätzen. Die Variante TRI wurde für einen Messbereich von -100 Nm bis 100 Nm kalibriert. Aus der

Genauigkeitsklasse der Messkarte lässt sich nun angeben, dass die Einzelfehlerquellen das Messsignal um Werte unterhalb von $200 \text{ Nm} \cdot 0,03\% = 0,06 \text{ Nm}$ verfälschen. Nach Auswertung der Versuche an Variante TRI, bei welchen Schwingungsamplituden außerhalb des Messbereichs beobachtet wurden, wurden die Aufbauten mit KGL auf einen Messbereich von -200 Nm bis 200 Nm kalibriert.

Von den durchgeführten Untersuchungen werden im Folgenden nur Drehzahl-Rampenversuche (Beispielhaft eine Messung bei 400 bar in Abbildung 42) gezeigt, da diese für die untersuchte Fragestellung den größten Informationsgehalt besitzen.

Bei diesen Versuchen wurde grundsätzlich zu Beginn jeder Messung mit der Einstellung der Pumpenwunschk Drehzahl von 2000 U/min begonnen, welche dabei mit eingestelltem Schluckvolumen von 0 ccm noch keinen Volumenstrom fördert. Darauf folgend wurde über den Schwenkwinkel der Pumpe dem bei konstantem Schwenkwinkel stehenden Schrägachsenmotor ein Ölvolumenstrom aufgeprägt. Über die Regelung des Drehmoments an der zweiten E-Maschine wurde der Druck im Hydraulikkreis eingestellt. Exemplarisch ist ein typischer Rampenversuch in Abbildung 42 gezeigt.

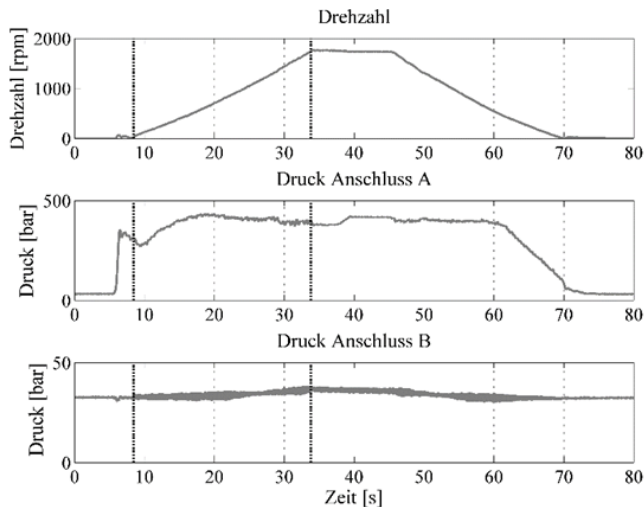


Abbildung 42: Drehzahl- und Druckverlauf am Motor während eines Drehzahl-Rampenversuchs

Nach dem Hochdrehen der Pumpe in den ersten Versuchssekunden beginnt der eigentliche Versuch nach ca. 7 Sekunden mit dem Ausschwenken der Pumpe, was durch den Druckanstieg in Anschluss A des Motors zu sehen ist. Dann wird durch kontinuierliches Verstellen des Pumpenschwenkwinkels der Hydraulikmotor

möglichst gleichmäßig bis auf eine Drehzahl von ca. 1800 U/min beschleunigt, dort gehalten und dann wieder abgebremst. Der leicht schwankende Verlauf des Hochdruckniveaus in Abbildung 42 war dabei ein Resultat der Prüfstandsregelung und konnte mit verschiedenen Ansätzen nicht deutlich verbessert werden. Da der Verlauf in der folgenden Versuchsauswertung allerdings auch nicht zu Problemen führte, wurde nicht weiter optimiert. Die Hochlaufdauer wurde dabei in allen Versuchen ungefähr bei 26 Sekunden gehalten. In Vorversuchen bei maximalem Schwenkwinkel sowie späteren Simulationsrechnungen wurde hierzu gezeigt, dass die in dieser Zeitdauer ermittelten Gelenkmomentverläufe als quasistatisch zu betrachten sind, da auch langsamer durchgeführte Rampenversuche nicht zu höheren Gelenklasten geführt haben.

Für die Ermittlung der quasistatischen Gelenkbelastungen wurden die verschiedenen Triebwerksvarianten bei verschiedenen Schwenkwinkeln und Druckniveaus jeweils bis zur zulässigen Drehzahlgrenze beschleunigt und nach einer kurzen Verharrungszeit wieder bis zum Stillstand abgebremst. Da die Motorkonzepte konstruktiv noch nicht verstellbar ausgeführt waren, wurden Versuche bei einem maximalen Winkel von 48° sowie einem minimalen Winkel von 6° durchgeführt, was ein typischer Minimalwert bei Schrägachsenmotoren ist. Im Hinblick auf die Druckniveaus wurde gleichmäßig gestuft bei 100 bar, 200 bar, 300 bar und 400 bar getestet. Die Versuche bei 48° konnten bis zu einer Drehzahl von 1800 U/min gefahren werden, bevor eine zulässige Volumenstromgrenze erreicht wurde. Die Versuche bei 6° wurden bis zur definierten Maximaldrehzahl von 3800 U/min durchgeführt.

4.5.1 Betriebslasten bei Variante TRI

Zu Beginn wurde das Triebwerk mit doppeltem Tripodegelenk und planer Steuerfläche bei maximalem Schwenkwinkel von 48° untersucht. In Abbildung 43 sind die verschiedenen Verläufe des gemessenen Gelenkmoments über die Drehzahl für die verschiedenen Druckniveaus gezeigt.

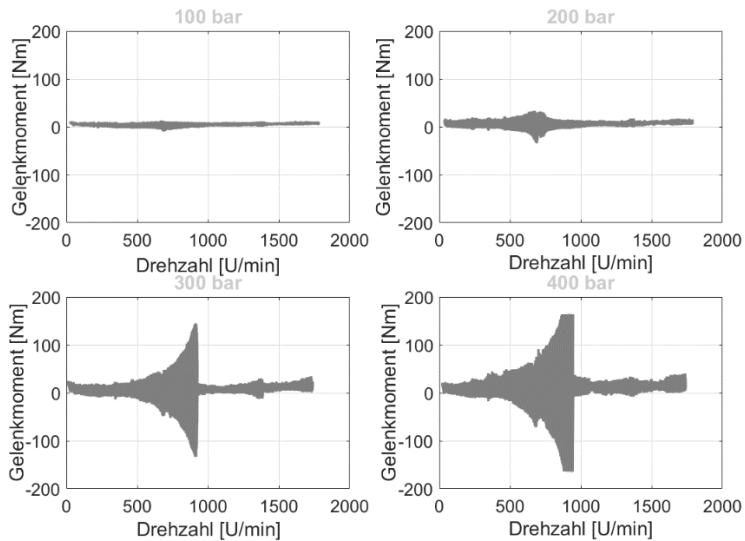


Abbildung 43: Gelenkmomente bei Beschleunigungsrampe von Triebwerksvariante TRI-plan bei 48° Schwenkwinkel und verschiedenen Druckniveaus

Gut zu erkennen sind die Druckabhängigkeit der Gelenkbelastung sowie ein stark durch Schwingungen geprägter Verlauf. Während bei 100 bar Druck die Gelenkbeanspruchung moderat um einen niedrigen Lastmittelwert von ~ 20 Nm schwingt und im Versuchsverlauf fast konstant bleibt, wird ab 200 bar eine Lastüberhöhung im Drehzahlbereich um 700 U/min deutlich. Bei 300 bar ist bereits der klassische Verlauf eines spielbehafteten und in Resonanz angeregten Systems zu erkennen. Die im Mittel nach wie vor geringe Last um ~ 25 Nm wird zunächst von langsam wachsenden periodischen Lastschwingungen überlagert. Trompetenförmig steigt der Lastverlauf bis zum Überschreiten einer Drehzahl um 850 U/min an, um dann nahezu schlagartig abzuklingen. Im weiteren Verlauf fällt die Gelenkbeanspruchung zurück auf das geringe Maß vom Messungsbeginn. Bei ~ 1400 U/min ist noch eine zweite Lastüberhöhung zu erkennen, welche aber nicht die Amplituden der ersten Überhöhung erreicht. Qualitativ gleichen sich die Verläufe bei 300 bar und 400 bar. Quantitativ liegen die erreichten Lasten bei 400 bar noch einmal höher. Erkennbar am abgeschnitten wirkenden Trompetentrichter des Messverlaufs wurde bei 400 bar der Messbereich der verwendeten Sensorik überschritten, die maximal wirkenden Lasten konnten nicht exakt erfasst werden.

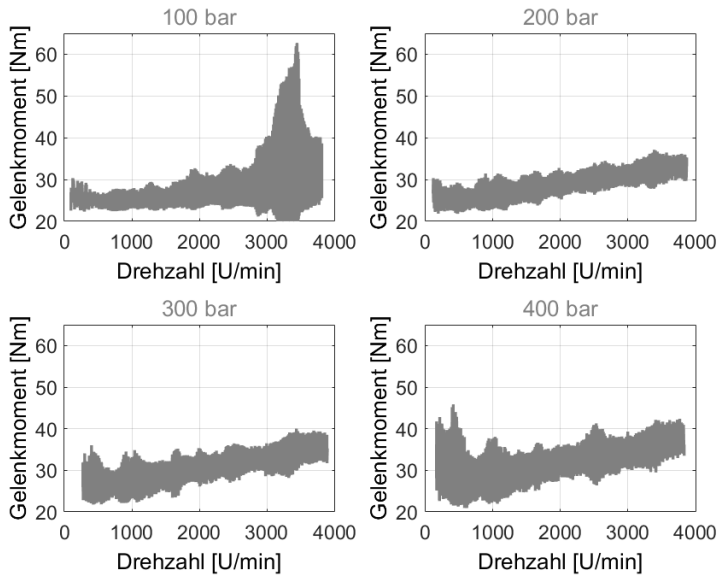


Abbildung 44: Gelenkmomente bei Beschleunigungsrampe von Triebwerksvariante TRI-plan bei 6° Schwenkwinkel und verschiedenen Druckniveaus

In Abbildung 44 sind die Versuche bei 6° Schwenkwinkel zusammengefasst. Zunächst fällt bei Betrachtung der ähnliche Verlauf der Gelenkmomente bei 200 bar, 300 bar und 400 bar auf. Lediglich abweichend vom Bild dieser drei Lastverläufe ist der Gelenkmomentverlauf bei 100 bar, welcher bei ~3300 U/min eine Überhöhung aufweist und hier Lasten bis 65 Nm erreicht. Der Grund für diese beobachtete Lastüberhöhung lag in der Regelung der E-Maschinen im Versuchsprüfstand und konnte im Verlauf der Versuche nicht abgestellt werden. Dieser Lastüberhöhung im Messverlauf bei 100 bar ist damit vermutlich keine Bedeutung für den realen Betrieb zuzuschreiben, sondern sie ist als Eigenheit des verwendeten Prüfstandes aufzufassen.

Im Vergleich zu den Messungen bei 48° Schwenkwinkel treten bei 6° kaum Lastüberhöhungen im Gelenkmomentverlauf auf und das zwar leicht schwingende Moment wächst nur moderat mit steigender Drehzahl. Damit entspricht der Lastverlauf bei 6° nahezu den Erwartungen, welcher anhand der zuvor analytisch diskutierten Lastquellen erwartet wurde. Ähnlich im Verlauf liegen die mittleren Lastmomente der Messungen bei 48° Schwenkwinkel, woraus gefolgert werden kann, dass die erwartete „Grundbelastung“ durch eine zusätzliche „Schwingungsbelastung“ überlagert wird.

4.5.2 Betriebslasten bei Variante KGL-plan

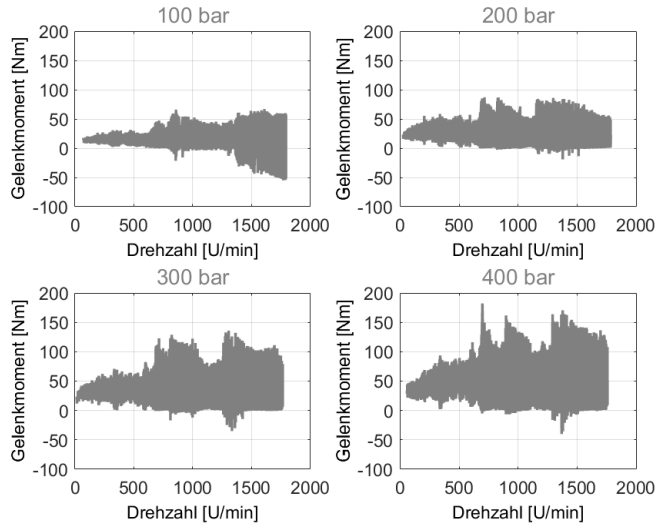


Abbildung 45: Gelenkmomente bei Beschleunigung von Triebwerksvariante KGL-plan bei 48° Schwenkwinkel und verschiedenen Druckniveaus

In Abbildung 45 sind analog zum vorherigen Kapitel die Ergebnisse der Messungen am Triebwerk mit Kugelgleichlaufgelenk und planer Steuerfläche bei 48° Schwenkwinkel gezeigt. Die Belastung des Kugelgleichlaufgelenks ist deutlich von Schwingungen geprägt. Ausgehend von einem mittleren Lastmoment von ~ 25 Nm bei sehr geringen Drehzahlen, welches nahezu unabhängig vom Betriebsdruck auf das Gelenk wirkt, steigen die Amplituden auftretender Lastschwingungen im Messverlauf zunächst schnell mit der Drehzahl an. Bei 450 U/min erreichen die Schwingungsamplituden ein zunächst konstantes Niveau, welches bis zum Erreichen von ca. 650 U/min nicht weiter ansteigt. Bei 700 U/min, 900 U/min und 1400 U/min kommt es im weiteren Verlauf dann zu weiteren Lastüberhöhungen, wobei die Schwingungsamplituden auch zwischen den Spitzenlastbereichen nicht wieder auf die Werte vor der ersten Resonanzstelle absinken. Qualitativ wurde dieser Verlauf der Messgröße bei allen betrachteten Druckniveaus beobachtet. Erst der quantitative Vergleich verdeutlicht den Einfluss des Druckniveaus im Hydraulikkreis; die Höhe der Gelenkbelastung ist deutlich abhängig vom anliegenden Druck. Beim höchstbelasteten Verlauf, der Messung bei 400 bar, schwingt das Beanspruchungsmoment über weite Betriebsbereiche mit Spitzenlasten > 90 Nm.

Auffällig ist bei der Betrachtung der Lastverläufe der nahezu abgeschnitten aussehende Verlauf der Messgröße im Bereich von 0 Nm. Erst bei Betriebspunkten mit sehr großen Gelenkmomenten (bspw. Abbildung 45 bei ~ 1400 U/min) kommt es es

zu einem tatsächlichen Vorzeichenwechsel der Messgröße. Ursächlich hierfür wird vermutet, dass sich, bedingt durch das vorhandene Spiel im Gelenk, der Zylinder bei moderaten Lastschwingungen zwar von der belasteten Anlagenseite im Gelenk ablösen kann und gegenüber der Triebwelle vorläuft, dass die Anregung aber in den meisten Fällen nicht ausreicht, um den Zylinder über das Gelenkspiel hinweg bis zum Kontakt der gegenseitigen Anlageflächen zu beschleunigen. Diese These wurde durch die im Rahmen der Frequenzanalyse beobachteten Stoßbänder in der Gelenkbeanspruchung untermauert, worauf allerdings erst im Vergleich der Gelenkbeanspruchungen in Kapitel 6.2 näher eingegangen wird.

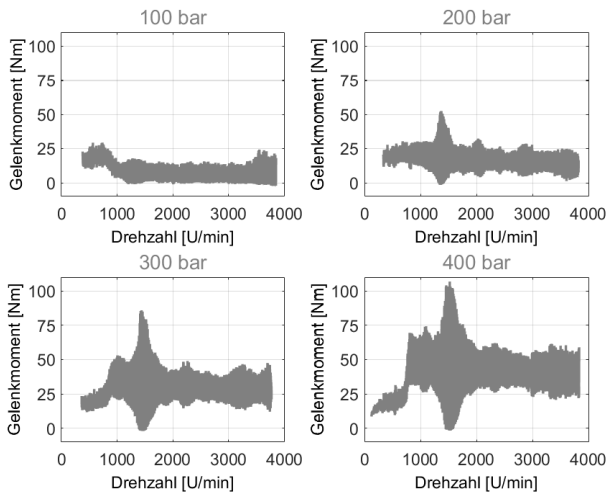


Abbildung 46: Gelenkmomente bei Beschleunigung von Triebwerksvariante KGL-plan bei 6° Schwenkwinkel und verschiedenen Druckniveaus

Der Verlauf des Gelenkmoments bei 6° Schwenkwinkel und Drehzahlen bis 4000 U/min liegt auch bei dem Triebwerk mit Kugelgleichlaufgelenk deutlich unterhalb der gemessenen Lasten bei 48° Schwenkwinkel. Über alle Druckniveaus hinweg beginnt das Gelenkmoment bei sehr geringen Drehzahlen bei ~20 Nm Last, welche zunächst mit der Drehzahl bis 800 U/min ansteigt. Während bei 100 bar die Gelenkbelastung nach Überschreitung dieser 800 U/min wieder abfällt, verharrt das mittlere Lastniveau bei höheren Drücken bereits auf diesem Niveau (vgl. Abbildung 46, Gelenkbeanspruchung bei 200 bar), bevor sich mit weiter steigenden Drücken ein immer höheres mittleres Lastniveau über den Messverlauf einstellt.

Bereits ab 200 bar Druck werden erste Bereiche mit überhöhten Gelenklasten deutlich, wobei im Bereich um 1400 U/min die höchsten Lastamplituden erreicht werden. Die 1400 U/min entsprechen dabei der gleichen Drehzahl, bei welcher auch

bei 48° die maximalen Lastschwingungen beobachtet wurden, was auf einen Resonanz- bzw. Eigenfrequenz-Einfluss schließen lässt.

4.5.3 Betriebslasten bei Variante KGL-sphärisch

Die Versuche mit dem Triebwerk mit Kugelgleichlaufgelenk und sphärischer Steuerfläche konnten nicht vollständig durchgeführt werden. Nachdem zu Beginn bei einem Schwenkwinkel von 48° mit steigendem Druckniveau gemessen wurde, musste nach den Versuchen bei 300 bar abgebrochen werden, da das verwendete Gelenk bereits deutliche Schäden zeigte.

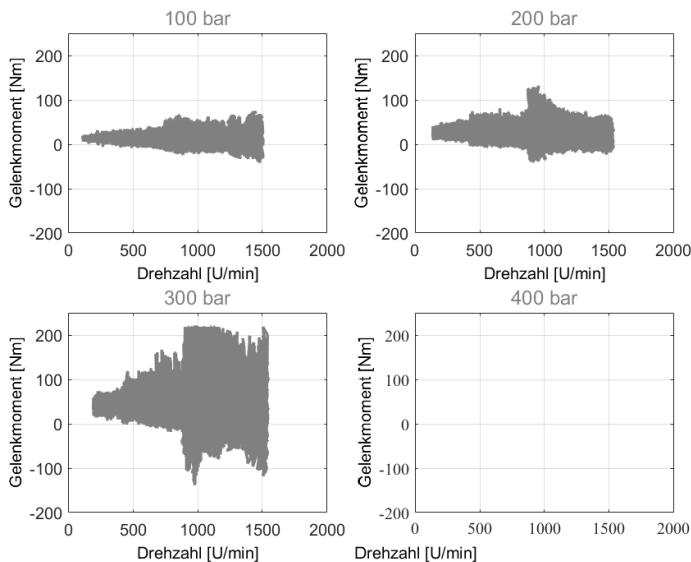


Abbildung 47: Gelenkmomente bei Beschleunigung von Triebwerksvariante KGL-sphärisch bei 48° Schwenkwinkel und verschiedenen Druckniveaus

Die gemessenen Gelenklastverläufe der drei durchgeführten Versuchsfahrten sind in Abbildung 47 gezeigt. Während die Gelenkbelastung bei 100 bar noch langsam mit der Drehzahl ansteigt, werden zunächst noch keine starken Resonanzeffekte deutlich. Das mittlere Drehmoment liegt mit Werten um ~ 20 Nm in ähnlicher Größenordnung wie bei den Versuchen an den anderen Triebwerken. Ab 200 bar Messdruck wird eine Resonanzstelle bei ~ 900 U/min deutlich mit im Anschluss nur moderat wieder absinkenden Lastschwingungen im Synchrongelenk. Auch bei 300 bar ist diese Resonanz bei 900 U/min sehr deutlich zu sehen, wobei die hier erreichten sehr hohen Lastspitzen ähnlich der Messung am Triebwerk TRI aufgrund einer Überschreitung des Messbereichs des Sensors nicht mehr genau erfasst werden konnten. Bis zur maximal angefahrenen Drehzahl von 1550 U/min bei dieser Messung wurden im

Gelenk sehr stark schwingende Lasten mit Vorzeichenwechsel erfasst, welche über weite Bereich mit Amplituden um 150 Nm schwingen.

4.6 Fazit zur Gelenk-Lastanalyse

In den vorangegangenen (Unter-)Kapiteln der Lastanalyse wurden zunächst analytisch mögliche Quellen für Betriebsbelastungen am Gelenk identifiziert und, wo möglich, quantifiziert. Darauf folgend wurden die Ergebnisse von Betriebslastmessungen an den Gelenken der Triebwerksprototypen in Versuchen gezeigt und diskutiert. Um final auf die Eignung der Lastanalyse zur Vorhersage von Betriebslasten zu schließen, sind für Variante TRI in Abbildung 48 berechneter, vgl. Kapitel 4.4, und gemessener Lastverlauf für 6° sowie 48° Schwenkwinkel übereinander dargestellt.

In der Betrachtung der Übereinstimmung bei 6° Schwenkwinkel fällt zunächst ein deutlicher Versatz zwischen gemessenem und prognostiziertem Verlauf auf. Aus der Lastanalyse ergibt sich ein dem Messwertverlauf fast paralleler Kurvenzug mit einem Versatz von ~ 15 Nm in Richtung niedriger Drehmomente. Ebenfalls auffällig ist die deutlich geringere Schwingungsamplitude aus der Lastprognose.

Demgegenüber stimmen Prognose und Messung bei 48° Schwenkwinkel in weiten Bereichen deutlich besser überein. Die Verläufe des mittleren Drehmoments von Messung und Lastrechnung liegen über den gesamten Messbereich nicht mehr als ~ 5 Nm auseinander und außerhalb der Bereiche mit Resonanzschwingungen schwingt das gemessene Gelenkmoment in ähnlicher Größe wie aus dem Verlauf des Rückdrehmoments erwartet.

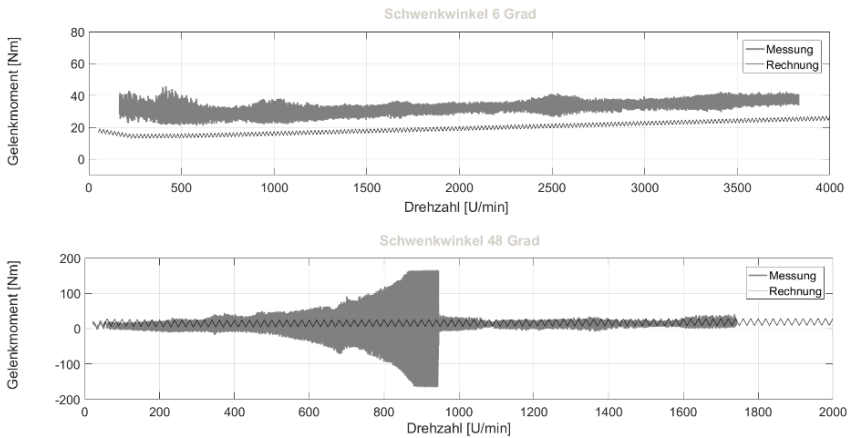


Abbildung 48: Vergleich von berechnetem und gemessenem Gelenkmoment bei Variante TRI, bei 400 bar Betriebsdruck

Die genauen Gründe, warum die Abweichung zwischen Prognose und Messung bei kleinen Winkeln deutlich größer ist als bei großen Schwenkwinkeln, konnten im Rahmen der vorgestellten Arbeit nicht abschließend geklärt werden. Möglicherweise zeigen die Kontaktstellen von Kolben zu Triebwelle und Zylinder ebenfalls ein Stribeck-ähnliches Reibungsverhalten. Dies könnte aufgrund der sehr geringen Bewegungsamplituden bei kleinen Schwenkwinkeln zu einer Erhöhung der Gelenkbelastung durch erhöhte Reibung an den Kolbenkontakten führen.

Aufgrund der massiven Einflüsse durch Schwingungseffekte, welche die Lastprognose um 10-15fache überschreiten, wurde im Rahmen der Entwicklung der vorgestellten Auslegungsmethodik nicht weiter auf eine Optimierung der (Grund-)Lastprognose eingegangen. Die zu entwickelnde Auslegungsmethodik muss in jedem Fall mit Abweichungen zwischen Prognose und Realdaten umgehen können. Für tatsächlich verkaufte Produkte sollte natürlich eine möglichst gute Lastprognose angestrebt werden. Folge einer genaueren Prognose ist die verbesserte Aufteilung von Lastanteilen in zwangsläufige Grundbelastung und systemabhängige Dynamikanteile. Mit einer genaueren Trennung können die Systemanteile genauer bestimmt werden und in der Folge kann zielgerichteter ausgelegt werden.

5 Gelenkverhalten und Gelenkbelastbarkeit

Im vorangegangenen Kapitel wurden Betriebslasten, welche im Triebwerk auf die Gelenke einwirken, auf verschiedene Weisen betrachtet. Diese ermittelten Lasten wirken auf das Gelenk von außen ein. Um die Auswirkungen dieser äußeren Belastungen im Gelenk näher zu beleuchten, wird im nun folgenden Kapitel zunächst auf das Verhalten der einzelnen Gelenke, die dazu aufgebauten Simulationsmodelle sowie die Lastpfade in den Gelenken eingegangen. Danach werden die Ergebnisse der Stichprobenversuche zur Gelenkbelastbarkeit diskutiert und im anschließenden Kapitel ein erster Vergleich zwischen Belastung und Belastbarkeit durchgeführt.

5.1 Gelenkverhalten Tripodegelenk

Während der Zeit am Institut für Maschinenelemente wurde die Abschlussarbeit von [SCH12] betreut, in welcher das doppelte Tripodegelenk im Rahmen einer Mehrkörpermodellierung näher betrachtet wurde. Startpunkt für die Arbeit war die Tatsache, dass im mathematischen Beweis für die gleichförmige Drehübertragung von Tripodegelenken eine Randbedingung akzeptiert wird, welche in der Realität typischerweise und so auch im Schrägachsentrriebwerk verletzt wird. In Abbildung 49 wird der Sachverhalt verdeutlicht:

Wird ein Tripodegelenk gebeugt, so kommt es bedingt durch die Kinematik zu einer Verschiebung des Tripodemittelpunktes, im Bild bezeichnet mit v_1 . Der Gleichlaufbeweis verwendet nun als Randbedingung, dass die Tripodewelle sich parallel verschiebt, in der Grafik als „ideale Verschiebung der Welle“ gezeigt.

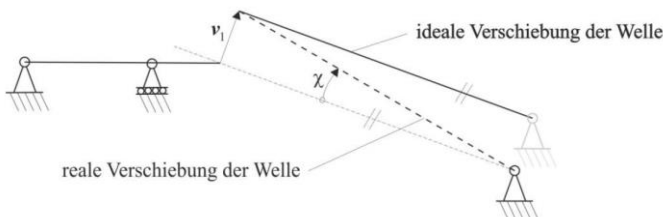


Abbildung 49: Verschiebung der Tripodewelle [SCH12]

Stellt sich in der Realität dagegen keine parallele Verschiebung ein, sondern beispielsweise eine Verkipfung um das zweite Wellenende, so kommt es zu einer

Winkelabweichung zwischen idealer Wellenposition und realer Wellenposition. Die mathematischen Bedingungen für gleichförmige Winkelübertragung sind damit verletzt und es ist von einem Übertragungsfehler auszugehen. Ausgangspunkt der Arbeit von [SCH12] war damit die Quantifizierung des erwarteten Übertragungsfehlers.

In mehreren Detaillierungsstufen wurde das verwendete Tripodegelenk bezüglich seiner dynamischen Eigenschaften und betriebsbedingten Lasten im Schrägachsenmotor untersucht. Nach einer zunächst vollständig starren Abbildung des Gelenks zur Untersuchung des ideal-kinematischen Übertragungsverhaltens wurde die Gelenkwelle elastisch abgebildet, um den Einfluss der Bauteilnachgiebigkeit zu bewerten. Weiter wurde eine vereinfachte Abbildung der antreibenden Hydraulikkolben sowie der Kraftwirkung der Betriebsdrücke eingebaut und darauffolgend die Nachgiebigkeit der Triebwellenlagerung bzw. ihr Einfluss auf die Gelenklasten untersucht. An dieser Stelle seien die zur Beschreibung des Gelenkverhaltens relevanten Erkenntnisse zusammengefasst, auf den in [SCH12] betrachteten Einfluss der elastischen Tripodewelle auf das Schwingungsverhalten wird bei der Betrachtung des Gesamtsystems in Kapitel 7 eingegangen.

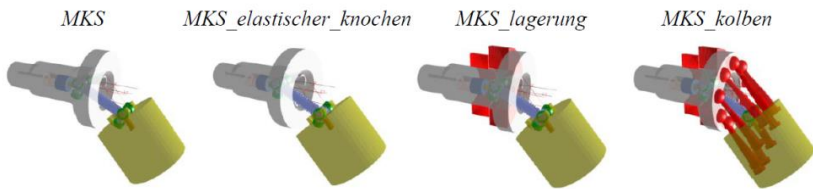


Abbildung 50: Betrachtete Detaillierungsstufen aus [SCH12]

Alle Kontaktstellen des Gelenks wurden in dieser Arbeit ideal und somit spielfrei angenommen. Die Rollen des Gleichlaufgelenks befinden sich damit exakt in der Mitte der Laufbahnbohrungen von Triebwelle und Zylinder, die Beine der Tripodewelle liegen immer ideal im Zentrum der Bohrung der Rollen. Auch für die an der Übertragung der Vorspannkraft beteiligten Bauteile, den Vorspannkolben, sowie die beiden Bolzen wurde jeweils eine ideale Positionierung festgelegt. Weiter geht [SCH12] nicht auf Reibungseffekte ein, da die Gelenkkinematik Fokus der Untersuchung ist. Der Einfluss der Nachgiebigkeit des elastischen Knochens sowie die Untersuchung des statischen Übertragungsverhaltens wurden jeweils mit fest fixierter Triebwelle und mit einem statischen Moment am Zylinder modelliert und der Differenzdrehwinkel zwischen Triebwelle und Zylinder ausgewertet.

Um das kinematische Übertragungsverhalten über eine Umdrehung hinweg zu ermitteln, wurden mehrere Auswertungen mit jeweils unterschiedlichen Schwenk- und Drehwinkeln durchgeführt und die Ergebnisse zusammengeführt.

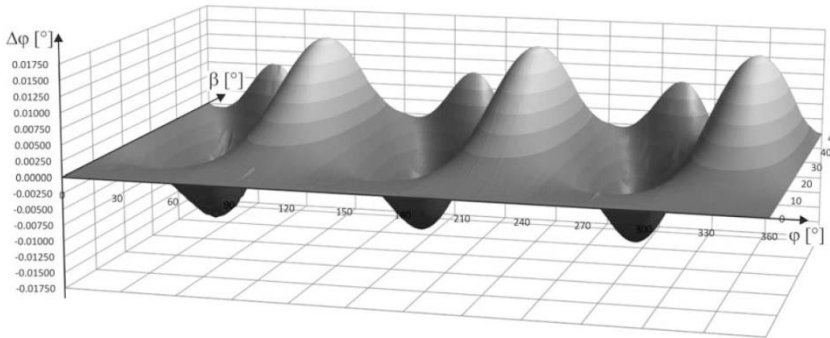


Abbildung 51: Übertragungsverhalten des doppelten Tripodegelenks aus [SCH12]

Die ermittelten Werte des Differenzwinkels bei starrem Gelenk sind in Abbildung 51 gezeigt; in der Darstellung ist mit φ der Drehwinkel der Triebwelle, mit β der Schwenkwinkel des Triebwerks, sowie mit $\Delta\varphi$ die Winkeldifferenz zwischen Triebwelle und Zylinder bezeichnet. Deutlich wird, dass für kleine Schwenkwinkel ein sehr glatter Verlauf des Differenzwinkels nahe 0° beobachtet wird. Mit steigendem Schwenkwinkel ergibt sich zunächst ein wachsender Übertragungsfehler, welcher mit der 3. Ordnung der Triebwellendrehung periodisch schwankt. Nachdem die Amplituden des wechselnden Übertragungsfehlers zunächst bis zu einem Schwenkwinkel von 38° ansteigen, fallen sie bei weiterwachsendem Schwenkwinkel bis ca. 46° wieder ab. Darüber hinaus kommt es zu einer Phasenverschiebung im Übertragungsfehler und die Amplituden steigen wieder an. Das beobachtete Verhalten ist das Ergebnis der Abweichung zwischen idealer und realer Verschiebung der Tripodewelle und steht daher nicht im Widerspruch zum mathematisch geführten Gleichlaufbeweis von [ORA76].

Diese Phasenverschiebung des Übertragungsfehlers des Gelenks ist in Abbildung 52 noch einmal verdeutlicht herausgestellt. Die maximale Amplitude erreicht der Übertragungsfehler bei einem Schwenkwinkel von 38° , bei welchem der Winkelfehler in der dritten Ordnung zur Triebwellendrehung um $\pm 0.0157^\circ$ schwankt. Wie in Abbildung 52 abzulesen, fällt die Amplitude im Schwenkbereich von 45° bis $47,5^\circ$ dann zunächst ab und bildet einen überlagerten Verlauf von zwei Sinusschwingungen aus, bevor bei 49° Schwenkwinkel fast wieder ein rein

sinusförmiges Verhalten mit 3. Ordnung vorliegt. Die Amplituden erreichen dabei im betrachteten Schwenkbereich nicht wieder die Werte des vorherigen Maximums.

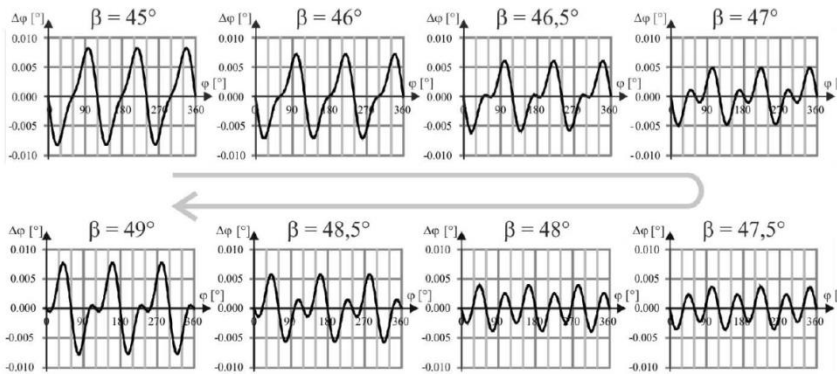


Abbildung 52: Verlauf des Übertragungsfehlers aus [SCH12]

Auf eine analytische Herleitung der beobachteten Phänomene wurde verzichtet, da die Beträge der Winkelfehler sehr klein sind und damit in der Praxis keine Rolle spielen. Aufgrund der bekannten Abweichung vom mathematischen Gleichlaufbeweis wurde die Quantifizierung des Übertragungsfehlers als ausreichend betrachtet. Die sehr geringen ermittelten Winkelfehler zeigen, warum die Gelenkbauart trotzdem Verwendung gefunden hat.

Bezogen auf das gezeigte Doppeltripodegelenk bedeutet die kinematische Verlagerung der Tripodemittelpunkte, dass die Tripodewelle aufgrund der doppelten Gelenkausführung mit gleichsinnig orientierten Poden eine translatorische Verlagerungsbewegung ausführt, sobald beide Gelenke gebeugt werden. Nach der Betrachtung des quasistatischen Übertragungsverhaltens wird daher im nächsten Schritt untersucht, ob diese translatorische Verlagerung der Welle zu kritischen Zusatzbelastungen bei höheren Drehzahlen aufgrund von Masseffekten führt. Dazu wird in [SCH12] zunächst die Trajektorie der Welle betrachtet. In Abbildung 53 ist diese in eine Ebene senkrecht zur Tripodewelle projiziert gezeigt. Die Welle bewegt sich translatorisch auf einer näherungsweise kreisförmigen Bahn.

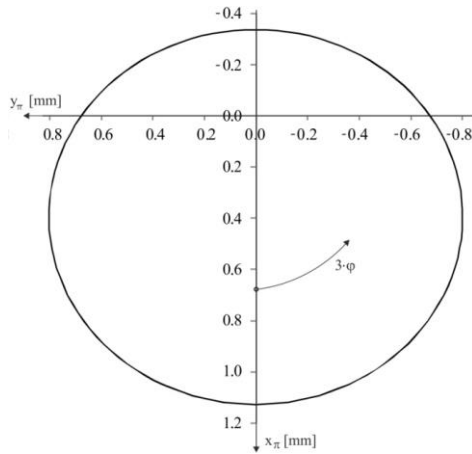


Abbildung 53: Trajektorie des Tripodeknochens [SCH12]

Die Kreisbewegung wird dabei mit der dreifachen Umdrehungsgeschwindigkeit der An- bzw. Abtriebswelle vollführt. Der Versatz des Kreisbahnmittelpunktes aus der kinematischen Nulllage bedingt sich aus der doppelten Gelenkausführung. Zur Bestimmung des Einflusses der Massekräfte auf die Kontaktkräfte an den einzelnen Poden wird das zuvor gezeigte, starre Gelenkmodell verwendet, die Triebwelle aber nicht starr gelagert, sondern mit einer vorgegebenen Drehzahl betrieben. Verspannt wurde das Triebwerk mit einem Moment von 200 Nm am Zylinder. Die ausgewertete (Gesamt-)Übertragungskraft, welche durch eine einzelne Rolle übertragen werden muss, ist in der folgenden Abbildung 54 für einen Schwenkwinkel von 48° gezeigt.

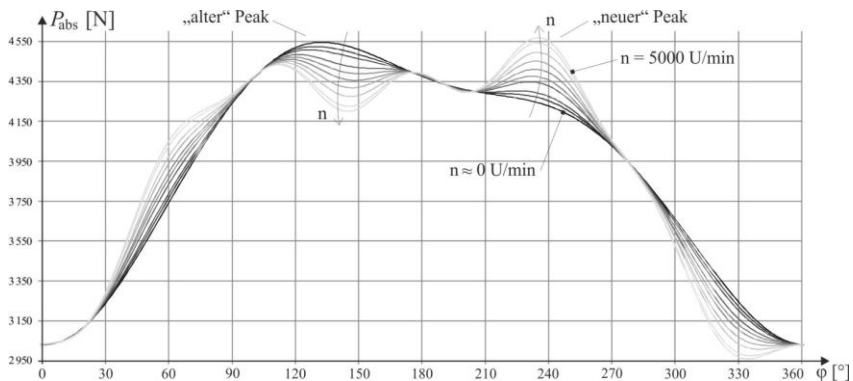


Abbildung 54: Änderung der Podeskräfte durch Masseinflüsse des Knochens [SCH12]

Entgegen der Erwartung kommt es im betrachteten Drehzahlbereich kaum zu Zusatzbelastungen durch Massekräfte. Gegenüber dem quasistatischen Kraftverlauf,

welcher in der Abbildung 54 schwarz eingezeichnet ist, führen zunehmende Drehzahlen zwar zu Änderungen im Kraftverlauf, allerdings reduzieren sie zunächst die maximale Kontaktkraft, indem sie der Übertragungskraft entgegenwirken. Erst bei Drehzahlen oberhalb von ~ 5000 U/min, welche bereits außerhalb der maximalen Drehzahlvorgabe liegen, bildet sich eine zweite Kraftspitze heraus, welche den Maximalbetrag der quasistatischen Übertragungskraft übersteigt. Für die folgende Abbildung 55 wurden analog Rechnungen an weiteren Betriebspunkten durchgeführt und jeweils der Betrag des Kraftmaximums ermittelt.

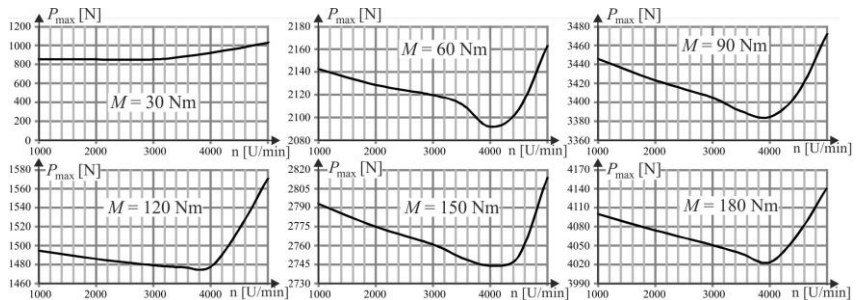


Abbildung 55: Maximalbeträge der Podekräfte für verschiedene Betriebspunkte [SCH12]

Deutlich zu erkennen ist, dass innerhalb des betrachteten Drehzahlbereichs der Gesamtmaschine von 0 bis 4200 U/min kaum mit Zusatzbelastungen durch Massekräfte des Tripodeknochens zu rechnen ist. Lediglich in dem betrachteten Fall des sehr gering mit 30 Nm verspannten Gelenks kommt es ab 3000 U/min zu einer moderaten Steigerung der Übertragungskraft von $\sim 10\%$, in allen anderen Betriebspunkten liegen die Kraftmaxima des bewegten Gelenks unterhalb der quasistatischen Werte.

Zusammenfassend lässt sich zum Tripodegelenk somit sagen, dass möglicherweise Anregungen durch den Übertragungsfehler des doppelten Gelenks auftreten können, welche bei kleinen Beugewinkeln in der 3. Ordnung, aber größeren in der 3. und 6. Ordnung zu erwarten sind. Betragsmäßig liegt der Übertragungsfehler des Gelenks unterhalb von 0.01° . Eine Betrachtung der Massekräfte durch die Bewegung des Tripodeknochens selber erscheint für eine Lebensdauerrechnung nicht notwendig, so ist beispielsweise eine Umrechnung von gemessenen Gelenkmomenten in Podekräfte mittels eines quasistatisch ermittelten Kennfeldes als konservative Abschätzung „zur sicheren Seite“ aufzufassen und zulässig.

5.2 Gelenkverhalten

Kugelgleichlaufgelenk

Zur vertieften Betrachtung des Verhaltens und der Funktion des verwendeten Kugelgleichlaufgelenks wurden ebenfalls im Rahmen von betreuten studentischen Abschlussarbeiten Simulationsmodelle aufgebaut. Zunächst wurde ein Mehrkörpermodell des Kugelgleichlaufgelenks aufgebaut in [STA14], mit welchem das Übertragungsverhalten des Gelenks untersucht wird. Schwerpunkt dieser Modellierung ist die korrekte kinematische Abbildung der zahlreichen geometrisch-komplexen Kontakte im Gelenk; eine Zusammenfassung des Vorgehens zeigt [SJS14]. Aufgrund der limitierten Möglichkeiten zur Bestimmung der Kontaktflächen und fehlender Möglichkeiten zur Bestimmung von Materialbeanspruchungen wurde im Anschluss in [AGE15] ein Finite-Elemente-Modell des Gelenks aufgebaut. Mit diesem wurde zunächst das Übertragungsverhalten aus der Mehrkörpermodellierung bestätigt. Darauffolgend konnten Aussagen zu Ursachen und erste qualitative Ergebnisse zur Materialbeanspruchung im Gelenk gewonnen werden. Die Simulationsergebnisse wurden mit den Ergebnissen von [XU12] validiert, wo ein sehr ähnliches Gelenk bei kleinen Schwenkwinkeln untersucht wurde. Weiter wurde gezeigt, dass die von [AGE15] ermittelten Stellen maximaler Beanspruchung mit Versagensstellen an den Gelenken aus Bauteilversuchen übereinstimmen. Die für diese Arbeit relevanten Erkenntnisse werden im Folgenden zusammengefasst.

Sowohl dem FEM- wie auch dem Mehrkörpermodell ist gemein, dass die Modellierung direkt über die geometrischen CAD-Daten aufgebaut wird. Entsprechend besteht bei beiden Varianten nach einer Importierung dieser Geometriedaten in die jeweilige Simulationsumgebung die Hauptaufgabe darin, die Kontaktbedingungen zwischen den Körpern in geeigneter Weise zu beschreiben.

Im MKS-Modell von [STA14] wird dazu das Polygonal-Contact-Modell (PCM) verwendet, welches sowohl die rechnerische Kontaktfindung als auch die Berechnung von Kontaktkräften übernimmt. Der zugrundeliegende Ansatz besteht dabei in der Definition einer elastischen Randschicht, welche den starr angenommenen Körpern überlagert angenommen wird. Diese Randschicht wird an der Körperoberfläche durch Polygone beschrieben, welche durch Verbindungen zwischen den die Körperoberfläche beschreibenden Punkten entstehen. Kommt es im Verlauf der Simulation zu Überschneidungen zwischen den Randschichten zweier Körper, so wird anhand der Überschneidung der beiden Randschichten zunächst numerisch der Kontakt detektiert und dann werden direkt Kräfte zwischen den jeweils in Kontakt befindlichen Polygonflächen berechnet und den Körpern aufgeprägt. Die zugrundeliegenden Rechenverfahren wurden in [HIP04] entwickelt und erläutert.

Dem Ansatz der klassischen Mehrkörpersimulation gemäß, welcher auf der Formulierung der Bewegungsgleichungen von gekoppelten Körpern basiert, kommt das Modell bei der Kontaktberechnung aber schnell an Genauigkeitsgrenzen, da die rechnerische Schrittsteuerung Zeitschritte kontrolliert. Entsprechend konnte in dem Modell bei Kontaktierungen von Körpern kein iterativer Ansatz zur Kontaktberechnung, basierend beispielsweise auf Kräften oder Deformationsenergien, stattfinden, wie es in FEM-Rechnungen durchgeführt wird, vgl. [S&W14].

Dieser Nachteil der „nicht-iterativen“ Kontaktbeschreibung wird durch den Finite-Elemente-Ansatz (FE-Ansatz) in der Modellierung von [AGE15] vermieden. Gemäß dem FE-Ansatz wird hierbei für die einzelnen Gelenkbauteile iterativ ein mechanischer Gleichgewichtszustand errechnet. Im Fall von Systemen mit mehreren Körpern müssen auch hier die Kontaktbedingungen zwischen den einzelnen Körpern geeignet beschrieben werden, aber das Lösungsverfahren arbeitet statisch und nicht im Zeitbereich. Gegenüber dem MKS-Ansatz kann daher der einzelne Kontaktzustand deutlich genauer bestimmt werden, für die Berechnung von Bewegungszuständen wird aber der Rechenaufwand pro Einzelschritt zu groß. Zur Beschreibung von Kontakten in der FEM werden sogenannten finite Kontaktelemente eingeführt, welche als fiktive Zwischenschicht zwischen den Teilkörpern zu verstehen sind. Kommen im iterativen Simulationsprozess Oberflächen zur Überschneidung, so werden im einfachsten Fall sogenannte Penalty-Forces eingesetzt, welche auf die kontaktierenden Flächen wirken. Diese Penalty-Forces werden im Lösungsprozess solange variiert, bis eine geforderte Ergebnisgenauigkeit, also Reduktion der Überschneidungen unter einen definierten Grenzwert, erreicht ist. Alternativ können über Lagrange Multiplikatoren Kontaktnebenbedingungen in das Gesamtgleichungssystem eingeführt werden. In [AGE15] wurde eine Augmented-Lagrange genannte Methode verwendet, welche die genannten Verfahren kombiniert. Gegenüber dem klassischen Mehrkörperansatz mit starren Körpern sind alle Körper im FE-Modell elastisch angenommen.

Im Vergleich der beiden Ansätze werden die Hintergründe der Modellierungsansätze deutlich. Während die Mehrkörpermodellierung grundsätzlich von bewegten Körpern ausgeht, liegt der Fokus des FE-Ansatzes auf der Berechnung eines mechanischen Gleichgewichtszustandes. Entsprechend können Systembewegungen besser mit dem Ansatz nach [STA14] berechnet werden, während sich anhand der Ergebnisse von [AGE15] deutlich mehr Rückschlüsse auf Beanspruchungen im eigentlichen Gelenk gewinnen lassen. Anzumerken ist abschließend aber, dass aufgrund der sehr vielen Kontakte im Gelenk auch das Mehrkörpermodell zu Rechenzeiten führte, welche bspw. eine Verwendung zur Nachrechnung ganzer Betriebszyklen mit einem Motorgesamtmodell nicht praktikabel erscheinen lassen. Zudem konnte in Übereinstimmung zu Aussagen aus [XU12] (vgl. S.12) im FE-Modell die

Gelenkinematik mittels einfach vernetzter Körper bereits gut untersucht werden. Die für eine tatsächliche Berechnung der Materialbeanspruchungen notwendige Netzfeinheit aller Gelenkbauteile konnte mit der verfügbaren Hardwareausstattung aber nicht durchgerechnet werden.

Im Gegensatz zum Tripodegelenk, welches bei örtlich festen Wellen mit endlichem Abstand zwangsläufig einen minimalen Gleichlauffehler besitzt, können die mathematischen Bedingungen der gleichförmigen Bewegungsübertragung bei Gleichlaufgelenken nach Rzeppa-Bauart, wie es das untersuchte Gelenk ist, erfüllt werden. Zur Untersuchung der Bewegungsübertragung wurde in [STA14] das in Abbildung 56 gezeigte Mehrkörper-Modell aufgebaut. Gut zu erkennen sind die jeweils in grün separat definierten Kontaktflächen der äußeren Laufbahnen zu den Kugeln, in grau die Kontaktflächen des Käfigs zu den Kugeln und in blau die Kontaktflächen der inneren Laufbahnen zu den Kugeln.

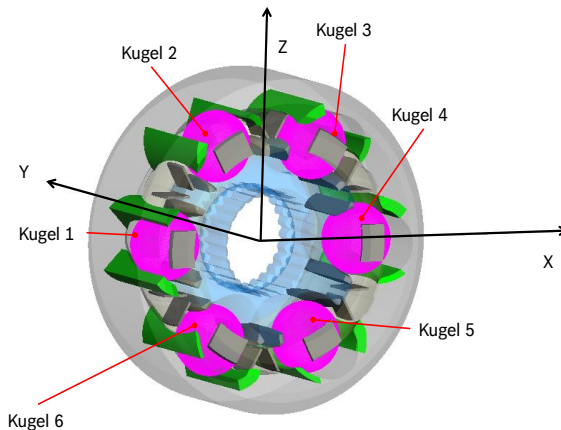


Abbildung 56: Mehrkörpermodell Kugelgleichlaufgelenk [STA14]

Zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens wird das Gelenk in den zugehörigen Rechnungen zunächst ausgeschwenkt und verspannt und dann in Rotation versetzt. Ausgewertet wurde die Differenz der Drehwinkelposition der Abtriebswelle zur Antriebswelle. Das Ergebnis ist in Abbildung 57 gezeigt.

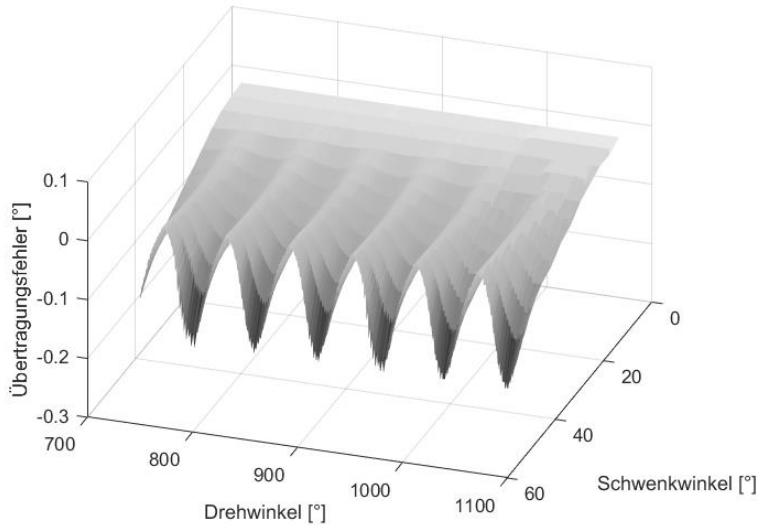


Abbildung 57: Übertragungsverhalten des Kugelgleichlaufgelenks

Es wurde jeweils die dritte vollständige Umdrehung des Gelenks ausgewertet (Drehwinkelbereich 720° bis 1080°), um Einschwingvorgänge der Simulation zu umgehen. Für die Simulationen wurden Schwenkwinkel zwischen 5° und 48° betrachtet. Verspannt wurde das Gelenk bei den vorgestellten Rechnungen mit 100 Nm. Für sehr kleine Schwenkwinkel bestätigt sich zunächst die Vermutung einer gleichförmigen Bewegungsübertragung, aber bereits ab einem Gelenkwinkel von $\sim 17^\circ$ ist ein periodischer Übertragungsfehler zu erkennen. Dieser Winkelfehler schwingt periodisch mit der 6. Ordnung, entsprechend der Anzahl Kugeln im Gelenk, und wächst mit weiter zunehmendem Gelenkwinkel.

Zur weiteren Diskussion sind Schwingbreite und Lage des Übertragungsfehlers ohne Darstellung des Drehwinkels in Abbildung 58 für die gleichen Rechnungen zusammengefasst. Während der Differenzwinkel im Bereich sehr kleiner Beugewinkel tatsächlich nahe 0° liegt, kommt es mit steigendem Beugewinkel zu zwei Effekten. Neben der Amplitude des periodischen Übertragungsfehlers, welche mit dem Beugewinkel ansteigt, verschiebt sich auch der Mittelwert des Übertragungsfehlers. Bei den maximal betrachteten 48° Beugewinkel im Gelenk wurde so ein in der 6. Ordnung periodisch schwankender Winkelfehler zwischen -0.025° und -0.25° ermittelt.

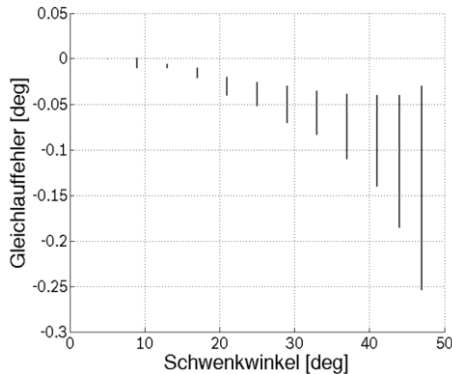


Abbildung 58: Übertragungsverhalten Kugelgleichlaufgelenk [STA14] ohne Drehwinkeldarstellung

Um den Ursachen der ungleichförmigen Bewegungsübertragung detaillierter nachgehen zu können, wurde in [AGE15] das gleiche Gelenk als Finite-Elemente-Modell aufgebaut. Zur Erfüllung der problematischen Konvergenzbedingungen durch die Vielzahl an Kontaktstellen im Gelenk wurden die in der Mehrkörpersimulation ermittelten Positionsdaten der einzelnen Gelenkbauteile verwendet, um das Gelenk in den jeweiligen Betriebspunkten berechnen zu können.

Das zur Analyse der Kinematik mit Tetraeder-Elementen mit quadratischem Lösungsansatz vernetzte Gelenkmodell ist in Abbildung 59 gezeigt. Kinematisch wurde für die folgenden Rechnungen jeweils die Gelenkaußenschale in der betrachteten Winkelposition festgesetzt. Die Position des Gelenksterne wurde entsprechend der Anwendung im Schrägachsenmotor lediglich durch eine Fixierung der beiden senkrecht zur Rotationsachse der Abtriebswelle orientierten Drehrichtungen festgelegt. Der Stern kann sich also unter Belastungseinfluss im Rahmen der Gelenkkinematik frei positionieren.

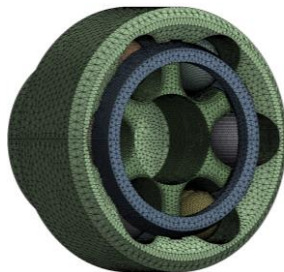


Abbildung 59: Finite-Elemente Modell des Kugelgleichlaufgelenks [AGE15]

Zunächst wird die Kraftverteilung im gestreckten Gelenk untersucht, bevor Abweichungen dazu im gebeugten Zustand betrachtet werden. Die dabei ermittelten Kontaktkräfte sind für eine Gelenkverspannung von 100 Nm in Abbildung 60 gezeigt. An jeder Kontaktstelle wird programmbedingt die Kontaktkraft durch eine Vielzahl an Kraftpfeilen visualisiert, was den Programmhintergrund der in diskreten Elementen beschriebenen Geometrie widerspiegelt. Die Kontaktgesamtkraft jeder Kontaktstelle ergibt sich in der Folge aus der Summe aller einzelnen Elementkräfte. Bereits in der Darstellung von Abbildung 60 ist zu erkennen, dass die einzelnen Kontaktkräfte in einer ähnlichen Größenordnung liegen.

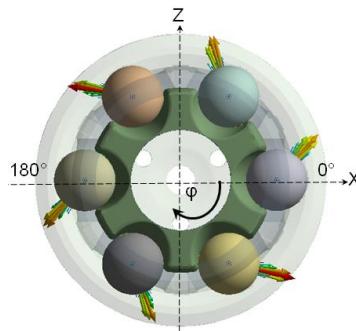


Abbildung 60: Kugel Außenlaufbahn Kontaktkräfte im gestreckten Gelenk [AGE15]

Ein deutlich anderes Bild ergibt sich bei der Betrachtung der Kraftverteilung im gebeugten Zustand, gezeigt für einen Schwenkwinkel von 18° in Abbildung 61. Es ist deutlich zu erkennen, dass bereits bei diesem Schwenkwinkel, ab welchem in der Mehrkörpersimulation die periodischen Übertragungsfehler deutlicher wurden, die einzelnen Kugeln im Gelenk sehr unterschiedlich an der Kraftübertragung beteiligt sind.

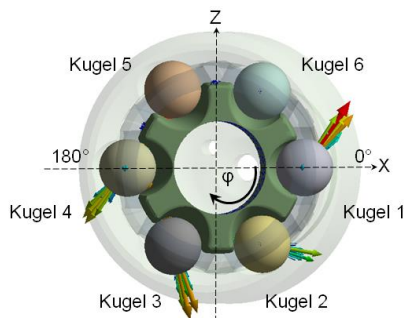


Abbildung 61: Kugel-Außenlaufbahn-Kräfte im mit 18° gebeugten Gelenk [AGE15]

Insbesondere die in der Grafik mit 5 und 6 bezeichneten Kugeln scheinen kaum noch an der Kraftübertragung beteiligt zu sein. Die Veränderung des Tragverhaltens im Gelenk über verschiedene Beugewinkel und Drehpositionen hinweg ist in Abbildung 62 gezeigt. Um den beträchtlichen Rechenaufwand zu reduzieren, wurden hierbei für jeden Schwenkwinkel vier Gelenkdrehwinkel im Abstand von 15° durchgerechnet. Für den Kraftverlauf über eine ganze Umdrehung hinweg wurden dann die Kraftverläufe der einzelnen Kugeln hintereinander gefügt. Im Vergleich der Kraftverläufe wird die mit zunehmendem Schwenkwinkel wachsende Ungleichförmigkeit deutlich. Es bilden sich zwei Kraftspitzen bei, gemäß der Winkeldefinition von Abbildung 61, $\sim 150^\circ$ sowie $\sim 350^\circ$ heraus. Zwischen diesen Spitzenlastbereichen fällt die übertragene Kugelkraft unter die Werte des gestreckten Zustandes. Ab Schwenkwinkeln von 18° kommt es zunächst in einem der Krafttäler, bei wachsendem Schwenkwinkel dann in beiden Tälern, zu Kraftwerten von 0 N. In diesen Bereichen sind die Kugeln also vollständig entlastet. Der Einfluss des Schwenkwinkels auf Kontaktkräfte an den anderen Kontaktstellen im Gelenk sei an dieser Stelle nicht näher erläutert, kann aber in [AGE15] nachgelesen werden.

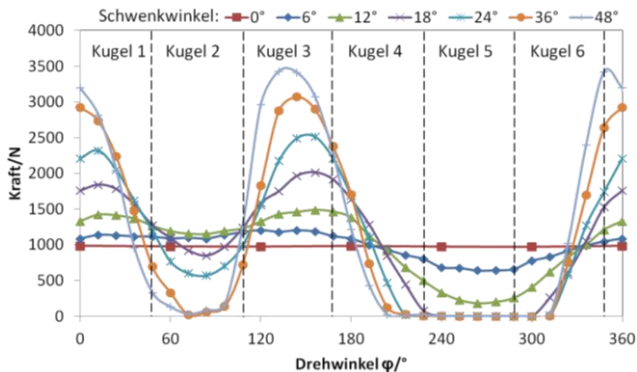


Abbildung 62: Verlauf der Kugelkräfte abhängig von Dreh- und Schwenkwinkel [AGE15]

Zur Ermittlung der Ursachen für das zunehmend ungleichförmig übertragende Gelenk werden mehrere Einflussgrößen betrachtet. Zunächst wird betrachtet, inwieweit Materialnachgiebigkeiten das Tragverhalten im Gelenk beeinflussen. Hierzu wird das Elastizitätsmodul des höchstverformten Bauteils (Gelenkaußenschale) um eine sowie um zwei Zehnerpotenzen vergrößert. Erwartungsgemäß, da die Übertragungsfehler auch im Mehrkörpermodell mit starren Körpern auftreten, kann nur ein geringer Materialeinfluss nachgewiesen werden. Obwohl sich die Bauteilverformung proportional zur Materialversteifung reduziert, ändern sich der Tragkraftverlauf sowie die Kontaktkraftbeträge kaum. Für die Rechnungen sei auf [AGE15] verwiesen. In Ergänzung zu diesen Rechnungen wurden die Kraftverläufe im Gelenk für

Verspannmomente von 100 Nm und 300 Nm berechnet. Die Ergebnisse werden mittels Division durch den Betrag des wirkenden Gelenkmoments für einen Vergleich normiert und sind in Abbildung 63 gezeigt. Aufgrund der dem Drehmoment proportionalen elastischen Verformungen wäre ein unterschiedlicher Verlauf bei Einfluss der Materialnachgiebigkeit zu erwarten, kann aber nicht nachgewiesen werden. Elastische Deformationen sind somit als nachrangig für die Ausbildung von Übertragungsfehlern zu sehen.

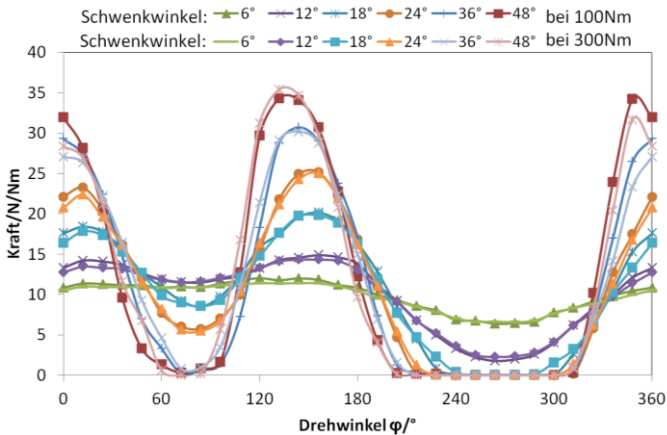


Abbildung 63: Tragvergleich Kontaktkräfte Kugel-Schale-Kontakt bei 100 Nm und 300 Nm, normiert über Gelenkmoment [AGE15]

Schlussfolgernd muss die Positionierung der Bauteile als Ursache für die Abweichungen gegenüber der mathematisch idealen Gelenkverhalten betrachtet werden. Aufgrund der festen Lagerung der Außenschale wird die Verschiebung des Gelenksters sowie, stellvertretend für die Kugelpositionierung, die Position des Käfigs betrachtet. Die Auswertung der Käfigposition ist in Abbildung 64 erklärt; es wurden die mit RotX und RotZ bezeichneten Abweichungen der Käfigposition von der Ideallage auf der sogenannten Winkelhalbene ausgewertet, welche für Gleichlaufverhalten notwendig ist.

Der in der Literatur bekannte und als Käfigkippen bezeichnete Effekt kann so nachvollzogen werden. Es ergeben sich sowohl um x-Achse wie auch z-Achse Positionsfehler des Käfigs. Analog den ermittelten Übertragungsfehlern steigen die Positionsabweichungen des Käfigs bei wachsendem Schwenkwinkel an. So wurde der Fehler um die x-Achse bei maximalem Schwenkwinkel von 48° je nach Drehwinkel des Gelenks zwischen 0,15° und 0,4° bestimmt, der Fehler um die z-Achse zwischen 0,1° und 0,25°. Weiter wurde gezeigt, dass sich der Gelenksterne entsprechend seiner

Freiheitsgrade translatorisch gegenüber der idealen Position verschiebt. In Summe erscheinen somit Abweichungen zum Idealverhalten plausibel.

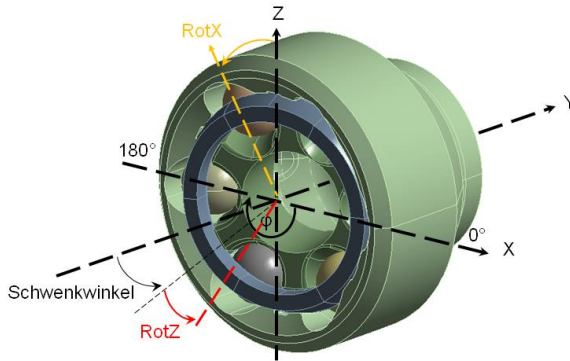


Abbildung 64: Festlegung der Winkelnotation zur Bestimmung der Käfigkipfung [AGE15]

Als Grund für das Entstehen einer solche Käfigkipfung werden auf Rückfragen bei Gelenkherstellern Fertigungstoleranzen genannt. Inwieweit solche weiter reduziert werden können, wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Da das Gelenk nicht weiter optimiert werden konnte, werden die ermittelten Fehler als gelenkspezifisch und unvermeidlich angenommen. Interessant könnte eine Gelenkoptimierung hinsichtlich der Eignung für den Einsatz in Schrägachsenmotoren aber durchaus sein, da die Gelenke fast vollständig vor dem Hintergrund eines Einsatzes in Automobilen optimiert werden und somit nicht zwangsläufig optimal für den Einsatz im Hydraulikmotor sind.

Zusammenfassend lässt sich für das Verhalten des Kugelgleichlaufgelenks festhalten, dass mit dem Schwenkwinkel anwachsende Übertragungsfehler in der 6. Ordnung zu erwarten sind. Diese erreichen bei 48° Werte bis $0,25^\circ$ und sind kaum beeinflusst vom anliegenden Drehmoment.

5.3 Gelenkerprobung: Prüfstand und Versuchsplanung

In Ergänzung zu den zuvor erläuterten Betrachtungen zur Lastanalyse sowie den Betriebslastmessungen muss für die gesuchte Auslegungsmethodik auch auf die Belastbarkeit der Gelenke eingegangen werden. Zu diesem Zweck wurden stichprobenartige Versuche auf einem eigens aufgebauten Erprobungsprüfstand

durchgeführt und die Ergebnisse werden im folgenden Kapitel vorgestellt. Auf eine experimentelle Untersuchung der Übertragungsfehler wurde verzichtet, da die genaue Quantifizierung dieser Fehler für den Verlauf der Arbeit von untergeordneter Bedeutung ist. Die qualitative Auswertung der Gelenkverhalten in Bezug auf Anregungsordnungen hingegen lassen sich beim Kugelgleichlaufgelenk durch Vergleich mit [XU12] validieren und sind aufgrund der kinematisch-bestimmten Ursache beim Tripodegelenk ebenfalls als sicher anzunehmen und benötigen daher keine separate Überprüfung.

Bereits im Kapitel Stand der Technik wurde erläutert, dass bekannte Berechnungsverfahren zur Lebensdauer von Gleichlaufgelenken bis heute nur auf den Schädigungsmechanismus Ermüdung abzielen. Andere Ausfallmechanismen sind in der Praxis zwar bekannt, können bisher aber nicht berechnet werden. Diese, in der Regel, durch das vorliegende Tribosystem gekennzeichneten Mechanismen werden für die Auslegungen beispielsweise im Automobilbereich in realitätsnahen Versuchen bewertet. Da aufgrund des Betriebs in Hydrauliköl gerade eine der Haupteinflussgrößen, nämlich der Schmierstoff, bei den Gelenken im Hydraulikmotor vom „üblichen“ Einsatz abweicht, können Erfahrungswerte zu Tribo-Verschleißmechanismen nicht übertragen werden. Die notwendigen Versuche konnten nur mit stichprobenartigem Charakter durchgeführt werden, da eine vollständige Bewertung der Gelenklebensdauer über verschiedene Betriebsparameter hinweg und unter Berücksichtigung von Streuverhalten den Rahmen der Untersuchungen deutlich überschritten hätten. Eine detaillierte Untersuchung der Gelenklebensdauer bleibt damit für endgültige Gelenkauslegungen notwendig. Im Rahmen der Entwicklung der vorgestellten Auslegungsmethodik wird mit einer aus den Stichprobenversuche abgeschätzten Belastbarkeit gearbeitet.

Der Gesamtaufbau des Prüfstandes zur Untersuchung der Gelenkbelastbarkeit ist in Abbildung 65 gezeigt. Auf einem elektrischen Inline-Verspannungsprüfstand wurde der eigentliche Prüfaufbau montiert. Über zwei Gelenkwellen mit den elektrischen Maschinen gekoppelt, wird dem Prüfstand ein Drehmoment über den Antriebsmotor aufgeprägt und die Wunschkrehzahl über den Abtriebsmotor geregelt. Über Drehmomentmessnaben an beiden Maschinen werden Drehzahlen und Drehmomente erfasst.

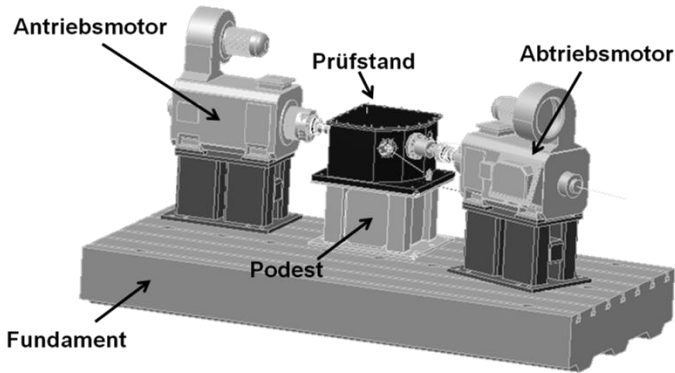


Abbildung 65: Gesamtaufbau Gelenkerprobungsprüfstand

Der innere Aufbau der Prüfstandsbox ist in Abbildung 66 gezeigt. Über die beiden Einschübe von Triebwelle und Abtriebswelle kann der zu untersuchende Schwenkwinkel vorgeben werden, wobei durch drei mögliche Positionen der Abtriebswelle die Winkel 6° , 19° und 48° eingestellt werden können.

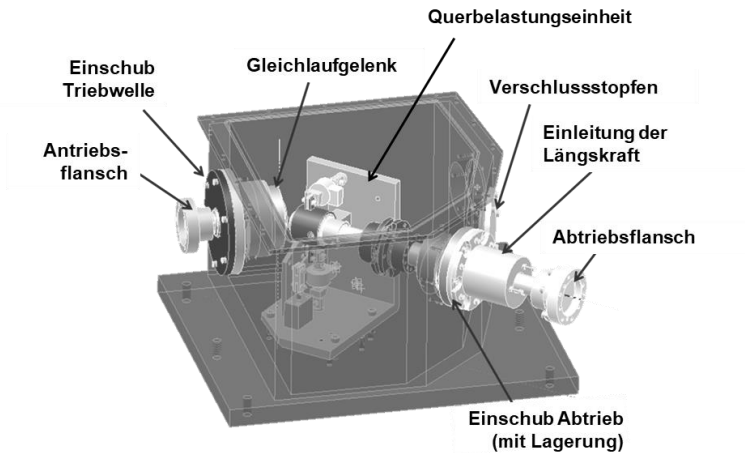


Abbildung 66: Aufbau Bauteilerprobungsprüfstand

Über ein mittels Schrauben am topfähnlichen Abtriebsdeckel vorspannbares Tellerfederpaket können die Gelenke axial entlang der Abtriebswelle belastet werden, wobei die Axialkräfte über einen Kraftmessring direkt am Tellerfederpaket gemessen werden. Weiter wurde eine Querbelastrungseinheit konstruiert, welche sich im Inneren des Prüfstands befindet und über ein Nadellager wurden mittels vorgespannter hydraulischer Kurzhubzylinder Querkräfte auf die an einem Punkt biegeweich

gelagerte Abtriebswelle aufprägt. Über Kraftmessdosen erfasst, können diese Querlasten dann über die wirkenden Hebelarme in Querlasten am Gleichlaufgelenk umgerechnet werden.

Ein separates Ölaggregat befüllt den gesamten Aufbau mit Hydrauliköl und entsprechend wird der Betrieb im Gehäuse des Schrägachsenmotors nachgebildet. Über ein Heizelement bzw. einen Plattenwärmetauscher kann die Temperatur des zufließenden Öls und damit die Temperatur des Prüfstands geregelt werden. Weiter wird das Öl über einen Filter permanent gereinigt. Bedingt durch die Prüfstandsauslegung und Leistung der elektrischen Antriebsmaschinen können mit dem Prüfstand die folgenden Betriebspunkte angefahren werden:

- Drehzahlen: -4500 U/min bis 4500 U/min
- Drehmomente: -480 Nm bis 480 Nm
- Temperatur: Raumtemperatur bis $\sim 80^\circ\text{C}$ (je nach Betriebspunktabhängiger Verlustleistung keine Dauerversuche nahe Raumtemperatur möglich)
- Axiale Verspannung: 0 bis 1500 N
- Querkräfte im Gelenk: 0 bis 3000 N

Im Rahmen der Bauteilerprobung wurden zwei verschiedene Versuchsarten gefahren, um die gewünschten Stichprobenaussagen zur Leistungsfähigkeit der betrachteten Gelenke zu bekommen und vor allem, um erste Erfahrungen mit dem Betrieb dieser Gelenke in Hydrauliköl zu gewinnen. Die durchgeführten Versuchsabläufe sind in Abbildung 67 gezeigt. Es werden Versuche zur Ermittlung maximal erträglicher Lasten, genannt V1, sowie Dauerlaufversuche, genannt V2, vorgestellt. Beiden Versuchsarten vorangeschaltet wurde eine Einlaufphase durchfahren, mit welcher die Gelenke bei moderaten Bedingungen eingefahren wurden. Dazu wurden für eine Stunde ein Lastmoment von 25 Nm bei 1000 U/min aufgebracht, bevor die eigentlichen Versuchsparameter angefahren wurden.

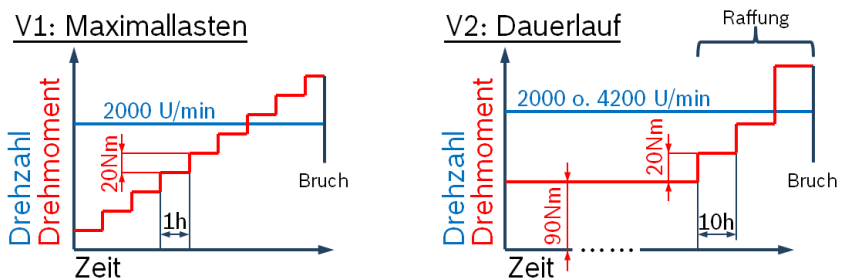


Abbildung 67: Durchgeführte Versuchsabläufe

- Versuchsbeschreibung V1: Maximallasten

In den Versuchen nach Typ 1 wird untersucht, bis zu welchem Drehmoment die Gelenke belastet werden können. Zu diesem Zweck werden die Gelenke in 1h-Intervallen mit zunehmendem Drehmoment belastet. Das Drehmoment wird dabei jeweils in Schritten von 20 Nm erhöht und die Gelenke zwischen den einzelnen Laststufen optisch befundet. Die Versuche werden bei 2000 Umdrehung pro Minute durchgeführt, was der maximalen Drehzahl bei 48° Schwenkwinkel entspricht.

- Versuchsbeschreibung V2: Dauerlasten

Mit den Dauerlastversuchen werden erste Erfahrungswerte zur Dauerhaltbarkeit der Gelenke beziehungsweise zu ihrem Verschleißverhalten gewonnen. Nachdem erste Messungen zur Gelenkbelastung in Prototypenmotoren vorlagen, wurde ein etwa den Betriebswerten entsprechendes Lastniveau von 90 Nm ausgewählt (s. Kapitel 4.4), auf welchem die Dauerversuche durchgeführt werden. Aufgrund fehlender Informationen bezüglich der Dauerfestigkeitsgrenze werden die Versuchslasten nach 40-50 h zwecks Raffung in 10 h-Intervallen um jeweils 20 Nm angehoben. Als Drehzahlniveau werden die festgelegten Maximaldrehzahlen verwendet (2000 U/min bei 48° sowie 4200 U/min bei 19° und 6°). Die Gelenke werden in Intervallen von 3-5 h optisch begutachtet.

Die verschiedenen durchgeführten Erprobungsversuche sind in Tabelle 2 aufgelistet:

Winkel	Maximallastversuche		Dauerlaufversuche	
	Tripodegelenk	Kugel.-gelenk	Tripodegelenk	Kugel.-gelenk
6°	Nicht durchgeführt.	Nicht durchgeführt.	 (Kap. 0)	 (Kap. 0)
19°	 (Kap. 5.4.1)	 (Kap. 5.4.2)	 (Kap.0)	 (Kap.0)
48°	 (Kap.5.4.1)	 (Kap.5.4.2)	 (modifizierter Zylinder, Kap. 0)	KGL bei 48° Max.-last nach Einlauf bereits beschädigt.

Tabelle 2: Übersicht der durchgeführten Gelenkversuche

Es wurden für beide betrachteten Gelenkarten die verschiedenen Versuchstypen durchgeführt, jeweils mit den drei möglichen Schwenkwinkeln $6^\circ/19^\circ/48^\circ$. Jeweils bei einem Betriebspunkt wurden Versuche wiederholt, um zu überprüfen, ob beobachtete Schäden reproduzierbar auftreten. Lediglich auf die Maximallastversuche bei 6° Schwenkwinkel wurde verzichtet, da die größte Belastbarkeit gemäß der Literatur bei sehr kleinen Gelenkwinkeln zu erwarten ist, hier aber die Belastbarkeitsuntergrenze gesucht wird.

Aufgrund sehr früher Ausfälle im Randbereich der Laufbahnen wurde die Geometrie der Zylinderlaufbahnen vor dem betrachteten Dauerversuch (Typ 2) des Tripodegelenks bei 48° modifiziert. Aufgrund des sehr frühen Schadens am Kugelgleichlaufgelenk bei 48° konnte der Dauerversuch nicht durchgeführt werden, da das untersuchte Gelenk bereits am Ende des Einlaufs beschädigt war.

Der Definition eines Versagenskriteriums kommt bei Lebensdauerversuchen eine große Bedeutung zu, da eine genaue Unterscheidung zwischen „noch in Ordnung“ und „ausgefallen“ zur Bestimmung eines Zahlenwertes der Lebensdauer notwendig ist. Diese Definition fällt im Zusammenhang mit den betrachteten Gleichlaufgelenken vor dem Hintergrund der Verwendung im Schrägachsenmotor schwer. Für die Funktion des Triebwerks ist nur die Synchronisation von Zylinder- und Triebwellenbewegung notwendig. Diese Synchronisation muss dabei nicht sehr exakt erfolgen, da leichte Winkelabweichungen das Betriebsverhalten des Triebwerks nur geringfügig verändern. Erst bei einem extremen Zuwachs des Gelenkspiels, bspw. durch Verschleiß, käme es zu einer Berührung der Kolben mit den Wänden der Zylinderbohrungen. In den betrachteten Prototypenmotoren kommt es erst bei einer Drehwinkeldifferenz von $\sim 1^\circ$ zu den entsprechenden Berührungen, sodass 1° Gelenkspiel als Ausfallgrenze festgelegt wurde.

Als weiteres Versagenskriterium wurde dann die Forderung nach einer geringen Partikelemission der Gelenke formuliert. Aufgrund des Spülvolumenstroms im Gehäuse sollten durch das Gelenk abgegebene Partikel zwar im Regelfall aus dem Motor gespült und über einen Filter aufgefangen werden, aber gerade größere Partikel könnten bei ungünstigem Verlauf in die hydrostatisch hochbelasteten Bereiche des Triebwerks geraten und hier zu Schäden führen. Da die untersuchten Gelenke konstruktiv bedingt immer Verschleiß aufweisen, wurde final festgelegt, dass spielvergrößernder Verschleiß als tolerierbar zu werten ist, aber große Partikel, beispielsweise bedingt durch Ausbrüche, aufgrund ihres Schädigungspotentials nicht vorkommen dürfen. Um den Aufwand während der Versuche gering zu halten, wurde entsprechend vereinbart, die Gelenke optisch auf Ausbrüche hin zu untersuchen und das zeitliche Auftreten dieser Schäden möglichst genau zu erfassen.

5.4 Gelenkerprobung: Ergebnisse und Schadensbilder

Im nun folgenden Kapitel werden Ergebnisse der im Verlauf zuvor erläuterten Gelenkversuche diskutiert. Die genauen Parameter aller durchgeführten Versuche sind im Anhang aufgeführt. Aufgrund der Übersichtlichkeit bleibt das folgende Kapitel auf die Angabe von Maximalwerten der gefahrenen Lasten sowie die Darstellung von Schadensbildern beschränkt.

5.4.1 Maximallastversuche Tripodegelenk

Versuch bei 19° Schwenkwinkel

Der Maximallastversuch wurde nach 11 h bei 190 Nm wegen eines Schadens an einer Rolle der Triebwellenseite, sowie zugehöriger Laufbahn und Kontaktstelle zum Tripodeknochen abgebrochen. Die Laufspuren an Pode und Rolle sind in Abbildung 68 gezeigt.



Abbildung 68: Schadensbilder Tripode 19°, Maximallastversuch

Die betroffene Kontaktstelle Rolle zu Tripodeknochen wies bereits sehr früh im Versuch eine „Aufrauhung“ auf. Im weiteren Verlauf des Versuchs kam es zu einem Fortschreiten des Oberflächenschadens. Aufgrund des sehr frühen Auftretens sowie der Schädigung lediglich einer Rolle konnte als Schadensursache eine Vorschädigung durch beispielsweise eine Verunreinigung nicht ausgeschlossen werden. Aufgrund der mit 190 Nm bereits sehr hohen Belastung zum Versuchsende wurde der Versuch nicht wiederholt.

Versuch bei 48° Schwenkwinkel

Der Versuch musste sehr früh nach 4 h und bei einer Last von 80 Nm abgebrochen werden. Grund für den Abbruch waren die in Abbildung 69 gezeigten Schäden an den Kanten der Laufbahnen des Zylinders.

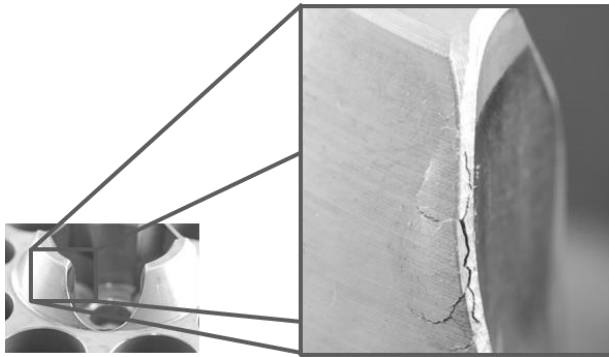


Abbildung 69: Schadensbilder Tripode 48°, Maximallastversuch

Aufgrund der sehr geringen Laufzeit (4 h) wurde der Versuch wiederholt, kam aber erneut zum gleichen Ergebnis. Ursächlich für das Schadensbild wurde eine Überlastung der Laufbahnkante vermutet. Für die zeitlich später durchgeführten Dauerlaufversuche wurde entschieden, den Zylinder genau in diesem Bereich zu verstärken. Als Maßnahme wurde die in Abbildung 69 dargestellte Kante deutlich massiver ausgeführt.

5.4.2 Maximallastversuche Kugelgleichlaufgelenk

Versuch bei 19° Schwenkwinkel

Das Kugelgleichlaufgelenk wurde bei 19° Schwenkwinkel in den geplanten 1 h-Intervallen bis zu einer Last von 310 Nm getestet. Während der letzten Laststufe kam es zu einem Versagen aufgrund von adhäsivem Verschleiß zwischen Käfig und Gelenkschale, welcher mit einer Überhitzung des Gelenks einherging. Über den Versuch wurde ein kontinuierliches Ansteigen des Gelenkspiels festgestellt, welches aber nicht den unzulässigen Bereich $>1^\circ$ Winkelfehler erreichte.

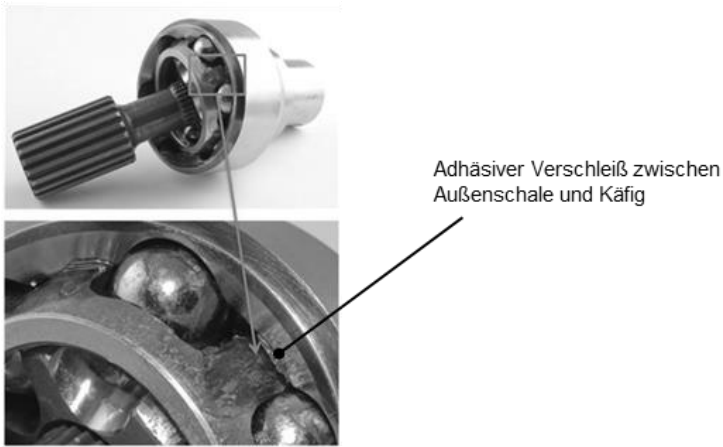


Abbildung 70: Schadensbilder Kugelgleichlaufgelenk 19°, Maximallastversuch

Versuch bei 48° Schwenkwinkel

Am KGL-Versuch bei 48° wurden bereits früh nach 5 h Ausbrüche am Käfig beobachtet, welche gemäß dem Ausfallkriterium als unzulässig bewertet wurden.

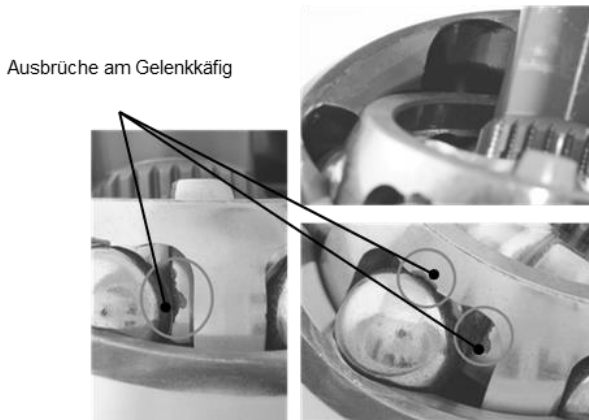


Abbildung 71: Schadensbilder Kugelgleichlaufgelenk 48°, Maximallastversuch

Um den Verschleißfortschritt zu beobachten, wurde aber noch weitere 3 h Versuch bei gleicher Last gefahren. Dabei wurde ein Fortschreiten der Ausbrüche beobachtet. Zu einem vollständigen Versagen des Gelenks kam es in diesen 3 h nicht. Aufgrund

der unerwünschten Emission von Bruchstücken wurde der Versuch trotzdem nach 5 h als Versagen des Gelenks bewertet.

5.4.3 Dauerlastversuche Tripodegelenk

Versuch bei 6° Schwenkwinkel

Im Dauerlaufversuch des Tripodegelenks bei 6° Schwenkwinkel wurde der Versuch aufgrund eines adhäsiven/abrasiven Verschleißes nach 43 h bei 90 Nm abgebrochen. Dabei wurde an einem Rolle-Pode-Kontakt auf der Triebwellenseite der in Abbildung 72 gezeigte Schaden beobachtet.



Abbildung 72: Schadensbilder Tripode 6, Dauerlaufversuch

Aufgrund der schadungsfreien Kontakte der anderen beiden Rollen ist auch hier fraglich, inwieweit der Schaden repräsentativ war, zumal das Gelenk bei 19° Winkel unter gleichen Bedingungen deutlich länger getestet werden konnte, obwohl hier größere Lastschwankungen und Geschwindigkeiten bei sonst gleichen Betriebslasten erreicht werden.

Versuch bei 19° Schwenkwinkel

Im Dauerlaufversuch bei 19° wurde nach 40 h bei 90 Nm zwecks einer Versuchsraffung in 10 h-Intervallen die Last um jeweils 20 Nm gesteigert. Nach einer Gesamtdauer von 60 h wurde nach der Laststufe bei 130 Nm der Versuch beendet, da ein kleiner Ermüdungsschaden im Laufbahnbereich der Triebwelle beobachtet wurde.

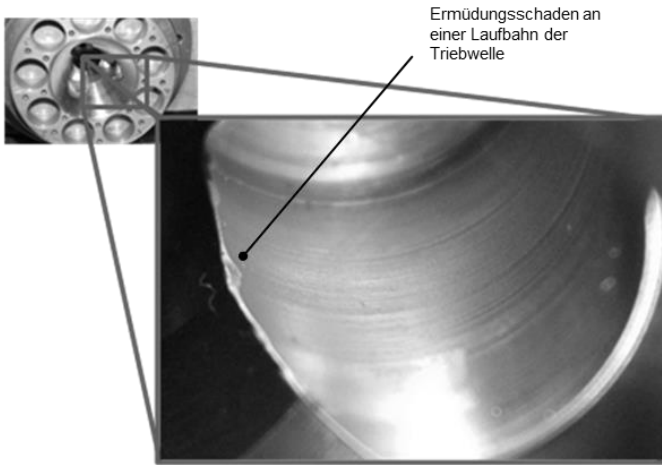


Abbildung 73: Schadensbilder Tripode 19°, Dauerlaufversuch

Versuch bei 48° Schwenkwinkel

Erneut konnte bei der geplanten Belastung von 90 Nm innerhalb der ersten 40 h kein Schaden beobachtet werden, sodass nach ~45 h mit Lasterhöhungen zur Versuchsraffung begonnen wurde. Versuchsabbruch nach 90 h bei 160 Nm.

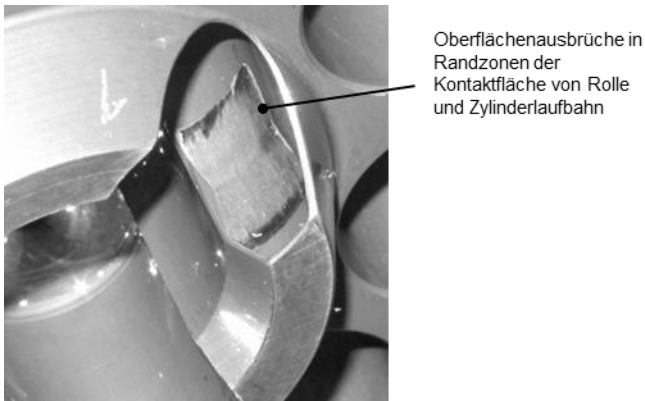


Abbildung 74: Schadensbilder Tripode 48°, Dauerlaufversuch

Der Versuch wurde aufgrund von Oberflächenausbrüchen in den Randzonen der Kontaktbereich zwischen Rollen und Laufbahnen des Zylinders abgebrochen. Die Ausbruchszonen zeigen sich als helle silberne Zonen am Rand des Laufbildes.

5.4.4 Dauerlastversuche Kugelgleichlaufgelenk

Versuch bei 6° Schwenkwinkel

Das Kugelgleichlaufgelenk wurde wie geplant zunächst bei 90 Nm getestet, aufgrund fehlender Schädigungsanzeigen wurde dann zur Versuchsraffung die Drehmomentbelastung erhöht. Erneut wurde in 10 h-Intervallen erhöht bis zum Versuchsabbruch nach 140 h bei 350 Nm. Der Versuch wurde aufgrund rauer Verschleißzonen in den Kontaktbereichen von Außenlaufbahnen und Kugeln beendet.



Abbildung 75: Schadensbilder Kugelgleichlaufgelenk 6°, Dauerlaufversuch

Versuch bei 19° Schwenkwinkel

Der Dauerlastversuch bei 19° Schwenkwinkel wurde nach 35 h aufgrund von Schäden an mehreren Kugeln beendet. Aufgrund des laut Herstellers ungewöhnlichen Schadensbildes, gezeigt in Abbildung 76, wurde der Versuch mit leichter Raffung wiederholt: 15 h bei 90 Nm, dann weiter mit 110 Nm. Ein sehr ähnliches Schadensbild wurde entsprechend der leicht erhöhten Last etwas früher nach insgesamt 27 h beobachtet. Im Vergleich zu Schäden an Wälzlagern, mit denen die Belastungen im KGL häufig verglichen werden, ist das Schadensbild ungewöhnlich, da die Kugeln dort nur sehr selten als erster Kontaktpartner Schaden nehmen. Auf eine detaillierte Darstellung des zweiten Versuchs sei an dieser Stelle verzichtet.



Abbildung 76: Schadensbilder Kugelgleichlaufgelenk 19°, Dauerversuch

Versuch bei 48° Schwenkwinkel

Der Dauerlaufversuch bei 48° wurde nicht gesondert gefahren, da das Kugelgleichlaufgelenk im Maximallastversuch bereits vor Erreichen der Dauerlauf-Versuchslast versagte. Es sei an dieser Stelle auf den in Kapitel 5.4.2 erläuterten (Maximallast-)Versuch bei 48° Schwenkwinkel verwiesen.

5.5 Fazit zu den Gelenkversuchen

Ohne dem im folgenden Kapitel diskutierten Vergleich zum Gelenkverhalten vorzugreifen, lassen sich allein aus den Ergebnissen der Stichprobenversuche zur Belastbarkeit erste Schlüsse ziehen:

Das Kugelgleichlaufgelenk scheint bei 6° Schwenkwinkel extrem belastbar zu sein, da der zugehörige Versuch erst bei einer Last von 350 Nm und noch sehr geringen Schäden abgebrochen wurde. Dem gegenüber fällt die Belastbarkeit bei größeren Schwenkwinkeln massiv ab. Bereits bei 19° Schwenkwinkel wurden nur noch 35 h bei 90 Nm erreicht (90 Nm Last wurden, konservativ gewählt, als mögliche Dauerbelastung im Triebwerk abgeschätzt). Bei 48° Schwenkwinkel wurden bei gleichem Drehmoment nur noch 5 h erreicht. Damit spiegelt das für den Einsatz im Automobil entwickelte Gelenk die dort geforderten Bedingungen wieder. Hier wird der Hauptbetriebsanteil zur Leistungsübertragung bei Geradeausfahrt und somit kleinen Winkeln absolviert. Nur geringe Lasten werden bei maximalen Winkeln gefahren, bspw. sehr enge Kurvenfahrten während des Rangierbetriebs. Diese ungleichmäßige Verteilung der Drehmomentbelastbarkeit über den möglichen Schwenkwinkelbereich lässt die Eignung des Gelenks für einen Einsatz im Schrägachsenmotor fraglich erscheinen. Aufgrund der unterschiedlichen Schädigungsmechanismen wurde auf eine Verknüpfung von Last und Ausfall im Sinne einer Wöhlerlinie verzichtet.

Das Tripodegelenk zeigt ein deutlich ausgeglicheneres Belastbarkeitsbild. So werden gegenüber dem Kugelgleichlaufgelenk bei kleinen Winkeln deutlich geringere Belastbarkeiten beobachtet, bei großen Winkeln aber deutlich größere. Die zweimal beobachtete Aufrauung eines einzelnen Rolle-Pode-Kontaktes lassen zumindest eine Empfindlichkeit dieses Kontaktes gegenüber Verschmutzungen vermuten. Da die Schäden jeweils nur an einem der 6 ähnlich belasteten Kontakte beobachtet werden konnten, erscheinen die Versuche bezüglich der ermittelten Gelenkbelastbarkeit aber als fragwürdig. Bei den Versuchen ohne Einzelkontaktversagen wurde das Versuchsende durch Ermüdungsschäden eingeleitet. Dies bestätigt zunächst den bereits zitierten Ansatz aus [SSA02], nach welchem die Gelenke ähnlich Wälzlageren bezüglich Ermüdung durch Überrollungen berechnet werden können. Ausgehend von dieser Beobachtung lässt sich als erste Abschätzung eine Gelenkwöhlerlinie aus den Stichprobenversuchen ermitteln:

Basierend auf der Herleitung von [SSA02] lässt sich die Belastbarkeit der Rolle-Laufbahn-Kontakte analog der Lebensdauer von Wälzlageren beschreiben. So wird beispielsweise für ein GI-Gelenk (kommerziell verfügbares Gelenk der Fa. Glaenger) die folgende Formel zur Berechnung der Lebensdauer in Stunden hergeleitet:

$$L_{hx} = \frac{365000}{n_x} \left(\frac{M_d}{M_x} \right)^3 \quad (12)$$

Ähnlich der Beschreibung der Lagerlebensdauer werden in Formel (12) Lebensdauer (L_{hx}), Drehzahl (n_x) und Drehmomentbelastung (M_x) miteinander in Bezug gesetzt. Die Gelenkbelastbarkeit, welche von Bauart und Baugröße des jeweils betrachteten Gelenks abhängig ist, wird dabei durch die dynamische Drehmomentbelastbarkeit (M_d) angegeben, welche der dynamischen Tragzahl in der Wälzlagerberechnung entspricht. Durch Umformen lässt sich aus Formel (12) die im Folgenden verwendete (Wöhler-)Darstellung ableiten. Zunächst wird durch Umformen der Gleichung die Lastwechselanzahl auf die Belastung bezogen.

$$\text{Lastwechselanzahl} = L_{hx} * n_x = 365000 * M_d^3 * \frac{1}{M_x^3} = c_1 * M_x^{-3} \quad (13)$$

Beidseitiges Logarithmieren der Gleichung verdeutlicht dann die im Folgenden verwendete Beschreibung über eine sogenannte Wöhlergerade.

$$\log(\text{Lastwechselanzahl}) = \log(c_1 * M_x^{-3}) = -3 * \log(M_x) + c_2 \quad (14)$$

Aufgetragen im doppelt-logarithmischen (Wöhler-)Diagramm liegen also Punkte gleicher Ausfallwahrscheinlichkeit auf einer Geraden, welche in Lastrichtung um den Wert c_2 verschoben und mit einer Steigung von -3 verläuft.

Unter Anwendung einer linearen Schadensakkumulationshypothese, welche unter anderem durch [PAL24] festgestellt wurde und heute häufig Anwendung findet, können nun Lastkollektive wie folgt verglichen werden: Einzelne Lastschwingspiele verursachen Pseudo- bzw. Teilschädigungen, welche sich über den Kehrwert der bei der entsprechenden Last maximal ertragbaren Lastspielzahl quantifizieren lassen. Das Zusammenwirken mehrerer Laststufen und Schwingungen lässt sich dann einfach beschreiben, indem die Teilschäden zu einer Gesamtschädigung aufaddiert (akkumuliert) werden. Bei einem Wert der Gesamtschädigung von 1 ist dann ein Versagen des Bauteils zu erwarten.

Da eine statistisch abgesicherte Bestimmung der dynamischen Drehmomentbelastbarkeit des untersuchten Gelenkes den Rahmen dieser Arbeit wesentlich überstiegen hätte, werden für die Lebensdaueraussage die durchgeführten Gelenk-Dauerversuche verwendet, zu Kollektiven verdichtet und für den Vergleich herangezogen. Als Gelenkbelastbarkeit wird dann angenommen, dass sich bei dem Gelenkversuch mit der höchsten Schadenssumme gerade ein Schädigungswert von 1 ergibt, da das Gelenk nach dem Versuchsende noch voll funktionsfähig war. Der entsprechende Versuch, Dauerversuch bei 48° und bekannt aus Abbildung 116, wies

zum Versuchsende Ausbrüche am Rand der Laufspuren der Rollen im Zylinder auf, war aber bezogen auf das Übertragungsverhalten noch voll funktionsfähig. In Abbildung 77 ist die so ermittelte Wöhlerlinie zusammen mit den Kollektiven der drei gefahrenen Dauerversuche dargestellt. In der Legende von Abbildung 77 sind die rechnerischen Schädigungen der drei Versuche aufgeführt. Trotz optisch ähnlicher Abstände zur Wöhlerlinie bedeutet insbesondere der Versuch bei 6° Schwenkwinkel für das Gelenk eine deutlich geringere Schädigung, welche nur 45% der Schädigung des Versuchs bei 48° bedeutet.

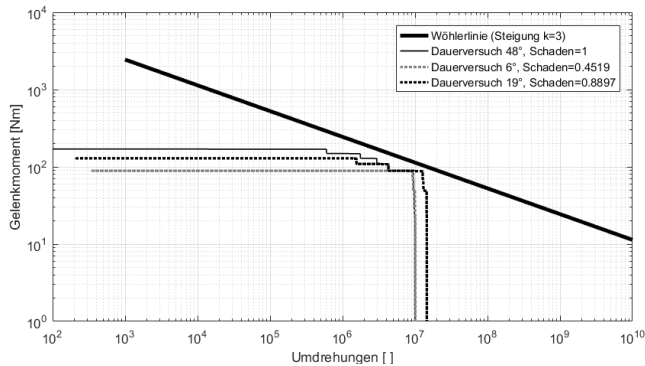


Abbildung 77: Abschätzung Wöhlerlinie für Tripodegelenk aus Stichprobenversuchen

Die auffällig geringere Schadenssumme des Versuchs bei 6° Schwenkwinkel bestätigt erneut die Vermutung, dass die beobachteten Schäden an Einzelkontakten (der Versuch war wegen eines Schadens an einem einzelnen Rolle-Pode-Kontakt abgebrochen worden) nicht zusammen mit dem Ermüdungsverhalten betrachtet werden sollten.

6 Variantenvergleich und Vorauswahl

Im Vergleich sowohl der verschiedenen Gleichlaufgelenke und Triebwerksvarianten sowie der zugehörigen Untersuchungen und Messungen lassen sich verschiedene Schlüsse bezüglich der Gelenkbeanspruchung ziehen, welche bei isolierter Betrachtung des einzelnen Triebwerks/ Einzelgelenks weniger deutlich werden. Diese werden im Folgenden zunächst gegliedert nach den Aspekten „Gelenkverhalten/-eigenschaften“ sowie „Vergleich der Betriebslasten“ diskutiert. Darauf folgend werden die gemessenen Gelenklasten mittels Methoden der Signalanalyse untersucht, um weitere Rückschlüsse auf Systemunterschiede und Ursachen für die Betriebslasten zu bekommen. Abschließend wird eine Vorauswahl der Triebwerksvarianten für weitere Untersuchungen getroffen.

6.1 Vergleich Gelenkverhalten

Neben den analytischen Betrachtungen zum Übertragungsverhalten der Gelenke wurden mechanisch die Gelenkspiele sowie die Verdrehsteifigkeiten der Gelenke erfasst, da diese im Kontext eines Drehschwingungssystems wesentliche Parameter darstellen. Weiter wäre beispielsweise die Dämpfungsarbeit während der elastischen Verdrehung von Interesse, welche einer experimentellen Erfassung aber kaum zugänglich ist, sodass im gezeigten Rahmen darauf verzichtet werden muss. Steifigkeiten und Spiele hingegen wurden über einen sehr einfachen Prüfaufbau ermittelt, bei welchem An- und Abtriebswelle des jeweiligen Gelenks mit einem definierten Drehmoment in beiden Drehrichtungen gegeneinander verspannt wurden. Das Gelenkspiel wird über Differenzbildung der Drehwinkelpositionen bei sehr kleinen Drehmomenten ermittelt und die Gelenksteifigkeit über die Betrachtung der Winkeländerung abhängig vom angelegten Verspannungsmoment. Die ermittelten Werte sind in Tabelle 3 gezeigt.

	Kugelgleichlaufgelenk	Tripodegelenk
Übertragungsfehler	0,25°	0.0157°
Ordnung des Übertragungsfehlers	6. Ordnung	<38°: 3. Ordnung 38°-49°: 6. Ordnung
Gelenkspiel	0.3° bis 0.4° (neu))	~0.2°
Gelenksteifigkeit	20000 Nm/rad	9000 Nm/rad

Tabelle 3: Vergleich der ermittelten Gelenkparameter

Wesentliche Unterschiede bestehen in der geringeren Drehsteifigkeit des doppelten Tripodegelenks sowie eines deutlich geringeren Übertragungsfehlers. Zusätzlich

wurde das Gelenkspiel des Tripodegelenks etwas geringer gemessen als der Wert des KGL. Mit $0,25^\circ$ Übertragungsfehler am KGL ist zu erwarten, dass das Gelenkverhalten des KGL eine größere Rolle für Schwingungsanregungen spielen kann als das Tripodegelenk, bei welchem der Übertragungsfehler mit $0,0157^\circ$ noch deutlich unterhalb des erfassten Gelenkspiels ist. Sollten Anregungen durch das Gelenkverhalten in einem Gesamtsystem zu beobachten sein, so sind die Schwingungen bei KGL-Triebwerken in der 6. Ordnung zur Drehbewegung zu erwarten, bei Tripodegelenken abhängig vom Schwenkwinkel in der 3. bzw. 3. und 6. Ordnung.

6.2 Vergleich der Betriebslasten

Im Vergleich der Betriebslasten erscheint es vor dem Hintergrund einer Auslegung zweckmäßig, vor allem auf die Drehmomentbelastung der Gelenke einzugehen, da die Höhe der auftretenden Drehmomente maßgeblich für die Materialbeanspruchungen in den Gelenken ist.

In der analytischen Betrachtung der Quellen für Betriebslasten wurde gezeigt, dass nur ein sehr geringer Anteil der hydrostatischen Kräfte eine Drehmomentbelastung in den Synchrongelenken hervorruft (vgl. Rückdrehmoment, Kap. 4.1.1). Vornehmlich abhängig von der Winkeldifferenz zwischen Triebwelle und Zylinder unterscheiden sich daher die Gelenkbelastungen zwischen den Triebwerksvarianten kaum, da die Gelenke aller Varianten nur sehr geringe Winkelabweichungen zulassen. Der Einfluss der unterschiedlichen Gelenksteifigkeiten ist in diesem Zusammenhang vernachlässigbar, da die erreichten Winkelabweichungen nur sehr kleine Änderungen des Rückdrehmoments bedingen. Damit stehen die Erwartungen aus der Gelenklastanalyse zunächst im Widerspruch zu den gemessenen Betriebslasten, welche deutliche Unterschiede zwischen den Triebwerksvarianten aufzeigt haben.

Erst die Betrachtung von Querkraften auf das Synchronelement führt zum ersten wesentlichen Unterschied: In den Varianten TRI und KGL-plan wurde das Gleichlaufgelenk konstruktiv von Querkraften befreit, indem der Zylinder über ein Nadellager an einem Bolzen an der Steuerlinse abgestützt wird. Dem gegenüber werden in Variante KGL-sphärisch die Querkraften über das Gleichlaufgelenk in die Triebwelle abgeleitet und wirken daher auf das Gleichlaufgelenk. Der Einfluss einer Querkraft auf das Gleichlaufgelenk bezüglich kritischer Materialbeanspruchung wurde simulativ in [AGE15] zu erfassen versucht, allerdings führten die Querkraften hier kaum zu höheren Spannungen an den kritisch belasteten Kontaktstellen. Der Einfluss der Querkraften auf die Kontaktkraften an den Laufbahnkontakten ließe sich vermutlich erst bei Berücksichtigung der tatsächlich wirkenden Reibung an allen

Kontaktstellen beobachten, da die Abstützung der Querkräfte im Gelenke direkt über die Sphärenkontakte von Stern zu Käfig, sowie Käfig zu Außenschale erfolgt. Der Einfluss auf die Betriebslasten erfolgt dann über die Reibungseffekte, welche den Käfig, der nun stärker zwischen Stern und Außenschale eingespannt ist, an einer freien Ausrichtung hindern. Im Vergleich der Triebwerksvarianten lässt sich an dieser Stelle zunächst also festhalten, dass das Kugelgleichlaufgelenk in Variante KGL-sphärisch gegenüber den Gelenken der anderen Varianten zusätzlich durch Querkräfte belastet wird.

Bei der Belastung der Gelenke durch Längskraft wiederum gleichen sich die Varianten TRI sowie KGL-sphärisch, da bei beiden die Triebwerksvorspannung mit 700 N ausgelegt wurde und diese konstruktiv bedingt zwischen Triebwelle und Zylinder auf das Gelenk wirkt. In der Variante KGL-plan hingegen wurde die Triebwerksvorspannung direkt zwischen Zylinder und Steuerplatte realisiert, sodass das Gelenk hiervon nicht belastet wird.

Weil entgegen den analytisch ähnlich zu erwartenden Gelenklasten in den Betriebslastmessungen aber deutlich unterschiedliche Lastverläufe festgestellt wurden und die Lasten zudem stark schwingend gemessen wurden, wird im Folgenden zunächst ein Verfahren zum quantitativen Vergleich der Lasten vorgeschlagen. Mit diesem Ansatz sollen die Betriebslasten bezüglich ihrer Schädigungswirkung bewertet werden und dann die gemessenen Lastverläufe darauf basierend verglichen werden.

Grundlage der Rechnung ist die Idee, eine schwingende Last mit Mittelwert und Schwingungsamplitude in ein schädigungsäquivalentes Moment umzurechnen, welches bei konstantem Wirken die pro Umdrehung gleiche Schädigung hervorrufen würde. Hierdurch lassen sich Schwingungsverlauf und Schädigungswirkung trennen und so die Schädigungswirkung unabhängig von der „Form“ der auftretenden Betriebsbelastung bewerten. Verwendet wurde hierzu, dass nach [SSA02] für das Ermüdungsverhalten der überrollten Kontakte in Gleichlaufgelenken ähnliche Formeln gelten wie in der Wälzlagerberechnung; das angewandte Vorgehen ist in Abbildung 78 skizziert.

Basierend auf der Grundidee, einen sinusförmigen Lastverlauf in viele (Teil-)Stücke aufzutrennen und den Schädigungsbeitrag der einzelnen Stücke zu bewerten, wurden unter Anwendung einer einfachen linearen Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren-Miner Kennfelder errechnet, welche eine durch Mittellast und Amplitude gekennzeichnete schwingende Last mit der schädigungsgleichen Konstantlast in Beziehung setzen. Für die Bewertung der Schädigung der Teilstücke bei dem Kugelgleichlaufgelenk wurde auf eine Belastbarkeitstabelle seitens des

Gelenkherstellern zurückgegriffen, beim Tripodegelenk wurde auf die in Abbildung 77 gezeigte Gelenkwöhlerlinie aus den Stichprobenversuchen zurückgegriffen. Mit diesen Kennfeldern für Tripode und Kugelgleichlaufgelenk lassen sich dann schwingend gemessene Betriebslastverläufe in schädigungsgleiche Konstantlastverläufe umrechnen und Lasten so quantitativ vergleichen.

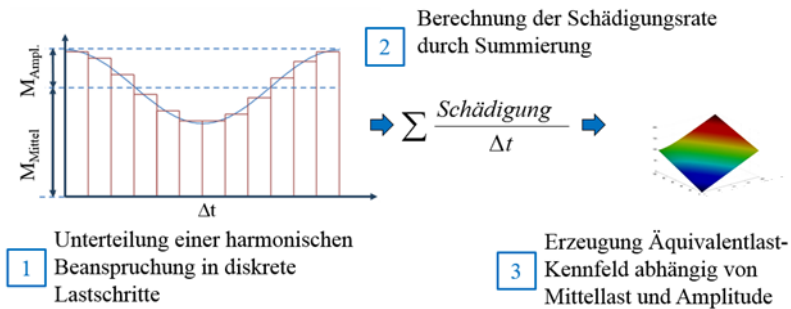


Abbildung 78: Vorgehen zur Berechnung schädigungsäquivalenter Lasten

Für den Vergleich der Gelenkbelastungen über einen breiten Bereich vieler Betriebspunkte hinweg wurden die folgenden Auswertungen erneut an Beschleunigungen aus Drehzahl-Rampenversuchen durchgeführt, exemplarisch gezeigt in Abbildung 79.

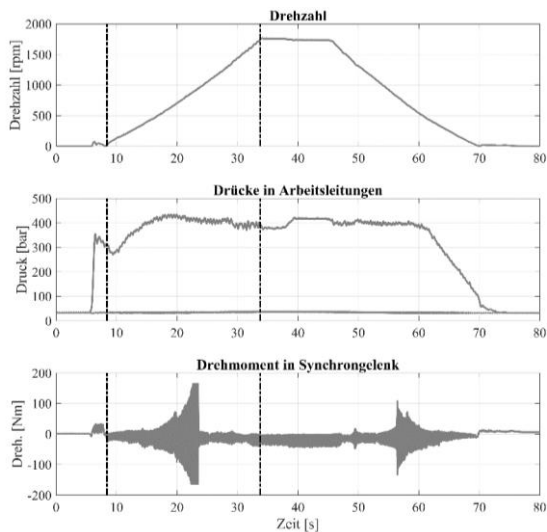


Abbildung 79: Rampenversuch bei 400 bar, 48° Schwenkwinkel, Variante TRI

Der für die Auswertungen verwendete Bereich wurde in Abbildung 79 in allen drei Darstellungen mittels der eingezeichneten strichpunktierten Linien markiert. Der Übersicht halber wurden die Vergleiche auf die Messungen bei 48° Schwenkwinkel beschränkt, da in diesen Betriebspunkten die höchsten Betriebslasten gemessen wurden. Wie bereits im Abschnitt zu den Triebwerksvarianten erläutert, konnte die Betriebslastmessung der Variante KGL-sphärisch bei 400 bar aufgrund des nach der 300 bar Messung bereits beschädigten Synchrongelenks nicht mehr durchgeführt werden und fehlt entsprechend in der Übersicht der Konstantlastverläufe, welche in Abbildung 80 gezeigt sind.

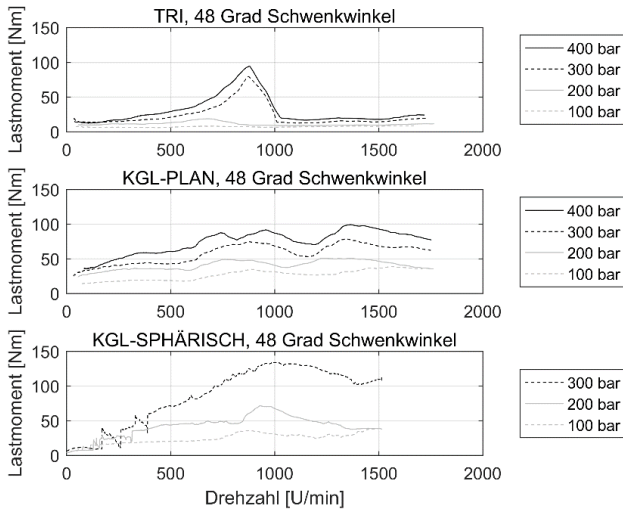


Abbildung 80: Vergleich der schädigungsäquivalenten Lastmomente

Quantitativ fällt im Vergleich der Lastverläufe in Abbildung 80 auf, dass Bereiche mit deutlich erhöhten Lasten bei Variante TRI nur lokal in einem kleinen Drehzahlbereich beobachtet werden, während dies bei den Varianten mit KGL in weiten Bereichen zu sehen ist. So werden bei 400 bar Hochdruck Lasten oberhalb von bspw. 50 Nm, bei der Variante TRI nur zwischen ~700 U/min und ~950 U/min beobachtet, während dieses Lastniveau bei den anderen Varianten ab ~250 U/min überschritten wird und im gesamten darüber liegenden Drehzahlbereich gehalten wird. Die ermittelten Konstantmomentverläufe von Variante KGL-sphärisch liegen zudem noch einmal höher als die Lasten von Variante KGL-plan, was auf einen Einfluss der Querkraftbelastung auf die Lastmomente schließen lässt.

Neben quantitativen Unterschieden in den Gelenkbelastungen fallen im Lastvergleich auch qualitative Unterschiede auf:

- Wie bereits in der Betrachtung der Betriebslasten von Variante TRI diskutiert, ist auch im Verlauf des schädigungsäquivalenten Konstantmoments ein nahezu klassischer Resonanzverlauf zu erkennen, welcher in gleicher Klarheit bei den anderen Varianten nicht zu beobachten ist.
- Gegenüber der klaren Resonanzstelle der Variante TRI sind bei Variante KGL-plan an mehreren Betriebspunkten (bei ~ 700 , ~ 950 und ~ 1350 U/min) resonanzartige Lastüberhöhungen zu erkennen. Zusätzlich ist der Verlauf im Vergleich zum Lastverlauf von Variante TRI überlagert durch einen gleichmäßigen Anstieg des schädigungsäquivalenten Konstantmoments mit der Drehzahl.
- Bei Variante KGL-sphärisch kommt es nach den Sprüngen zu Beginn des Konstantmomentverlaufs, welche auf die eingangs erwähnten Fehler in der Prüfstandsregelung bei Drehzahlen < 500 U/min zurückzuführen sind, zu einem fast gleichmäßigen Ansteigen der Betriebsbelastung bei 400 bar. Resonanzartige Lastüberhöhungen sind nur bei geringeren Drücken zu beobachten. Über sehr weite Bereiche werden im Vergleich zu den anderen Varianten sehr hohe Gelenkmomente beobachtet.

Bezogen auf einen Vergleich der Triebwerksvarianten erscheint die Variante TRI hier als vorteilhaft, weil die, zwar hohen, Resonanzlasten nur in sehr spezifischen Betriebsbereichen erreicht werden können. Die Kugelgleichlaufgelenke der anderen Varianten werden über sehr viel größere Betriebsbereiche hoch belastet.

6.3 Signalanalyse der Betriebslasten

Aufgrund der Diskrepanz der stark schwingend gemessenen Betriebslasten von den gleichmäßig erwarteten Lastverläufen erscheint das Auftreten maschinendynamischer (Schwingungs-)Vorgänge im Gesamtsystem und/oder Motor plausibel. Um diesen Zusammenhang näher zu beleuchten, werden im Folgenden die Messdaten der Belastungsmessung mit einigen Methoden der Signalanalyse näher untersucht. Dazu wurden u.a. die nachfolgenden Darstellungen der Gelenklasten in Form von Wasserfalldiagrammen berechnet, welche entstehen, indem der Verlauf der interessierenden Größe (hier: das Gelenkmoment) abschnittsweise einer Fourier-Zerlegung unterworfen wird und das Ergebnis über einer zweiten Größe (hier: Drehzahl) aufgetragen wird. Details zum Vorgehen können beispielsweise in [AUG ET AL.] nachgelesen werden. Die Festlegung der auch als Fenster bezeichneten Abschnitte erfolgt dabei über Segmentierung anhand der zweiten Größe oder

beispielsweise festen Zeitintervallen. In Abbildung 81 wurde hierzu die Drehzahl verwendet, was bei der Untersuchung von Beschleunigungsvorgängen üblich ist und die Ergebnisse unabhängig von zeitlichen Verlauf der Messung macht.

Die errechneten Frequenzanteile des Gelenkmoments wurden dabei entlang der y-Achse über dem jeweiligen Drehzahlwert auf der x-Achse aufgetragen, wodurch eine Karte entsteht, anhand welcher die Frequenzzusammensetzung des Gelenkmoments über der Drehzahl zu sehen ist.

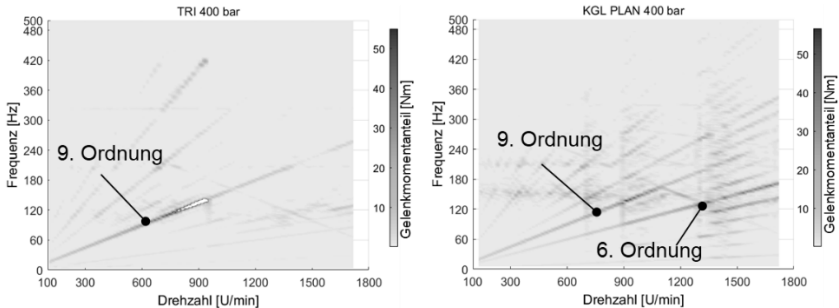


Abbildung 81: Wasserfalldiagramme der Gelenklasten bei 48° Schwenkwinkel und 400 bar von Variante TRI und Variante KGL-plan

Gezeigt sind in Abbildung 81 Wasserfalldiagramme zur Gelenkbelastung in den Hochläufen bei 48° Schwenkwinkel und 400 bar Druckunterschied der Triebwerke KGL-plan und TRI. Deutlich ist bei beiden Motoren eine Anregung in der 9. Ordnung zu erkennen, welche aus der Drehmomentpulsation des Motors aufgrund der diskreten Kolbenzahl (9 Kolben) resultiert. Zusätzlich ist beim Kugelgleichlaufgelenk eine deutliche Anregung in der 6. Ordnung zu erkennen. Dies deckt sich mit dem Ergebnis der Gelenkanalyse zum KGL (Abschnitt 5.2), bei welchen ein Gleichlauffehler mit 6. Ordnung zur Drehbewegung errechnet wurde. Im Fall des Motors mit Kugelgleichlaufgelenk ist der Übertragungsfehler des Gelenks so groß, dass das Gelenk als Anregungsquelle für maßgebliche Lastschwingungen wirkt. Durch diese zusätzliche Anregung kommt es zu den deutlich größeren Betriebsbereichen mit hoher Belastung verglichen mit dem schmalen Spitzenlastbereich von Variante TRI (vgl. Abbildung 80). Der sehr viel geringere Gleichlauffehler des Doppeltripodegelenks führt nach dieser Analyse zu keiner nennenswerten Anregung.

Im Vergleich der Wasserfalldiagramme der beiden Triebwerke mit Kugelgleichlaufgelenk (Abbildung 82) wird ein deutlicher Unterschied sichtbar: Offensichtlich bedingt die Beaufschlagung des KGLs mit Querkraften eine solche Steigerung des Gleichlauffehlers im Gelenk, dass die Anregung in der 9. Ordnung

durch die Kolben, bei entsprechend den Maximalwerten angepasster Farbskalierung, gegenüber der Anregung durch das Gelenk kaum noch zu erkennen ist.

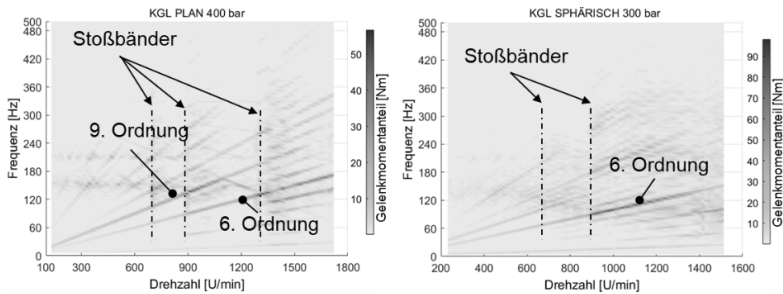


Abbildung 82: Wasserfalldiagramme der Gelenklasten bei 48° Schwenkwinkel von Variante KGL-sphärisch bei 300 bar und Variante KGL-plan bei 400 bar.

Zusätzlich zur Zuordnung von Anregungsquellen und resultierenden Betriebslasten lassen sich weitere Informationen aus den Wasserfalldiagrammen gewinnen. So sind vornehmlich bei den Triebwerken mit KGL Bereiche mit senkrechten „Bändern“ zu erkennen. Diese auch Stoßbänder genannten Phänomene entstehen häufig (daher der Name), wenn es zu „harten Stoßvorgängen“ in Maschinen kommt. Am Beispiel des Triebwerks KGL-plan und der Messung bei 48° Schwenkwinkel sowie 300 bar wird deren Ursache in Abbildung 83 deutlich:

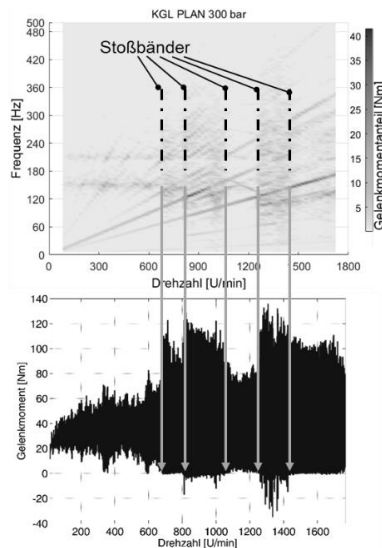


Abbildung 83: Stoßbändern und Vorzeichenwechsel im Gelenkmoment bei KGL_plan

Die Bereiche der Stoßbänder in den Wasserfalldiagrammen decken sich mit den Bereichen der Gelenkmomentmessung, in welchen die Gelenkbeanspruchung mit einem Vorzeichenwechsel schwingt. Der Zylinder läuft in diesen Bereichen also soweit vor bzw. nach, dass er über das Gelenkspiel hinaus anschlägt. Die Stöße beim Anschlagen des Zylinders an den beiden Anlageseiten im Gelenk erzeugen dabei Anregungen, welche gleichmäßig über ein breites Frequenzspektrum den Antriebsstrang anregen und so in der Darstellung des Wasserfalldiagramm zu senkrechten hellen Bändern führen. Durch diese Vorgänge kommt es bereits außerhalb der klassischen Resonanzpunkte, welche durch eine Übereinstimmung einer Anregungsfrequenz mit einer Systemeigenfrequenz definiert sind, zu deutlichen Lastüberhöhungen.

6.4 Vorauswahl der Triebwerksvariante für weitere Untersuchungen

Bevor in den weiteren Untersuchungen der Einfluss des Gesamtsystems auf die Lastentstehung im Gelenk näher betrachtet werden wird, wird im Rahmen dieses Zwischenfazits eine Triebwerksvariante für die weiteren Untersuchungen ausgewählt. Maßgeblich für die Auswahl ist hierbei der Vergleich der Betriebslasten mit der Gelenkbelastbarkeit aus den Gelenk-Dauerversuchen. Da die Belastbarkeit des Kugelgleichlaufgelenks deutlich stärker vom Schwenkwinkel beeinflusst wird als die Belastbarkeit des Tripodegelenks, ergibt sich zunächst ein stark schwenkwinkeldominiertes Bild: Bei kleinen Winkeln ist das KGL deutlich leistungsfähiger als das Tripodegelenk, bei großen Winkeln ist es anders herum. Die Betrachtung der Feldbelastung zeigt ebenfalls einen deutlichen Einfluss des Schwenkwinkels: Bei großen Schwenkwinkeln wurden, gleiche Drücke vorausgesetzt, deutlich größere Gelenklasten gemessen als bei kleinen Schwenkwinkeln. Zusätzlich wurden gerade in den Bereichen mit großem Schwenkwinkel deutlich höhere Lasten an Triebwerken mit KGL erfasst als bei den gleichen Betriebspunkten am Tripodegelenk gemessen wurden. Einzige Ausnahme ist ein sehr schmaler Drehzahlbereich, in welchem das Tripodegelenk hohen Wechselbelastungen ausgesetzt ist. In der Summe überwiegt der Einfluss des Schwenkwinkels: Bei 48° Schwenkwinkel mussten die Dauerversuche am KGL bei einer Last von 90 Nm bereits nach 5 h abgebrochen werden. Gleichzeitig wurde aber gezeigt, dass die Gelenkbelastung im Motor bei hohen Drücken in weiten Bereichen oberhalb von 90 Nm liegen. Daher wurde vor dem Hintergrund von den geforderten 10.000 h Betriebsstunden Lebensdauer entschieden die KGL-Varianten nicht weiter zu verfolgen. In der Konzeptvorauswahl wurde entsprechend das Triebwerk mit doppeltem Tripodegelenk für die weiteren Untersuchungen ausgewählt.

7 Gesamtsystemeinfluss

Bereits aus den stark schwingenden Gelenklastverläufen erwächst die deutliche Vermutung, dass das Gesamtsystem, in welchem der Schrägachsenmotor eingesetzt wird, maßgeblich an der Lastentstehung beteiligt ist. So lassen sich für Resonanzeffekte maßgebliche Größen wie Systemeigenfrequenzen nur im Gesamtsystemkontext beschreiben. Da die in dieser Arbeit betrachteten Motoren aber in unterschiedlichsten Anwendungen eingesetzt werden, wird im folgenden Kapitel untersucht, inwieweit sich das Schwingungsverhalten im Gesamtsystem simulativ beschreiben lässt, da so die Möglichkeit eröffnet wird, den Motor einmalig als Simulationsmodell aufzubauen und dann in verschiedenen Systemen rechnerisch zu bewerten. Eine solche Möglichkeit erscheint insbesondere vor dem Wunsch nach Lastaussagen zu möglichst frühen Zeitpunkten in der Produktentwicklung wichtig.

Zur Bewertung wurde ein Drehschwingungsmodell des Prototypenprüfstandes aufgebaut und dieses mit einem Mehrkörpermodell des Schrägachsenmotors verbunden. Dann wurden Versuche, bei welchen das Gelenkmoment erfasst wurde, simulativ nachgerechnet und die errechneten Gelenklasten mit den gemessenen abgeglichen.

7.1 Modellierung von Motor und Gesamtsystem

Die Modellbeschreibung wurde auf den Schrägachsenmotor sowie den mechanisch verbundenen Generatorzweig beschränkt. Weiter wurde der Generatorzweig reduziert auf den Drehfreiheitsgrad und dementsprechend in Form eines Drehschwingungsmodells abgebildet. Die später gezeigte gute Übereinstimmung der Rechnungen mit den Versuchsergebnissen bestätigt die zu Beginn getroffene Wahl der Modellgrenzen. Zur Erläuterung des Modellaufbaus sei dazu noch einmal die bereits in Kapitel 4.5 vorgestellte Skizze des Motor-Generator-Prüfstands gezeigt:

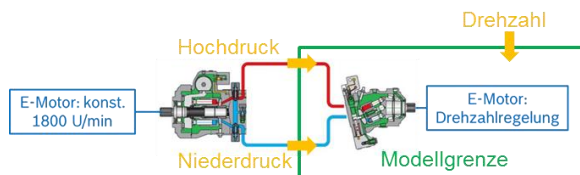


Abbildung 84: Schematisches Gesamtsystem „Motor-Generatorprüfstand“

Als Modellgrenze, gekennzeichnet durch den grünen Kasten in Abbildung 84, wird der Fokus auf das mechanische System von Hydromotor und den damit verbundenen Generatorzweig gelegt. Eingangsgrößen für die Simulation sind danach die hydraulischen Größen in den Arbeitsleitungen zwischen Schrägachsenmotor und Pumpe sowie die am elektrischen Generator aufgeprägten Größen Drehmoment und Drehzahl. Um einer mathematischen Überbestimmung des Systems zu entgegnen, werden von diesen Eingangsgrößen zur Modellregelung die beiden Leitungsdrücke sowie die Drehzahl am Generator ausgewählt, da der Volumenstrom in den Leitungen über das Schluckvolumen des Motors von der Drehzahl abhängig ist und umgekehrt das mechanische Abtriebsmoment an der Triebwelle über das Schluckvolumen und die anliegenden Drücke bestimmt ist.

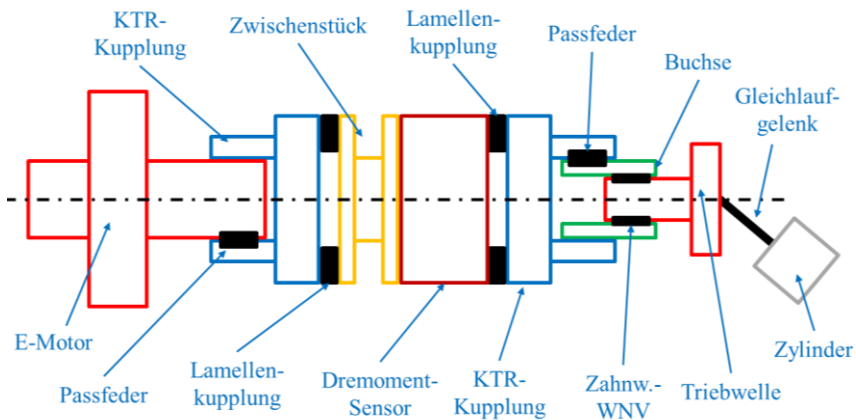


Abbildung 85: Schematisch, Mechanischer Generatorzweig des Motor-Generator-Prüfstandes

Der mechanische Zweig der Generatorseite des Prüfstandes ist schematisch in Abbildung 85 aufgeschlüsselt. Verbunden über die Vielzahnverbindung der Triebwelle nach DIN 5480 ist mit dem Schrägachsenmotor zunächst eine Buchse, welche die Triebwelle auf die Nabe mit Passfederverbindung des Prüfstandes adaptiert. Der Generatorzweig des Prüfstands besteht dann weiter aus einer Messnabe, welche Drehmoment und Drehzahl erfasst, der E-Maschine sowie zwischen-geschalteten Verbindungselementen. Ausgeführt als Scheibenfederkupplungen werden über die Verbindungselemente sowohl die Drehbewegungen von E-Maschine/Messnabe und Triebwelle synchronisiert wie auch mögliche Ausrichtungsfehler ausgeglichen.

Soweit Geometriedaten verfügbar waren, wurden alle Bauteile mit einfacher Geometrie über einfache Modellbildungen zu Parametern eines Drehschwingungsmodells diskretisiert. Für die eingesetzten Kupplungen wurden Katalogwerte für Drehsteifigkeit und –trägheit verwendet und die Parameterwerte für den Rotor der E-Maschine wurden entsprechend den vom Rotor bekannten Abmaßen aus Annahmen berechnet und nach einer ersten Validierung mit Messdaten optimiert. Das gewählte Vorgehen entspricht dabei dem für Drehschwingungsberechnungen empfohlenen Weg bspw. nach [LAS88]. Weiter wurde die Nachgiebigkeit der Passfeder- und Zahnwellenverbindungen ebenfalls nach den in der Literatur vorgeschlagenen Ansätzen bspw. in [R&K63] berechnet und verwendet. Im Anschluss an diese grundlegende Modellerstellung wurde das ermittelte Drehschwingungsmodell entsprechend dem Vorgehen nach Di [DI73] reduziert, um die Anzahl der Systemfreiheitsgrade und damit gleichbedeutend den Rechenaufwand zu vermindern, sowie die Deutbarkeit der Rechenergebnisse zu verbessern. Aufgrund der wesentlich im Frequenzbereich < 500 Hz markanten Messwerte aus den Gelenklastversuchen wurden das Drehschwingungssystem zunächst mit dem Ziel reduziert, Eigenfrequenzen > 500 Hz um nicht mehr als 1% zu verändern. Tatsächlich musste die Reduktion final deutlich früher abgebrochen werden, was in Kapitel 7.3 näher erläutert wird.

Die einfach drehenden Bauteile des Schrägachsenmotors, also Triebwelle, Zylinder und Gleichlaufgelenk, wurden ebenfalls in ihren drehschwingungsrelevanten Parametern für einleitende Drehschwingungsrechnungen diskretisiert sowie ihre Drehfedersteifigkeiten später im Mehrkörpermodell nachgebildet.

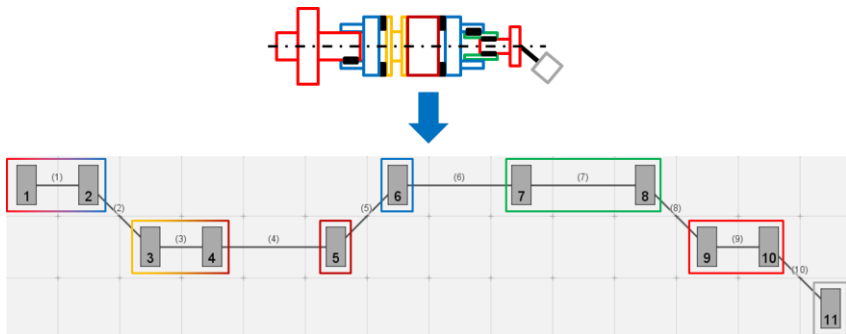


Abbildung 86: Übergang zum diskreten Drehschwingungsmodell

Die Diskretisierung der verschiedenen Bauteile zu Trägheiten/Kopplungen im Drehschwingungsmodell und die logische Struktur des Modells sind in Abbildung 86 farblich angedeutet. Die grau hinterlegte Darstellung im unteren Teil der Abbildung

ist dabei ein Bildschirmausschnitt der verwendeten Software DRESP (Version 13.0.0), mit welcher die Rechnungen rein im Drehfreiheitsgrad durchgeführt wurden.

Die Wahl bzw. Bestimmung der korrekten Dämpfungsparameter von Schwingungsmodellen ist sowohl problematisch wie auch entscheidend für die Rechenergebnisse. Während durch das insgesamt niedrige Niveau realistischer Materialdämpfungswerte bei metallischen Bauteilen die Systemeigenfrequenzen nur moderat durch die Dämpfung beeinflusst werden, ist die Höhe der Dämpfung maßgeblich für die sich einstellenden Schwingungsamplituden gerade im Bereich von Resonanzschwingungen. Weil sich Dämpfungswerte im Gegensatz zu Federsteifigkeiten ungleich komplizierter messen lassen, wurde im vorgestellten Modell nach Gesprächen mit mehreren Erfahrungsträgern mit dem üblicherweise verwendeten Wert von 2 % Lehr'scher Dämpfung gerechnet.

Im nächsten Detaillierungsschritt wurde das Modell des Schrägachsenmotors zu einem Mehrkörpermodell erweitert, um die kinematische Wandlung der Kolbenkräfte in das Abtriebsmoment der Triebwelle darstellen zu können. Die durch die räumliche Anordnung der Bauteile zueinander entstehende Wandlung der hydrostatischen Kräfte zwischen Kolben und Zylindertrommel in ein mechanisches Abtriebsmoment, sowie die Kinematik des Gleichlaufgelenks bedarf dann keiner in Formeln gefassten Beschreibung, sondern entsteht, analog der Realität, durch das Zusammenspiel von geometrischen Abmessungen der Körper sowie den an ihren Kontakten übertragenen Kräften. Aufgrund der zwangsläufigen Rechnung im Zeitbereich, welche der Übergang zum Ansatz der Mehrkörpersimulation erzwingt (DRESP kann u.a. zur Berechnung des Eigenschwingungsverhaltens im Frequenzbereich rechnen) wurden entsprechend der Ergebnisse der DRESP-Rechnungen den verschiedenen Eigenfrequenzen die jeweils relevanteste Kopplung zugeordnet und das Lehr'sche Dämpfungsmaß dann für diese Frequenz in einen Dämpfungswert umgerechnet.

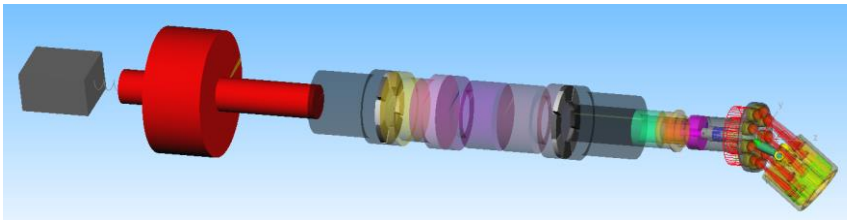


Abbildung 87: Mehrkörpermodell des Motors mit angeschlossenen Prüfstandsmodell

In Abbildung 87 ist das aufgebaute Simulationsmodell gezeigt. Die Abbildung des Prüfstands ist in der Darstellung ebenfalls in Form von 3-dimensionalen Körpern

repräsentiert, welche allerdings aufgrund der definierten Kopplungen im Modell nur zu Drehbewegungen berechtigt sind.

Zusätzlich ist in Form eines grauen Quaders mit Federverbindung zum rot dargestellten Rotor der E-Maschine die „Regelung“ der Drehbewegungsvorgabe zu sehen. Drehzahl/-winkel der Generatormessungen aus Messdaten werden dem Quader vorgegeben und so in die Modellrechnung eingebracht. Dieser Zusatzkörper ist über eine steife und gedämpfte Feder mit der Rotorträgheit der E-Maschine im MKS-Model verbunden, sodass eine einfache PD-Regelung entsteht. Die Kopplungsfeder wurde dabei so parametrisiert, dass ihr Verhalten dem eines Tiefpasses entspricht, sodass die zeitlich relativ langsam veränderliche Drehzahlvorgabe auf den Rotor übertragen wird, hochfrequente Drehbewegungsanteile aber nicht beeinflusst werden. Entsprechend kann der mechanische Zweig von Rotor bis zum Hydromotor in höheren Frequenzbereichen nahezu unbeeinflusst von der Drehzahlvorgabe schwingen und etwaige Querverbeeinflussungen zwischen Rechnung und Messung werden vermieden.

Trägheiten und Wellensteifigkeiten sowie Wellendämpfungen des rotatorischen Modellanteils sind in den folgenden Tabellen aufgelistet. Die Bewegungsvorgabe ist in der Liste der Massen enthalten, da ihre Bewegung aber holonom vorgegeben wurde, spielt der Wert der Trägheit für das Rechenmodell keine Rolle.

Name	Trägheit [kg m ²]
J_Bewegungsvorgabe	---
J_E_Mot_Rotor	9,99E+00
J_E-Motor-Welle_bis_Lamelle	1,82E-01
J_Lamelle_bis_Zwischenstück	8,45E-02
J_Zwischenstück_bis_DrehMoSens	6,26E-02
J_DrehMoSens_bis_Lamelle	6,47E-02
J_Lamelle_bis_Kraftangriff_Passfeder	6,00E-02
J_Passfeder_bis_Buchse_LinkeSeite	7,54E-04
J_Buchse_RechteSeite_bis_Verzahnung	6,36E-04
J_Triebwelle_linkeSeite	2,89E-04
J_Triebwelle_rechteSeite	9,72E-03
J_Tripodewelle_linkeSeite	1,34E-05
J_Tripodewelle_rechteSeite	1,34E-05
J_Zylinder	8,71E-03

Tabelle 4: Parameter der rotierenden Massen

Name	Steifigkeit [Nm/rad]	Dämpfungsbeiwert [Nm rad/s]
c_Bewegungsvorgabe	5,00E+04	1,00E+03
c_e-Motorwelle	1,25E+06	1,92E+01
c_Stahllamelle_links	1,60E+06	6,42E+00
c_Bauteil_Zwischenstück	1,06E+07	1,21E+01
c_DrehMoSens	5,00E+05	4,06E+00
c_Stahllamelle_rechts	1,60E+06	4,26E+00
c_Passfeder_Buchse	7,57E+04	5,10E-01
c_Buchse_Bauteil	2,18E+06	5,70E-01
c_Wellenverzahnung	1,08E+06	7,10E-01
c_Triebwelle_Bauteil	1,22E+06	1,12E+00
c_Laufbahn/POdekontakt_TW	2,82E+08	4,61E+01
c_Tripodewelle	1,10E+04	2,00E-01
c_Laufbahn/POdekontakt_Zyl	2,99E+08	4,61E+01

Tabelle 5: Parameter der Drehfedern

Zusätzlich wurden im Modell die Trägheiten der Kolben eingebaut, welche sich aufgrund der räumlichen Bewegung aber nicht vergleichbar zu den rein rotatorischen bewegten Anteilen darstellen lassen.

In der Darstellung nicht zu erkennen ist die Vorgabe der Betriebsdrücke, welche ebenfalls über die Vorgabe der Verläufe aus Messungen an das Simulationsprogramm übertragen wurden und programmintern in Kräfte zwischen den neun einzelnen Kolben und den zugehörigen Zylinderbohrungen umgerechnet werden.

7.2 Validierung des Simulationsmodells

Bevor auf die Diskussion der maßgeblichen Einflussgrößen im Modell eingegangen wird, soll zunächst die Modellvalidierung vorgestellt werden, welche zeigt, inwieweit das Simulationsmodell die Realität nachzubilden vermag. Dies wird anhand eines Vergleichs der Betriebswerte und Gelenklasten aus Messung und Simulation gezeigt. In Abbildung 88 sind jeweils Verläufe aus Simulation und Rechnung zusammen eingezeichnet.

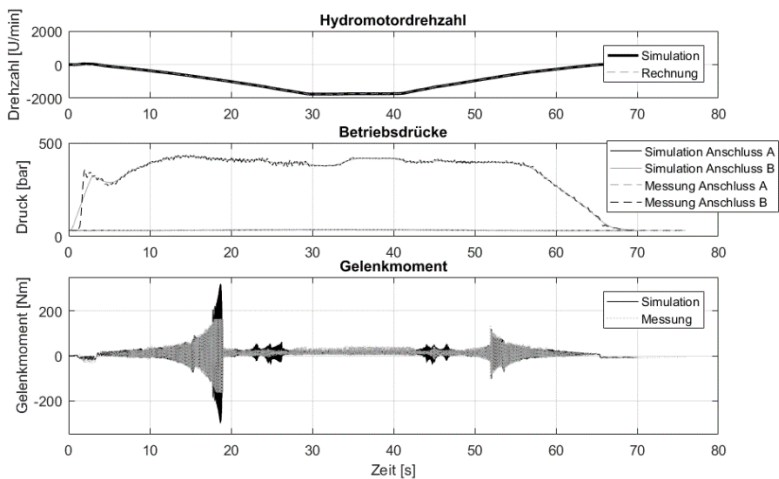


Abbildung 88: Vergleich von Rechenmodell und Messung

In den oberen beiden Graphen sind die Verläufe der Vorgabegrößen gezeigt, welche im Rechenmodell als Vorgabe verwendet werden. Während die Drehzahlen fast vollständig übereinstimmen, weisen die Verläufe der Betriebsdrücke leichte Unterschiede auf. Aufgrund der erfassten Systemschwingungen in den Messungen, welche sich unter anderem in Form von Druckschwingungen deutlich machen, wurden die Druckvorgaben für das Simulationsmodell vor der Verwendung deutlich geglättet, da die Vorgabe lediglich die „Leistungskennwerte“ für das Simulationsmodell festlegen soll, nicht aber die erfassten Systemschwingungen der Messung. Eine Detailaufnahme ist in Abbildung 89 gegeben. Zu sehen ist deutlich der glattere Verlauf der Druckvorgabe für die Simulation. Der bei schnellen Druckänderungen leicht gedämpfte Druckverlauf, wie in der Grafik zum Zeitpunkt $t=2s$ gezeigt, wurde dabei in Kauf genommen. Eine deutliche Abweichung in den Verläufen wurde lediglich beim gezeigten schnellen Druckaufbau durch den

Ausschwenkvorgang der Pumpe beobachtet, welcher aufgrund des noch stehenden Schrägachsenmotors aber keinen Einfluss auf die gewünschten Aussagen hat.

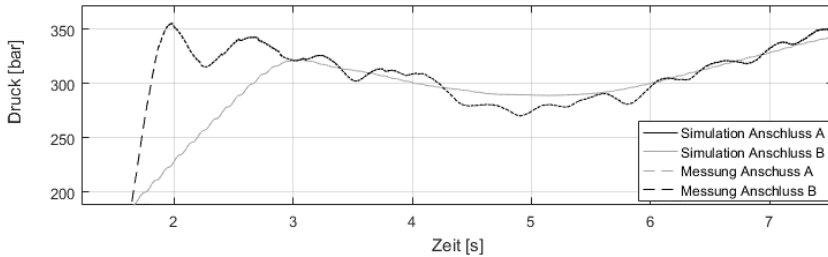


Abbildung 89: Detailbetrachtung der Druckverläufe

Die für den Abgleich bedeutsamen Vergleiche der Gelenklasten werden getrennt und vergrößert auf die Ausschnitte der Beschleunigung sowie des Abbremsvorgangs in den nächsten Abbildungen gezeigt.

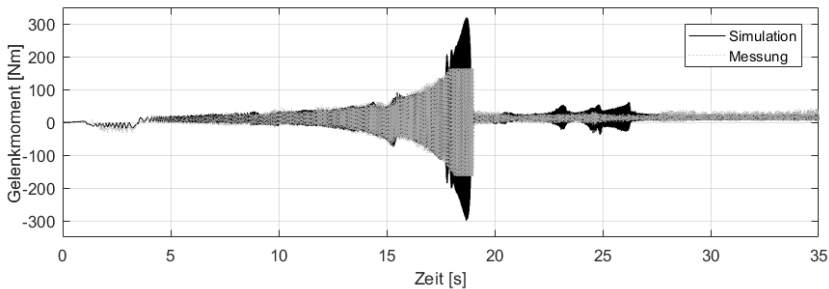


Abbildung 90: Detailvergleich der Gelenklasten während der Beschleunigung

Die Detaildarstellung der Beschleunigungsphase zeigt die über große Bereiche sehr gute Übereinstimmung der Lastverläufe. Gerade die Abbildung der sehr großen Resonanzlasten im Zeitbereich zwischen $t=10$ s und $t=20$ s stimmt sehr gut überein, lediglich die Spitzenlasten können an dieser Stelle nicht verglichen werden. Aufgrund der verwendeten Messtechnik konnten nur Momente bis ~ 180 Nm erfasst werden. Lediglich bei höheren Drehzahlen sind noch drei Bereiche mit leicht überhöhten Lasten in der Rechnung zu beobachten, welche in der Messung nicht zu erkennen sind. In Abbildung 91 sind die Wasserfalldiagramme zu den Momentenverläufen aus Abbildung 90 gezeigt.

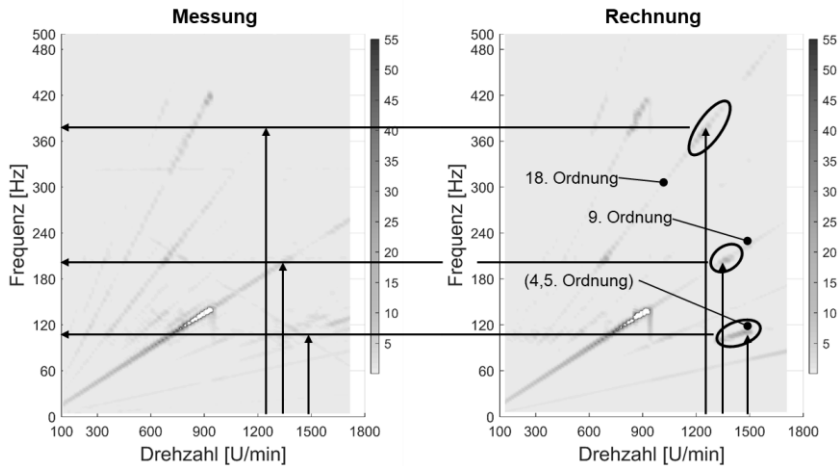


Abbildung 91: Vergleich der Wasserfalldiagramme, Beschleunigungsrampe TRI, 400 bar

Die Bereiche, in welchen die Rechnung höhere Lasten gegenüber der Messung ergibt, entstehen bei verschiedenen Systemeigenfrequenzen. Zunächst wird eine Frequenz bei ~ 380 Hz durch die 18. Ordnung angeregt, was der Frequenz der Umsteuervorgänge zwischen den Druckseiten entspricht. Dann regt die Kolbenfrequenz (9. Ordnung) eine Schwingung bei ~ 200 Hz an und schlussendlich wird eine Eigenfrequenz bei ~ 105 Hz durch die 4,5. Ordnung angeregt. Auf eine weitere Modelloptimierung wurde verzichtet. Vor dem Ziel der Bewertung des Gesamtsystemeinflusses erscheint die erreichte Übereinstimmung von Modell und Versuch als ausreichend.

Die Detailbetrachtung des Abbremsvorgangs zeigte eine ähnlich gute Übereinstimmung. Wieder sind die drei leichten Lastüberhöhungen bei hohen Drehzahlen ($t=44$ s bis $t=47$ s) zu beobachten, welche auch beim Abbremsen in der Simulation nicht ganz korrekt wiedergegeben werden. Der sprunghafte Resonanzbeginn bei $t=52$ s stimmt wiederum sehr gut zwischen beiden Verläufen überein. Bedingt durch die geringen Lasten während des Abbremsvorgangs können in diesem Fall auch die erreichten Maximalwerte verglichen werden. Es ergeben sich bis zu 132 Nm im Rechenmodell gegenüber den maximal erfassten 118 Nm aus der Messung, was für die Abbildung von stark dämpfungsgeprägten Vorgängen als sehr gute Übereinstimmung zu werten ist.

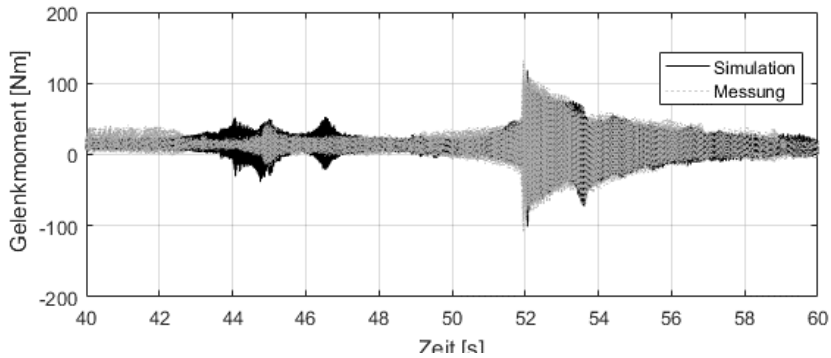


Abbildung 92: Detailvergleich der Gelenklast während des Abbremsens

Aufgrund der guten Übereinstimmungen wurde das Simulationsmodell im vorgestellten Zustand eingefroren und es wurde unverändert für die folgenden Auswertungen verwendet.

7.3 Einflussgrößen und Systemverhalten

Die Verläufe sowohl des gemessenen als auch des berechneten Gelenkmoments in Abbildung 90 und Abbildung 92 unterscheiden sich von häufig glockenförmig dargestellten Resonanzkurven durch einen stark nicht-symmetrischen Verlauf. Im Umfeld der durchfahrenen Eigenfrequenz ähnelt der Verlauf der Gelenklast einem „Trompetentrichter“: Unterhalb der Resonanzfrequenz erhöht sich über einen breiten Bereich die Gelenklast mit der Annäherung an die Resonanzstelle. Übersteigt die Anregungsfrequenz die Resonanzfrequenz, so klingt die Gelenklast nicht langsam mit zunehmender Distanz wieder ab, wie es klassisch zu erwarten wäre, sondern es kommt unmittelbar nach Überschreiten der Resonanzfrequenz zu einem fast vollständigen Zusammenbrechen der Schwingungsamplitude. Die Gelenklast fällt bis auf das Niveau der Grundlast ab.

Ein solches sprunghaftes Verhalten schwingender Systeme ist in der Literatur bekannt und wurde bereits in den Anfängen der numerischen Berechnung von Schwingungssystemen seit den späten 1970er Jahren untersucht. Eine gute Übersicht zum Thema bietet [LAS88] und er erklärt den Zusammenhang des sprunghaftigen Verhaltens mit Abbildung 93 sowie der folgenden Erläuterung:

„Bei spielbehafteten Getrieben mit zeitabhängiger Zahnsteifigkeitsfunktion (...) wird zum Beispiel aufgrund des Abhebens der Zahnflanken eine unterlineare Kennlinie abgefahren; die Resonanzkurve verschiebt sich nach links. Wenn die Zähne mit ihren Rückflanken wieder zum Eingriff gelangen, verläuft die Resonanzkurve nach rechts. Je nach Größe der Zahndämpfung und des Zahnflankenspiels kann die Resonanzkurve mehrfach abknicken. Beim Durchfahren der Resonanz von kleineren zu größeren Frequenzen oder umgekehrt werden die instabilen Äste der Resonanzkurve nicht durchlaufen, so dass man dann das bekannte Sprungphänomen beobachten kann.“

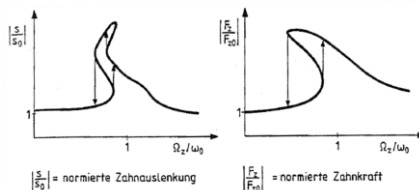


Abbildung 93: Qualitative Darstellung von Resonanzkurven bei spielbehafteten Getrieben mit Kennzeichnung der Sprungstellen [LAS88]

Obwohl bekannt, ist das beschriebene Phänomen für die übliche Berechnung von Antriebssträngen nur von geringer Bedeutung, da Kopplungsspiele erst dann an Bedeutung gewinnen, wenn es zu Vorzeichenwechseln im übertragenen Moment der

Kopplung kommt. Dies passiert aber bei Getrieben zur Übertragung von Antriebsleistungen in der Regel nicht. Technisch von Bedeutung ist die Beschreibung des Kopplungsspiels beispielsweise bei der Modellierung von räumlichen Getrieben wie Nähmaschinen und war entsprechend auch Forschungsgegenstand in verschiedensten Arbeiten (vgl. [THÜ04], [ZSC00], [SMM02]). Bei Antriebsstranggetrieben wurden Untersuchungen zum Einfluss von Verdrehspielen lediglich bei der Beschreibung sogenannter Klapper- oder Rasselgeräusche gefunden, welche bei Schaltgetrieben in den jeweils nicht belasteten Zahnradpaarungen auftreten können (bspw.: [DOĞ01], [RYB04], [STO08]).

Übertragen auf das diskutierte Gleichlaufgelenk im Motor: Obwohl die gezeigte Lastschwingung aus Abbildung 90 mit Spitzenlasten bis ca. 350 Nm sehr viel größer ist als die Belastung außerhalb der Resonanzstelle, liegt sie trotzdem deutlich unterhalb des Abtriebsmoments des Hydraulikmotors. Dieses ist in Abbildung 88 nicht gezeigt, lag aber mit leichten Schwankungen aufgrund der Druckverläufe bei ~1590 Nm. (Das Abtriebsmoment kann ohne Betrachtung der Verluste mit Formel (15) aus der gezeigten Messung abgeschätzt werden, das Schluckvolumen lag in der Messung bei dem Maximalwert des Triebwerks, 250 ccm)

$$T_{\text{Abtrieb}} = \frac{Vg \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (15)$$

Bei Kopplungen im Pfad der Antriebsleistung käme es also nicht zu Vorzeichenwechseln und Kopplungsspiele hätten hier keinen Einfluss. Da die Lastschwingung am Gelenk im Mittelwert fast um 0 Nm herum schwingt, wird auch die abgegebene Leistung des Motors kaum beeinflusst. Da der Zylinder aber nicht im Pfad der Antriebsleistung liegt, sondern nur in seiner Bewegung an den Strang gekoppelt ist, kommt es zum beschriebenen Phänomen. Für die Modellierung des hier diskutierten Gesamtsystems ergeben sich aus diesem Sachverhalt heraus insbesondere bei der Abbildung des Gelenksverhaltens mehrere Schwerpunkte, welche mit einem „üblichen“ Vorgehen im Aufbau des Mehrkörpermodells bspw. nach [J&S13] nicht ausreichend abgedeckt sind:

- Systemreduktion

Das übliche Vorgehen bei der Systemreduktion ist ein iterativer Prozess, in welchem die relevanten Modellparameter für die höchste vorliegende Systemeigenfrequenz identifiziert und aus dem System entfernt werden. Solange die interessierenden Systemeigenfrequenzen sich nicht ändern, wird der Prozess fortgeführt und ermöglicht in der Folge geringere Rechenzeiten sowie besser interpretierbare, weil einfachere Modelle. Im vorgestellten Modell musste die Reduktion aber bereits deutlich früher (höchste Systemeigenfrequenz

des reduzierten Systems liegt bei 15000 Hz, relevante Systemfrequenzen liegen im Bereich <500 Hz) abgebrochen werden. Mit weiter reduzierten Systemen konnte insbesondere das abrupte Abbrechen im Resonanzverhalten nicht reproduziert werden.

- Spielsteifigkeit und Spieldämpfung

Als maßgebliche Einflussgröße zur realitätsnahen Nachbildung des Schwingungsverhaltens haben sich die Abbildung des Gelenkspiels/ der Kontaktdämpfung herauskristallisiert. Es setzt sich zusammen aus den Spielen der Rollen in den Laufbahnen, sowie der Poden in den Laufrollen. Während die Spiele der einzelnen Kontakte einfach zu erfassen sind, ist die Ermittlung der wirkenden Kontaktdämpfungen messtechnisch nur schwierig möglich.

Zunächst wurde mit einem „typischen“ Kontaktmodell angesetzt, welches von einem dämpfungsfreien Spiel ausgeht und dann übergeht in einen Kontakt mit einem Lehr'schen Dämpfungsmaß von 0,02. Die Kontaktsteifigkeiten wurden hierzu über die Annahme Hertz'scher Kontakte bestimmt. Das grundsätzliche Schwingungsverhalten der abrupt abbrechenden Gelenkschwingung nach Überschreitung der Resonanzstelle im Drehzahlhochlauf konnte so bereits nachgebildet werden, die tatsächlichen Lastamplituden konnten hingegen nicht erreicht werden. Durch Parametervariation konnte der maßgebliche Einfluss der Kontaktmodellierung auf die erreichten Resonanzamplituden gezeigt werden. Plausibel erscheint hierbei die Erklärung, dass kurz vor dem mechanischen Kontaktieren von Pode und Rolle Öl aus dem Kontakt verdrängt werden muss. So entsteht bereits vor dem mechanischen Kontakt eine Kraft zwischen den Bauteilen, welche nicht durch die Kontaktmechanik zu beschreiben ist. Bekannt und analytisch beschrieben ist ein ähnlicher (Quetsch-)Effekt u.a. im Bereich der Simulation von Verbrennungsmotoren. Hier wird das Verhalten der hydrodynamischen Kurbelwellenlagerung oft sowohl mit einem Druckaufbau durch Drehbewegung und Keilspalt sowie einem Druckaufbau durch radiale Annäherung und Ölverdrängung berechnet (vgl. [A&G96]). Der dämpfende Effekt des Öl bei Rasselschwingungen an Kontakten der unbelasteten Zahnräder im KFZ-Getriebe wurde durch [BAU13] untersucht. Ein auf der tatsächlichen Lösung der Reynoldsgleichung basierendes Kontaktmodell (zur Verfügung gestellt von Bosch Diesel Systems) für Radial-Gleitlager wurde versuchsshalber in der Simulation getestet. Es konnten aber keine Ergebnisse berechnet werden, da die numerischen Lösungsansätze im Bereich extrem geringer Ölfilmdicken, welche im Gelenk aufgrund der geringen Rotationsgeschwindigkeiten auftreten, nicht mehr stabil gelöst werden konnten und zu einem Rechenaufwand von mehreren Wochen für wenige Triebwerksumdrehungen führten.

Schlussendlich wurde mit einem generischen Kontaktmodell gearbeitet,

welches durch eine Parameteroptimierung an die vorliegenden Versuchsergebnisse angepasst wurde. Die Grundidee dazu ist in Abbildung 94 gezeigt.

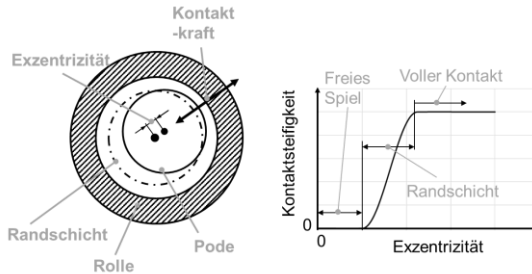


Abbildung 94: Kontaktmodell mit Randschicht

Der Beobachtung des Einflusses eines Quetscheffektes wurde dabei insofern Achtung geschenkt, dass innerhalb einer, „Randschicht“ genannten, Zone die Feder- und Dämpfungskräfte des Kontaktes bis zu den ermittelten Kontaktparametern ansteigen. Probehalter wurden unterschiedliche Randschichtbreiten für Dämpfungs- und Federkraftbeginn untersucht, was einer generischen Nachbildung des Quetscheffektes (->Dämpfung beginnt vor Einfederung) näherkäme, schlussendlich wurde die gezeigte Nachbildung des Gelenkmomentes aber mit gleichen Startwerten von Dämpfung und Kontaktsteifigkeit erreicht.

Um den Einfluss des Gelenkspiels zu erklären, hat es sich während der Simulationen als pragmatisch erwiesen, die errechneten Gelenklastverläufe mittels einer Ordnungsanalyse zu untersuchen. Als gedanklicher Ausgangspunkt einer solchen Analyse kann mit den bereits diskutierten Wasserfalldiagramm begonnen werden.

In Abbildung 95 ist das bereits bekannte Wasserfalldiagramm der Beschleunigungsrampe an Variante TRI bei 48° Schwenkwinkel und 400 bar gezeigt. Als Ordnungsschnitt bezeichnet man nun den Kurvenzug, der entsteht, wenn die Amplituden entlang einer Ordnungslinie im Wasserfalldiagramm aufgezeichnet werden. Da die Resonanz primär durch die 9. Ordnung (Kolbenfrequenz) angeregt wird, führt die Betrachtung des 9. Ordnungsschnittes zu einer fokussierteren Darstellung des Resonanzvorganges.

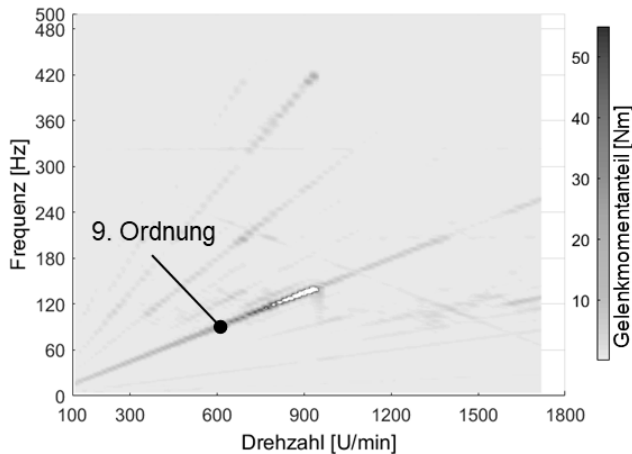


Abbildung 95: Wasserfalldiagramm der Gelenkbelastung bei Beschleunigungsrampe von TRI, 48° Schwenkwinkel und 400 bar

In Abbildung 96 sind drei Simulationsrechnungen mit verschiedenen Randschichtbreiten dem gemessenen Verlauf der Gelenkbelastung als Ordnungsschnitt gegenübergestellt. Deutlich zu erkennen ist das unterschiedliche Sprungverhalten der ansonsten identischen Simulationsmodelle. Bei 15 μm und 20 μm Randschichtdicke ergeben sich quasi identische Verläufe des Ordnungsschnittes. Die nur sehr geringfügige Veränderung im Kontaktmodell beeinflusst das Resonanzverhalten kaum.

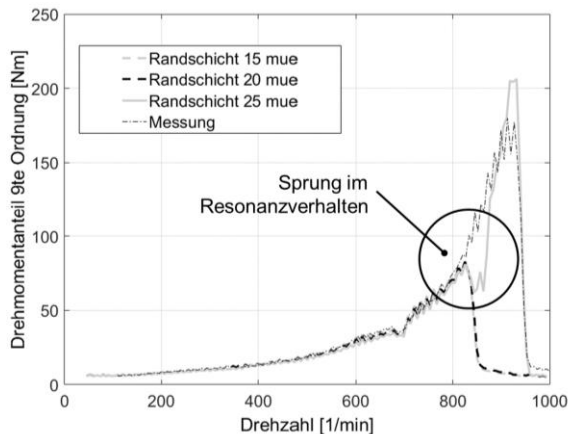


Abbildung 96: 9. Ordnungsschnitt: Einfluss der Randschicht des Tripode-Kontaktmodells auf das Resonanzverhalten. Variante TRI, 48°, 400 bar

Bei der Rechnung mit 25 μm ist der Verlauf des 9. Ordnungsschnittes bis ~ 820 U/min kaum von den anderen beiden Rechnungen zu unterscheiden. Nur kommt es bei diesem Modell nach einem kurzen Absacken der Resonanzamplitude zu einem weiteren Anstieg. Die Resonanzamplitude erreicht deutlich höhere Werte und die Resonanzkurve bricht in Übereinstimmung mit der Messung erst bei ~ 950 U/min zusammen.

Neben den Systemeigenschaften ist der Verlauf der Resonanzamplitude auch von der Höhe der Anregung abhängig. Da die Kolbenkräfte im untersuchten Beispiel maßgeblich zur Resonanzschwingung anregen, wurden in Abbildung 97 zu den bekannten Kurven für 400 bar vergleichend Kurven aus einer Beschleunigungsrampe bei 200 bar hinzugefügt.

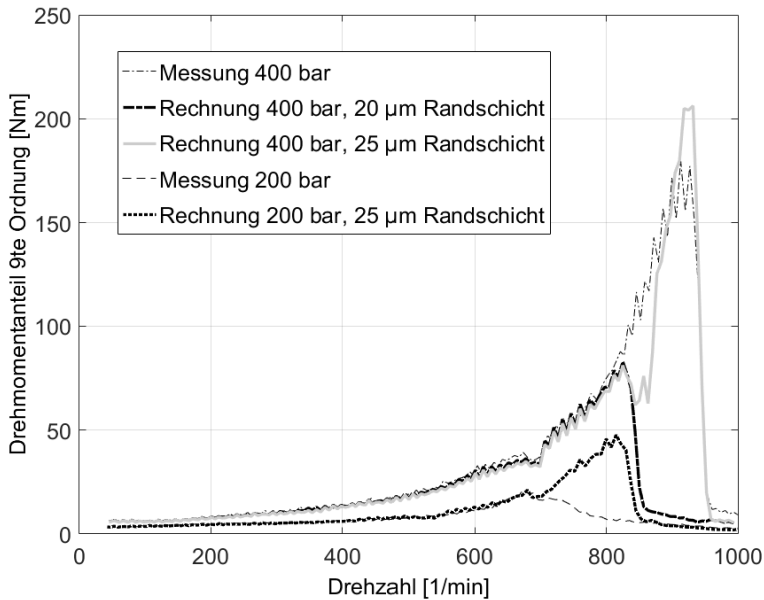


Abbildung 97: 9. Ordnungsschnitt: Einfluss von Randschichtdicke und Betriebsdruck auf das Resonanzverhalten. Variante TRI, 48°, 400 bar und 200 bar

Interessant ist zunächst der Vergleich der Messungen. Bei 200 bar kommt die beginnende Resonanzschwingung ab ~ 700 U/min zum Erliegen. Der Abbruch erfolgt nicht plötzlich, sondern die Schwingungsamplitude reduziert sich von 700 U/min bis ~ 850 U/min stetig. Der Betriebspunkt maximaler Resonanzamplitude bei 900 U/min liegt bei der Messung mit 200 bar also bereits außerhalb der Resonanzstelle, der aus den Rechnungen bekannte Abbruch der aufkommenden Schwingung bestätigt sich

somit auch in den gemessenen Gelenklastverläufen. Einzig im Verlauf des vorzeitigen Resonanzzusammenbruchs zeigen sich nach wie vor deutliche Unterschiede zwischen Rechnung und Messung. Das Rechenmodell mit 25 μm Randschicht schwingt bei 200 bar etwas länger auf als die Messung. Bis ~ 820 U/min steigen die Resonanzamplituden an, bevor die Schwingung zusammenbricht. Das Grundlastniveau erreichen Messung und Rechnung dann etwa bei der gleichen Drehzahl. Die genaue Ursache für die letzten Abweichungen zwischen Rechnung und Versuch konnte im Rahmen der Arbeit nicht identifiziert werden.

7.4 Fazit zu Gesamtsystemeinfluss und Schwingungsmodellierung

Bereits aus der Lastanalyse in Kapitel 4 war bekannt, dass an den Gelenken im Betrieb sehr viel größere Drehmomente gemessen wurden als aufgrund der Lastanalyse erwartet worden waren. Erst im Kontext der Gesamtsystemanalyse konnten die hohen Lasten erklärt werden. Es handelt sich bei der untersuchten Variante TRI um Lastüberhöhung durch Resonanzdreherschwingungen. Die Anregung für die Schwingungen entsteht durch das pulsierende Abtriebsmoment des Hydromotors, welche das Gesamtsystem zum Schwingen anregt. Entsprechend schwingt das System mit der 9. Ordnung zur Drehzahl, was der Anzahl der Kolben entspricht. Im Gleichlaufgelenk entstehen in der Folge hohe Drehmomente. Ursache ist die Bewegung der Triebwelle, welche mit dem Gesamtsystem schwingt. Das Gelenk muss den Zylinder mit der Triebwelle synchronisieren und aufgrund der hohen Winkelbeschleunigungen entstehen hohe Lastmomente am Gelenk.

Der für Antriebsstrangschwingungen untypische „trompetentrichterförmige“ Verlauf der Resonanzstelle konnte durch die Tatsache erklärt werden, dass das Gelenk zum einen spielbehaftet ist und zum anderen nicht im Leistungsfluss des Systems liegt. Da die Grundbelastung des Gelenks verhältnismäßig niedrig ist, reichen die Drehschwingungen bereits früh dazu aus, dass das Gelenk mit wechselndem Vorzeichen belastet wird. Durch die Vorzeichenwechsel wird immer wieder das Gelenkspiel durchlaufen, was neben einem Aufweiten des Resonanzbereichs dazu führt, dass die Resonanzamplituden nach Überschreiten der Eigenfrequenz abrupt zusammenbrechen. Die Abbildung der Kontaktstellen im Simulationsmodell des Gelenks konnte als maßgeblicher Parameter auf das Schwingungsverhalten des Systems identifiziert werden. Ohne Betrachtung eines Gesamtsystems erscheint damit die Beschreibung der Betriebsbelastung des Gelenks zur Auslegung nicht möglich.

8 Lebensdauervorhersage

Um eine exemplarische Lebensdauervorhersage für das betrachtete Gleichlaufgelenk durchführen zu können, muss für die vorgestellte Arbeit ein Lastkollektiv angenommen werden. Es wird hierfür der in Abbildung 98 dargestellte „Lange Y-Zyklus“ verwendet, welcher typisch bei Radladern in Umschlaganwendungen wie Kieswerken ist.

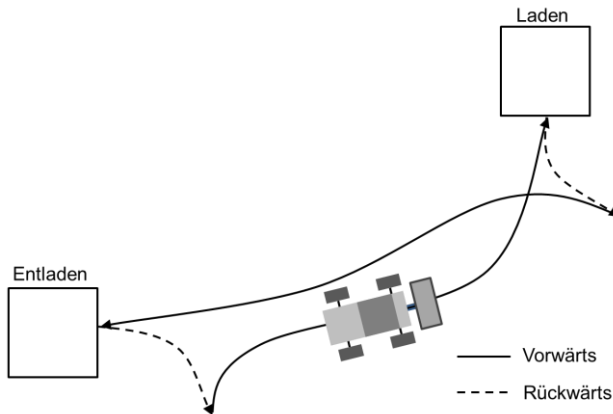


Abbildung 98: Langer Y-Zyklus

Das Fahrzeug fährt hierbei vorwärts zur Ladestelle, bremst ab und belädt die Schaufel. Dann setzt es in einer Kurve zurück, beschleunigt vorwärts und fährt zur Entladestelle. Hier wird wieder abgebremst und die Schaufel entladen. Abschließend setzt das Fahrzeug erneut mit einer Kurvenfahrt zurück, bevor der Zyklus mit der Vorwärtsfahrt erneut beginnt.

Der Zyklus ist für die vorgestellte Arbeit sehr geeignet, da er sowohl praxisnah ist, wie auch eine gute Durchmischung verschiedener Betriebspunkte aufweist. So sind sowohl das typische Beladen der Schaufel mit sehr hohen Antriebsmomenten, als auch Betriebsbereiche mit Beschleunigungen hin zu hohen Geschwindigkeiten während der Wegstrecken enthalten. Es wurde daher eine Fahrzeugmessung über sechs wiederholte Y-Zyklen verwendet und die Lastdaten entsprechend der Größe des im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Motors skaliert (Drehzahl und Schwenkwinkel). Die sich ergebenden Betriebslastverläufe sind in den oberen drei Graphen von Abbildung 99 gezeigt. Unter Verwendung des in Kap. 7 vorgestellten Simulationsmodells wird im nächsten Schritt der sich ergebende Lastverlauf des

Gelenkdrehmoments ermittelt, welcher sich bei Betrieb mit dem in Abbildung 98 gezeigten Zyklus im betrachteten Gesamtsystem ergeben würde.

Errechneter Gelenklastverlauf sowie die wesentlichen Betriebsdaten sind in Abbildung 99 gezeigt. Markant zu sehen sind die Bereiche hoher Antriebsmomente beim Beladen der Schaufel, welche sich durch große Schwenkwinkel bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten kennzeichnen, sowie der wiederholte Wechsel von Vorwärts- und Rückwärtsfahrten des Fahrzeugs.

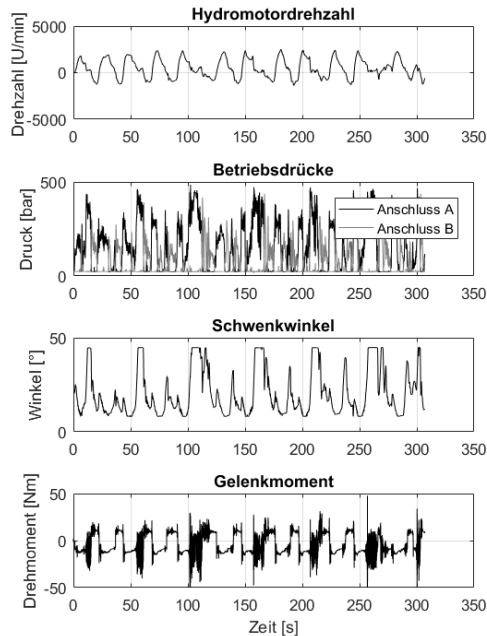


Abbildung 99: Lastverlauf im Gleichlaufgelenk

Weiter ist einfach zu erkennen, dass sich die Vorzeichen von Drehrichtung und Gelenkmoment gleichzeitig ändern, wobei sie aufgrund der gewählten Koordinatensysteme umgekehrt zueinander verlaufen. Ebenfalls ist gut zu erkennen, dass das Gelenkmoment im Mittel in ähnlichen Größen liegt, wie aus der analytischen Betrachtung der Lastgrößen bekannt ($\sim 20 \text{ Nm}$). Die aus der Betrachtung der Beschleunigungsrampen bekannten Resonanzerscheinungen im Gelenk sind ebenfalls zu sehen, aber in ihrer Größenordnung weniger ausgeprägt. Vor allem in den Betriebsbereichen mit großem Schwenkwinkel ist ein deutliches „Aufweiten“ der Schwingungsbreite im Verlauf des Gelenkmoments zu sehen.

Um für die gewünschte Lebensdauerabschätzung zu einer konservativen Beschreibung der Gelenkbelastung zu kommen, wurde anstelle des realen Gelenklastverlaufes der Verlauf der positiven Oberlasten bzw. negativen Unterlasten verwendet. Die Vorzeichenunterscheidung begründet sich dabei auf der Tatsache, dass sich konstruktiv im Gelenk die Anlageseite der Rolle abhängig vom Vorzeichen des Drehmoments ändert und so die beiden Vorzeichenrichtungen getrennt für die Lebensdauer zu betrachten sind. Dieses Vorgehen sei exemplarisch an einem Zeitausschnitt der Gelenkbelastung in Abbildung 100 erläutert.

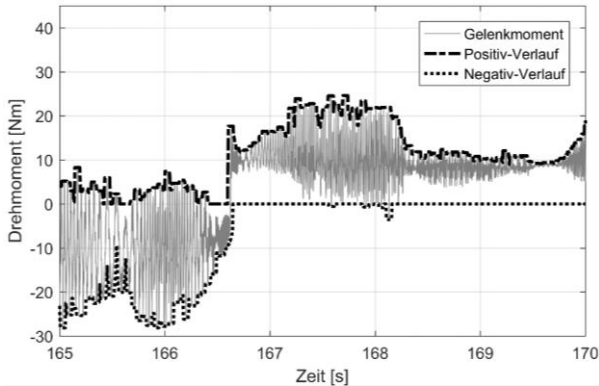


Abbildung 100: Auswertung nach Ober- und Unterlast

Die Hüllkurven, welche entlang der jeweiligen Maxima bzw. Minima des schwingenden Messsignals verlaufen, stellen das zum jeweiligen Zeitpunkt wirkende maximal schädigende Gelenkmoment dar. Durch Betrachtung der Hüllkurven entfällt die sonst notwendige Betrachtung der genauen Phasenlage von Gelenkmoment und Gelenkdrehwinkel. Getrennt nach dem Vorzeichen werden die Verläufe der Hüllkurven dann über eine einfache Verweildauer-Klassierung im Drehmomentbereich und anschließende Summierung der Umdrehungen pro Klasse in ein Gelenklastkollektiv umgerechnet. Final wird das Kollektiv auf die angestrebte Betriebsdauer von 10000 h hochgerechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 101 gezeigt.

Analog ausgewertet wurde der bereits bekannte Rampenversuch bei 400 bar, welcher in Abbildung 79 gezeigt ist. Auch hierzu wurden die Belastungen über Ermittlung der Hüllkurven in positiver wie negativer Drehmomentenrichtung ausgewertet, auf 10000 h Betrieb hochgerechnet und in Abbildung 101 eingetragen.

In beiden Fällen sind in Abbildung 101 leichte Unterschiede in den Kollektiven zwischen positiver und negativer Auswertungsrichtung zu erkennen. Dies erscheint in Anbetracht der drehrichtungsabhängigen Lastanteile plausibel; die stark schwingende

Gelenkbelastung schwingt um einen von Null verschiedenen Betrag. Wesentlich markantere Unterschiede ergeben sich im Vergleich der Kollektive der verschiedenen Lastverläufe. Die Rampenversuche, welche bei 400 bar und maximalem Schwenkwinkel durchgeführt wurden, weisen Anteile mit sehr viel höheren Gelenklasten gegenüber den Kollektiven aus fahrzeugnahe Betrieb (y-Zyklus) auf.

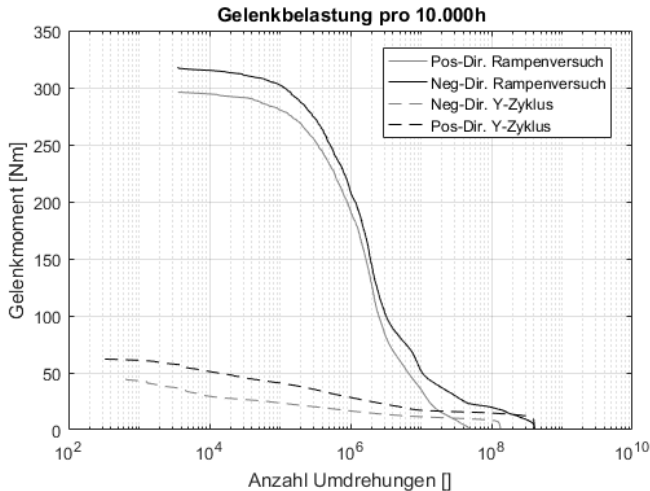


Abbildung 101: Gelenklastkollektive für 10000 h Betrieb im langen y-Zyklus

Mittels der aus den Stichprobenversuchen gewonnenen Gelenk-Wöhlerlinie können die Betriebsbelastungen nun bezüglich der Gelenklebensdauer bewertet werden. Hierzu sind Wöhlerlinie, die gefahrenen Kollektive der Dauerversuche sowie die Betriebslastkollektive in Abbildung 102 zusammen dargestellt.

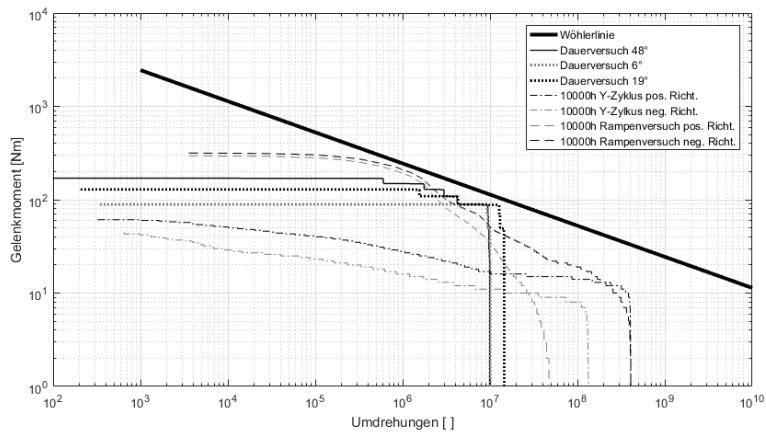


Abbildung 102: Vergleich Gelenklastkollektive

Die rechnerischen Schadenssummen der gefahrenen (Belastbarkeits-)Dauerversuche sowie die auf 10.000 h hochgerechneten Summen der Betriebslastkollektive sind in der folgenden Tabelle gezeigt. Trotz ähnlicher Anzahl Umdrehungen in der höchstbelasteten Richtung unterscheiden sich die rechnerischen Schadenssummen der Kollektive deutlich. Im realnahen Y-Zyklus ergibt sich für die geplante Betriebszeit von 10.000 h eine Schädigung, welche lediglich 5,95 % der Schädigung des gefahrenen 48°-Versuchs entspricht. Dem gegenüber ergeben sich bei Betrachtung der Rampenversuche Schadenssummen, welche mit 140 % bzw. 183 % deutlich oberhalb der Versuchswerte liegen.

Zyklus	Dauer	Schadenssumme
Dauerversuch 48°	83 h	1
Dauerversuch 6°	42 h	0,4519
Dauerversuch 19°	49 h	0,8897
Y-Zyklus pos. Richtung	10.000 h	0,0672
Y-Zyklus neg. Richtung	10.000 h	0,0072
Rampenvers. Pos. Richtung	10.000 h	1,4053
Rampenvers. Neg. Richtung	10.000 h	2,0834

Tabelle 6: Schadenssumme von Versuchen und Lastzyklen

8.1 Fazit zur Lebensdauerrechnung

Für einen Einsatz im Fahrzeug erscheint das betrachtete Gelenk insofern gut geeignet, als die Schädigung nach 10.000 Betriebsstunden um einen Faktor von 16,8 unterhalb der im Versuch gefahren Schädigung liegt, bei welcher erste Schäden beobachtet wurden. Entsprechend weist das Gelenk eine deutlich ausreichende Belastbarkeit für den Einsatz im betrachteten Gesamtsystem und Lastzyklus auf.

Die Betrachtung der Rampenversuche zeigt demgegenüber, dass ohne Änderungen des Systems auch Betriebszyklen fahrbar sind, welche hochgerechnet auf 10.000 Betriebsstunden zur Überschreitung der Versuchsbelastung und damit zum Ausfall des Gelenks führen würden. Übertragen auf den realen Einsatz im Fahrzeug wird damit neben der Bedeutung des Gesamtsystems auch die Bedeutung der Lastkollektive deutlich. So können gerade vor dem Hintergrund hochbelastender Resonanzbetriebspunkte die Betriebszyklen schnell über Eignung oder Ausfall des Synchrongelenks entscheiden. So ist beispielsweise der Zeitraum, in dem Resonanzpunkte durchfahren werden, von enormer Bedeutung für die entstehenden Lastamplituden.

9 Auslegungsmethodik

Die eingangs der Arbeit formulierte Forschungsfrage sucht Antwort auf das Problem, wie Maschinenelemente von universell verwendeten Antriebsmaschinen ausgelegt werden können, wenn deren Belastung durch das jeweilige Gesamtsystem beeinflusst ist. In den vorangegangenen Kapiteln wurde untersucht, wie diese Beeinflussung der Betriebsbelastung durch das Gesamtsystem am Beispiel des Gleichlaufgelenks im Schrägachsenmotor aussieht. So wurde gezeigt, dass die für Ermüdungsschäden in den Laufbahnen relevanten Drehmomentbelastungen durch Resonanzeffekte im Gesamtsystem sehr hohe Werte erreichen können. Ohne Kenntnis über die Gesamtheit aller möglichen Systeme, was augenscheinlich unrealistisch erscheint, kann also per se nicht auf ein Lastkollektiv für die Auslegung des Gelenks geschlossen werden.

Die vorgeschlagene Auslegungsmethodik berücksichtigt diese Tatsache, indem sie Maßnahmen für Grundausslegung und für Produktapplikation trennt. Diese Zweiteilung erscheint auch in Anbetracht typischer Marktbegebenheiten sinnvoll: So werden Antriebsmaschinen in der Regel durch den Komponentenhersteller ausgelegt und anschließend in verschiedene Anwendungen appliziert. Die vorgeschlagene Herangehensweise ist in Abbildung 103 skizziert.

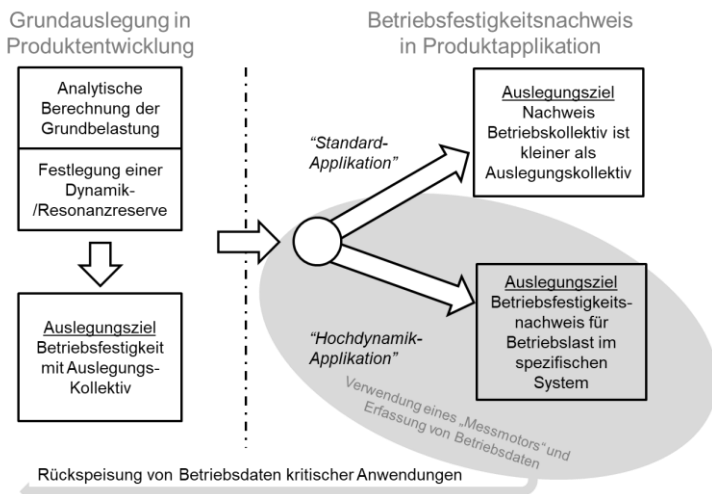


Abbildung 103: Schematisches Vorgehen der vorgeschlagenen Auslegungsmethodik

Demnach erfolgt die Auslegung in zwei Hauptschritten, welche mit „Grundausslegung während Produktentwicklung“ und „Betriebsfestigkeitsnachweis in Produktapplikation“ überschrieben sind. Zusätzlich ist eine Rückspeisung von bestimmten

Betriebsdaten in Richtung Konstruktionsabteilung/Komponentenhersteller vorgesehen. Grund für die explizit aufgeführte Erfassung von Betriebsdaten ist die Tatsache, dass durch den nicht vollständig erfassbaren Gesamtsystemeinfluss zwangsläufig Vorwissen in die Grundauslegung einfließen muss. Der Aufbau dieses Wissens sollte entsprechend gezielt adressiert und gelenkt werden.

Grundkonzept der Methodik ist der Ansatz, zunächst in der Grundauslegung mit einer mehr oder minder erfahrungsbasiert bestimmten Auslegungslast zu beginnen. Das Vorgehen zur Bestimmung dieser Auslegungslast wird in Kapitel 9.1 vorgestellt. In der folgenden Produktapplikation wird zunächst in einer Fallunterscheidung überprüft, ob die Lastanteile, welche für den Gesamtsystemeinfluss in der Grundauslegung angenommen wurden, für das spezifische System ausreichend sind. Ist dies der Fall, so gilt die Betriebsfestigkeit als nachgewiesen, wobei dieser Annahme die Erwartung zugrunde liegt, dass das in der Grundauslegung verwendete Referenzlastkollektiv die Betriebsdaten des zu applizierenden Systems ausreichend beschreibt. Erweisen sich die Annahmen aus der Grundauslegung als nicht ausreichend, so wird die Anwendung als potentiell kritisch eingestuft. In diesem Fall ist ein Betriebsfestigkeitsnachweis für das spezifische System mit den zugehörigen Lasten und Betriebsprofilen zu erbringen. Für den letztgenannten Fall ist vorgesehen, dass die dabei erfassten Betriebsdaten in die Konstruktionsabteilung zurückgespeist werden, um Erfahrungswissen über reale Feldlasten zu erlangen. Die einzelnen Schritte der Methodik werden im Folgenden einzeln erläutert.

9.1 Grundauslegung

Im Rahmen der Grundauslegung wird das auszulegende Maschinenelement als Teil der Produktgestaltung ausgelegt und damit in seinen Eigenschaften festgelegt. Das Auslegungsziel während der Grundauslegung ist ein Betriebsfestigkeitsnachweis für das Maschinenelement. Hierzu muss aus dem Produkt-Betriebslastkollektiv ein geeignetes Auslegungslastkollektiv für das Maschinenelement bestimmt werden. Zur Festlegung des Auslegungslastkollektives wird daher zunächst über Analyse der Betriebslasten und idealerweise Komponentenversuche und Erfahrungswissen auf die relevanten Ausfallmechanismen sowie die zugehörigen Mechanismen der Lastentstehung geschlossen.

Am Beispiel des Gleichlaufgelenks in der final untersuchten Triebwerksvariante TRI wurde entsprechend in den Kapiteln 4.1 bis 4.4 analytisch nach Quellen und Mechanismen gesucht, welche zu Betriebslasten am Gelenk führen. Die gefundenen Mechanismen wurden dabei, soweit möglich, quantitativ beschrieben. Im Rahmen der Gelenkanalyse wurde in Kapitel 5.1 gezeigt, dass als Ausfallmechanismus von einem

Ermüdungsschaden an den Laufbahnen von Zylinder oder Triebwelle auszugehen ist. Zusätzlich wurde durch die Betrachtung der Gelenkkinematik beobachtet, dass die Beschränkung der Lastbeschreibung auf die Drehmomente am Gelenk ausreichend ist, da andere Lastmechanismen nur untergeordneten Einfluss auf die ermüdungsrelevanten Kräfte in den Rolle-Laufbahn-Kontakten besitzen. Aus der Lastanalyse wurde zusätzlich klar, dass Drehwinkelbeschleunigungen der Triebwelle zu dynamischen Lasten am Gleichlaufgelenk führen. Die Schnittstelle und die mechanische Größe, durch welche das Gesamtsystem auf die Betriebslasten einwirkt, ist also durch die vom Gesamtsystem dominierte Drehbewegung der Triebwelle bekannt. Über Recherche/Anschauung wurde der Einfluss einer möglichen Drehschwingung im Antriebsstrang als potentiell kritische Lastquelle identifiziert.

Um zu einer angemessenen Auslegungslast zu gelangen, muss im nächsten Schritt untersucht werden, welche lokal wirkenden Lasten am Maschinenelement grundsätzlich durch die Betriebsdaten in Kombination mit der wirkenden Produktkinematik bzw. durch die Wahl der gestalteten Lastpfade auftreten. Diese Belastungen sind also unabhängig vom einem Gesamtsystem immer zu beobachten, wenn das Produkt mit den gewählten Betriebsdaten betrieben wird. Die Summe dieser Lasten wird im Rahmen der vorgeschlagenen Methodik als Grundbelastung bezeichnet. Für die Festlegung der Auslegungslast wird zur Grundbelastung eine Zusatzbelastung addiert, welche stellvertretend zur Berücksichtigung von Dynamik- oder Gesamtsystemeinflüssen eingeführt wird. Diese Zusatzbelastung wird im Folgenden als Dynamikreserve bezeichnet. Wie geeignete Annahmen dazu auszusehen haben, kann pauschal nicht beantwortet werden, da diese Zusatzlasten individuell von Maschinenelement, Lastentstehungsmechanismus, Schädigungsmechanismus und vielem anderen abhängig sein können. Allerdings können zwei Motive zur Festlegung/Bestimmung der Dynamikreserve verwendet werden:

1. Liegen bereits Informationen zu Betriebslasten in verschiedenen Systemen vor, kann die Annahme der Dynamikreserve mit der Zielstellung erfolgen ein Grenzmaß für dynamische Lastanteile festzulegen. Dieses Grenzmaß bietet dann die Möglichkeit einer treffgenauen Auslegung ohne Überdimensionierung. Die Richtung dieses Vorgehens ist damit eng verwandt mit der Definition von zulässigem Gebrauch vs. Missbrauch eines Produktes.
2. Das zweite Motiv besteht darin die maximale Dynamikreserve für ein bestehendes Design zu bestimmen. Ziel vor dem Hintergrund der diskutierten Methodik wäre dann, dass die maximal zulässige Dynamikreserve die spätere Aufteilung in „Standard-Anwendung“ vs. „Hochdynamik-Anwendung“ in der Produktapplikation verschiebt. Aus einer maximal gewählten Dynamikreserve folgt, dass die Anzahl der einfach

zu bearbeitenden „Standard-Anwendungen“ maximal und die Anzahl der „Hochdynamik-Anwendungen“ minimal wird.

In beiden Fällen gilt als Zielstellung der Grundausslegung, dass der Betriebsfestigkeitsnachweis für das untersuchte Maschinenelement gegen die so ermittelte Auslegungslast nachgewiesen werden muss.

Für einen Betriebsdruck von 400 bar wurde die Grundbelastung des Gleichlaufgelenks in Variante TRI in Kapitel 4.4 als Summe der Einzellastanteile zusammengefasst. Der Übersicht halber ist die entsprechende Darstellung in Abbildung 104 erneut gezeigt. Einige Anteile der Grundbelastung sind zusätzlich druckabhängig, was in Abbildung 104 nicht dargestellt ist.

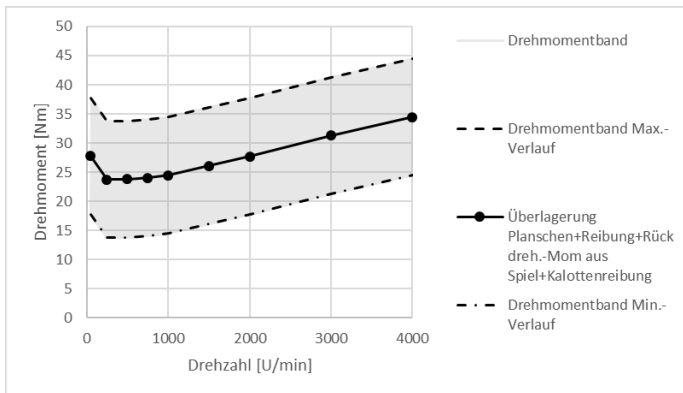


Abbildung 104: Durch Superposition der Gelenklastanteile berechnete Grundbelastung des Gleichlaufgelenks in Variante TRI bei 400 bar Druck

Entsprechend der Lastanalyse lässt sich aus den Betriebsdaten des im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Referenzlastkollektivs „Langer Y-Zyklus“ der Verlauf der Grundbelastung berechnen. Die Lastdaten des Zyklus sind an dieser Stelle nicht erneut dargestellt, da sie bereits aus Abbildung 99 bekannt sind. Der ermittelte Verlauf der Grundlast über die Zyklusdauer ist in Abbildung 105 gezeigt.

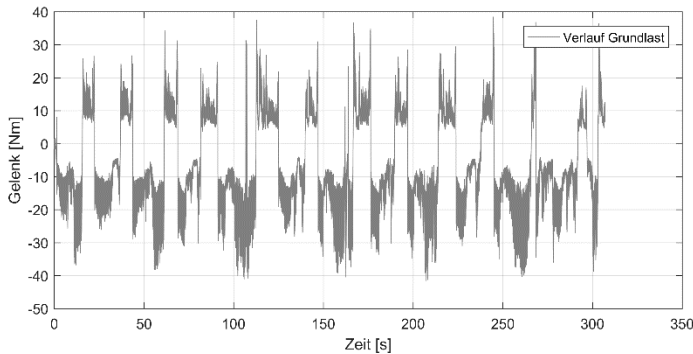


Abbildung 105: Berechneter Verlauf der Grundlast

Für das untersuchte Gelenk wird nun beispielhaft angestrebt die maximal zulässige Dynamikreserve zu ermitteln. Grund für diese Wahl wäre die Minimierung der Anzahl der „Hochdynamik-Anwendungen“. Da nicht bekannt ist, ob Drehschwingungen in allen Gesamtsystemen durch die Drehmomentpulsation des Hydromotors angeregt werden, wird der Verlauf der Dynamikreserve als unabhängig vom Betriebspunkt angenommen. (Die Bedeutung von Erfahrungswissen wird an dieser Stelle deutlich: Wenn bekannt ist, dass Drehschwingungen in allen relevanten Gesamtsystemen als Folge der Pulsation des Hydromotor-Drehmoments entstehen, dann könnte die Dynamikreserve zielgerichteter erfolgen. So wäre beispielsweise denkbar, dass die Dynamikreserve proportional abhängig ist von Druck und/oder Schwenkwinkel.)

Zur Bestimmung der Auslegungslast bzw. Dynamikreserve kann bei den getroffenen Annahmen zunächst die Grundlast als Lastkollektiv dargestellt werden. Die Dynamikreserve ist dann gleichbedeutend mit einer Verschiebung des Lastkollektivs aus der Grundlast. Damit lautet die Aufgabe: Bestimme die maximale Dynamikreserve so, dass sich über die Betriebsdauer von 10.000 h im Y-Zyklus mit der Auslegungslast eine Schädigung von 1 ergibt. Das Ergebnis der Rechnung ist in Abbildung 106 gezeigt. Mit einer Dynamik-Reserve von 15.8 Nm erhöht, ergibt sich die aus der Grundlast berechnete Auslegungslast, welche das Gelenk für den angenommenen Betrieb innerhalb von 10.000 h in positiver Drehrichtung genau auslastet.

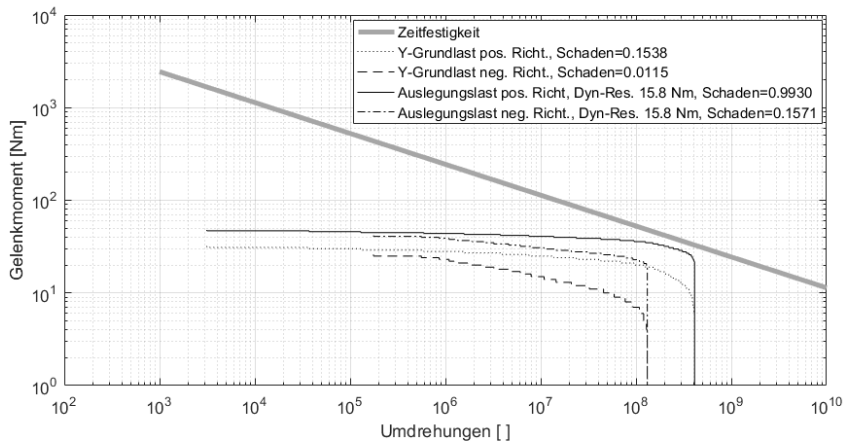


Abbildung 106: Grundlast und Auslegungslast

Mit der Auslegungslast wird der Betriebsfestigkeitsnachweis für das Gelenk geführt. Im Regelfall ist der Nachweis bereits implizit damit geführt, dass die Dynamikreserve gerade so festgelegt wurde, dass die geforderte Sicherheit für den Festigkeitsnachweis erreicht wird.

Bevor auf das Vorgehen bei der Produktapplikation eingegangen wird, sei die Bedeutung der Dynamikreserve noch einmal beleuchtet: Mit den Methoden zur Berechnung der Grundlast kann aus Betriebsdaten auf die Belastung des auszulegenden Maschinenelements geschlossen werden. Im Beispiel des Hydromotors kann also aus Drehzahl, Betriebsdrücken und Schwenkwinkel auf das Drehmoment am Gleichlaufgelenk ohne Systemeinflüsse geschlossen werden. Die Dynamikreserve beschreibt dann das Maß, um welches die Betriebslasten im untersuchten System größer sein dürfen, bevor die Annahmen aus der Grundausslegung überschritten werden.

Die Bedeutung guter Abschätzungen, für welche Erfahrungswissen notwendig ist, wird dabei deutlich:

- Eine genau abgeschätzte Grundbelastung vergrößert sich bei sonst gleicher Vorauslegung die mögliche Dynamikreserve. In der Folge fallen mehr Systeme bei der Produktapplikation in die arbeitsärmere Klasse der „Standard-Anwendungen“.
- Wird die Auslegungslast aufgrund von Annahmen zu Grundlast und Dynamikreserve sehr viel zu hoch abgeschätzt, so kann entweder im

Rahmen der Grundausslegung keine Betriebsfestigkeit nachgewiesen werden oder aber das ausgelegte Bauteil ist deutlich überdimensioniert.

- Sind die Annahmen zur Dynamikreserve zu niedrig gewählt, dann wird zunächst ein potentiell unterdimensioniertes Maschinenelement im Rahmen der Grundausslegung gestaltet. In der Produktapplikation wird darauf sehr häufig festgestellt, dass systemspezifische Lasten nicht durch die Auslegungslast abgedeckt sind. In der Folge muss immer wieder der vollständige Betriebsfestigkeitsnachweis auf Basis der spezifischen Betriebslasten erbracht werden. Damit steigt der Aufwand während der Applikation. Zusätzlich besteht die Gefahr, dass in vielen Fällen die Dimensionierung des Maschinenelementes nicht für eine erfolgreiche Produktapplikation ausreicht.

9.2 Betriebsfestigkeitsnachweis in der Produktapplikation

Ausgerichtet an der Praxis wird im zweiten Schritt der vorgeschlagenen Auslegungsmethodik die Produktapplikation abgebildet. Hierbei wird idealerweise lediglich nachgewiesen, dass ein in Gestaltung und Auslegung bestehendes Produkt für die Verwendung in spezifischen Gesamtsystemen geeignet ist.

Bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Schrägachsen-Motoren kommt zusätzlich hinzu, dass eine Hauptanwendung der Motoren im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen liegt. Bei diesen sind Betriebslasten häufig sehr stark von der jeweiligen Maschine sowie deren Verwendung abhängig. Gleichzeitig ist der Markt für die einzelne Arbeitsmaschinengattung deutlich kleiner als beispielsweise der Automobilmarkt. Entsprechend gibt es in der Regel weder branchenweite Laststandards, noch können Hersteller detailliert Auskunft über die Verteilungen und Varianz der Betriebslasten ihrer Systeme geben. Ausgehend von dieser Situation werden Antriebsmotoren vielfach über Durchläuferversuche in, aus der Historie etablierten, Versuchsabläufen validiert. Vor diesem Hintergrund kommt der Bewertung, ob die Betriebslasten im geplanten System „untypisch“ hoch sind, eine ganz maßgebliche Rolle zu. Ohne Kenntnis der Betriebslasten ist diese Bewertung dann der einzige Hinweis, ob die aus der Historie entstandene Produktvalidierung für den spezifischen Anwendungsfall ausreichend ist.

Im vorgeschlagenen Vorgehen wird in der Produktapplikation daher zunächst die Fragestellung adressiert, ob die Belastung in einem Gesamtsystem als „typisch“ anzusehen ist, oder ob sie „untypisch hoch“ ist. Diese Frage wird mit der in Rahmen

der Grundauslegung eingeführten Dynamikreserve untersucht: Überschreiten die Betriebslasten im auszulegenden Gesamtsystem die Werte von Grundbelastung plus/minus Dynamikreserve für den jeweiligen Betriebspunkt, so sind die Betriebslasten „untypisch“ hoch. Entsprechend würde das Gesamtsystem als Hochdynamik-Anwendung, vgl. Abbildung 103, bewertet. Liegen sie innerhalb der Grenzen, so gilt das System als Standard-Anwendung. Zur Bewertung müssen im Gesamtsystem Betriebslasten erfasst werden, wobei idealerweise typische Manöver gefahren werden sollten. Zur konservativen Abschätzung, ob es Betriebsbereiche gibt, in welchen Resonanzeffekte zu Lastüberhöhungen führen, haben sich im untersuchten System dieser Arbeit auch die diskutierten quasistatischen Rampenversuche als gute und einfach umzusetzende Möglichkeit herausgestellt. Bei einer Verwendung zur Auslegung führen die Ergebnisse der Rampenversuche allerdings zu mehr oder minder ausgeprägten Überdimensionierungen, da sie für jeden Betriebspunkt das jeweilige Lastmaximum darstellen.

Mit der Einstufung als Standard-Applikation gilt die Betriebsfestigkeit als nachgewiesen. Voraussetzung dieser Annahme ist, dass der Validierungsprozess in der Grundauslegung die reale Anwendung ausreichend abdeckt. Mit der Einstufung als Hochdynamik-Applikation erfolgt die Notwendigkeit eines rechnerischen Betriebsfestigkeitsnachweises auf Basis realer Lastdaten. Entsprechend müssten in diesem Fall zunächst Betriebsdaten im spezifischen Gesamtsystem erfasst werden und daraus ein Lastkollektiv für das auszulegende Maschinenelement entwickelt werden. Mit diesem würde die Betriebsfestigkeit dann mit den bekannten Methoden der Zuverlässigkeitsgestaltung nachgewiesen.

Aufgrund von ausschließlich prototypisch auf dem Motor-Generator-Prüfstand getesteten Motoren, welche in dieser Arbeit untersucht wurden, muss die Demonstration der Fallunterscheidung auf die errechneten Gelenklastverläufe auf Basis des Y-Zyklus beschränkt bleiben. Grundlastverlauf mit Dynamikreserve in beiden Momentenrichtungen und der reale Gelenklastverlauf sind dazu in Abbildung 107 gegenübergestellt. Im Sinne der Auslegungsmethodik ist also zu klären, ob die realen Lasten innerhalb des Bereichs liegen, welcher durch die beiden eingezeichneten Grenzlinien beschränkt wird.

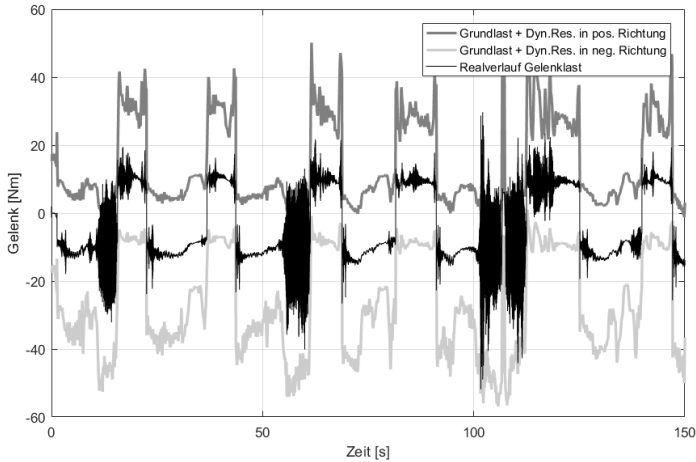


Abbildung 107: Lastvergleich bei y-Zyklus, Zeitbereich 0s bis 150s

In Abbildung 108 ist ein Detail des Lastvergleichs gezeigt. Zusätzlich eingezeichnet ist der Verlauf der Grundlast. Gut zu erkennen ist, dass in vielen Bereichen die Grundlast gut mit der realen Gelenklast übereinstimmt. In allen Betriebspunkten liegt die reale Gelenkbelastung deutlich innerhalb des Bereichs, welcher durch Oberlastverlauf der Grundlast plus Dynamikreserve sowie Unterlastverlauf der Grundlast minus Dynamikreserve gebildet wird. Mit diesem Befund würde das Gesamtsystem den Standard-Applikationen zugeordnet, da der Gesamtsystemeinfluss nicht zu Lasten führt, welche außerhalb der angenommenen Grenzen aus der Grundausslegung führen.

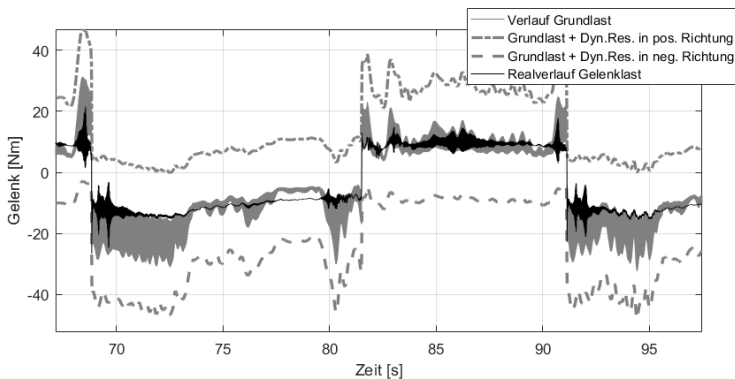


Abbildung 108: Detail 1 aus Lastvergleich für Fallunterscheidung

In einem zweiten Detailausschnitt, Abbildung 109, stellt sich ein anderes Bild dar: Es kommt es zu einem deutlichen Aufschwingen in der Gelenkbelastung. Die reale Drehmomentbelastung überschreitet in diesem Bereich die Grenzen aus Grundlast und Dynamikreserve.

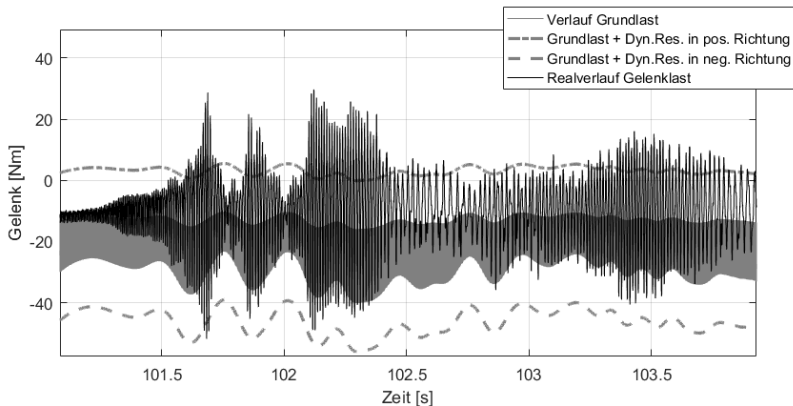


Abbildung 109: Detail 2 aus Lastvergleich für Fallunterscheidung

Die Anwendung muss entsprechend als „Hochdynamik-Anwendung“ eingestuft werden und die Gelenklebensdauer beispielsweise nach dem in Kapitel 8 gezeigten Vorgehen für den Betriebsfestigkeitsnachweis bestimmt werden. Ergebnis dieser Rechnung wäre entsprechend Kapitel 8, dass die rechnerische Gelenklebensdauer ausreichend hoch ist und somit der Betriebsfestigkeitsnachweis erfolgreich geführt werden kann.

9.3 Kontinuierliche Erfassung von potentiell kritischen Feldlasten

In der schematischen Darstellung der Auslegungsmethodik wurde explizit ein Rückfluss von Betriebsdaten aus Hochdynamik-Applikationen in Richtung Konstruktion/Vorauslegung dargestellt. Für eine erfolgreiche Anwendung der dargestellten Methodik ist dieser Rückfluss elementar, welcher gleichbedeutend mit der Forderung nach einem gezielt gestalteten Aufbau von Erfahrungswissen ist. Ohne den Abgleich von Annahmen in der Grundausslegung mit kritischen Feldbelastungen kann insbesondere in veränderlichen Marktbedingungen nicht sichergestellt werden, dass gewählte Auslegungsannahmen nach wie vor gültig sind. So ist in vielen technischen Bereichen mit zunehmender technischer Reife eine Entwicklung hin zur höheren Auslastungen der eingesetzten Subsysteme zu beobachten, vgl. [B&L04]. Im

Bereich der hydrostatischen Antriebsmaschinen bedeutet dies beispielsweise die Anhebung von mittleren Druckniveaus, vgl. [ROM14]. Um neben der Entwicklung der eigentlichen Betriebsgrößen auch die Entwicklung von Gesamtsystemen bezüglich Zusatzbelastungen zu verfolgen, muss eine kontinuierliche Rückmeldung von kritischen Systemen und den daraus resultierenden Lasten im Auslegungsprozess implementiert werden.

9.4 Fazit zu Auslegungsmethodik

Die vorgeschlagene Auslegungsmethodik ist eng an die tatsächlichen Begebenheiten heutiger Märkte mit zunehmend modularisierten Strukturen angelehnt. Insbesondere die vorgesehene Möglichkeit einer vereinfachten Produktapplikation über die Einstufung von Systemen als Standard-Anwendung ist bei universell eingesetzten Produkten wichtig. Durch die Rückführung der Betriebslasten auf das Auslegungskollektiv der Grundausslegung kann der Aufwand für diese Fälle geringgehalten werden. Gleichzeitig begegnet die Methode der Tatsache, dass es Systeme geben kann und wird, welche aufgrund ihrer system-dynamischen Eigenschaften eine separate Auslegungsrechnung notwendig machen.

Damit besteht die eigentliche Neuerung durch die vorgeschlagene Methodik in der Verknüpfung einer kontinuierlichen Erfassung von Systemeigenschaften, der Entwicklung eines geeigneten Unterscheidungskriteriums sowie der skizzierten Rückführung der Betriebsdaten.

Für eine erfolgreiche Anwendung der Methodik ist es notwendig die relevanten Lastgrößen im Betrieb erfassbar zu machen. Am Beispiel des Schrägachsenmotors wurde dazu ein sogenannter Messmotor konzipiert, bei welchem die Gelenkbelastung im Betrieb direkt erfasst werden kann. Mit diesem kann ohne großen Mehraufwand während der Testfahrten in der Produktapplikation die notwendige Datenbasis für die vorgeschlagene Methodik aufgebaut werden.

Zusätzlich entsteht aus dem kontinuierlichen Erfassen von Betriebsdaten und dem vorgesehenen stetigen Rückfluss kritischer Lastdaten ein wachsendes Verständnis über Höhe und Verteilungen von Betriebslasten und Gesamtsystemeinflüssen. Durch diese kontinuierlich wachsende Datenbasis können die Methoden der Grundausslegung immer zielgerichteter gestaltet werden. Gleichzeitig werden langsame Änderungen von „typischen“ Betriebsdaten sichtbar. Final bereitet der auf diese Weise erlernte Umgang mit kontinuierlichen wachsendem Produktwissen auf die Marktanforderungen vor, wie sie heute unter dem Begriff „Internet der Dinge“ aus der Perspektive zunehmend vernetzte Produkte und Märkte entstehen.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit war die Auslegung eines Synchrongelenks für den Einsatz in hydraulischen Schrägachsenmotoren. Die Notwendigkeit dafür wurde von den Forderungen nach einem größeren Wandlungsbereich sowie erhöhter Energieeffizienz an hydrostatische Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen abgeleitet. Dabei wurde aus dem scheinbaren Widerspruch zwischen der Forderung nach einem universellen Einsatz der Antriebsmotoren auf der einen Seite und dem starken Einfluss des jeweiligen Gesamtsystems auf die Gelenkbelastung Forschungsbedarf für die Auslegung erkannt. Die Auslegung des Gleichlaufgelenks in dieser Arbeit wurde daher mit der Zielstellung angegangen eine Auslegungsmethodik zu entwickeln, um den scheinbaren Widerspruch zu lösen.

Mit dem Ansatz zunächst alle motorinternen Parameter für Betriebslasten auf das Synchrongelenk zu ermitteln, wurden drei Triebwerkskonzepte entwickelt. Die verwendeten Gelenke wurden dabei aufgrund ähnlicher Betriebslasten aus den etablierten Gelenktypen im Automobilbereich ausgewählt. So verwendet eine Variante ein doppelt angeordnetes Tripodegelenk (TRI), während die anderen beiden Varianten ein einzelnes Kugelgleichlaufgelenk (KGL) verwenden. Soweit möglich, wurde die weitere Ausgestaltung der Varianten in Analogie zu etablierten Konstruktionsweisen (axiale Lagerfläche der Zylindertrommel, Kegelrollenlagerung der Triebwelle, radiale Zylinderlagerung an Steuerfläche oder Triebwelle) umgesetzt.

Die Betriebsbelastung der Gelenke in diesen Triebwerkskonzepten wurde zunächst analytisch untersucht. Die dabei identifizierten Lastquellen (Rückdrehmoment aus Kinematik, Reibung in der Steuerfläche, Planschverluste, Reibung im Kolben-Kalottenkontakt wie Lasten aus Drehbeschleunigungen) wurden dann einzeln analysiert und, soweit möglich, quantifiziert.

Folgend auf die Lastanalyse, wurden die Gelenke einzeln bezüglich ihres Übertragungsverhalten untersucht. Dabei wurde mittels eines Mehrkörpermodells des Tripodegelenks gezeigt, dass kinematisch sehr geringe Übertragungsfehler in der 3. Ordnung der Gelenkdrehung in Kauf genommen werden müssen, dass diese aber bereits deutlich kleiner ausfallen als fertigungsbedingte Spiele im Gelenk. Das mathematisch ideal übertragende Kugelgleichlaufgelenk wurde sowohl im Zeitbereich mittels Mehrkörpersimulation wie auch statisch mittels eines FEM-Modells untersucht. Es wurde gezeigt, dass maßgeblich bedingt durch Positionsabweichung einzelner Bauteile gegenüber dem mathematischen Ideal Übertragungsfehler im Gelenk entstehen. Weiter wurde gezeigt, dass es zu sehr hohen Materialbeanspruchungen in den Laufbahnrändern des Gelenks kommt. Die

Übertragungsfehler wurden dabei entsprechend der Kugellanzahl in 6. Ordnung zur Gelenkdrehung beobachtet.

Eine Gegenüberstellung der aus der Analyse erwarteten Lasten mit Messungen an den Prototypenmotoren zeigte eine gute Übereinstimmung der mittleren Gelenklast mit den analytisch ermittelten Belastungen, aber auch eine gravierende Überlagerung durch Lastschwingungen. Aus der Überlagerung konnte so erstmals auf das Maß der Lastbeeinflussung durch das Gesamtsystem geschlussfolgert werden. Die ermittelten Schwingungsamplituden der Gelenklasten bei Motoren mit Kugelgleichlaufgelenk lagen dabei über große Betriebsbereiche oberhalb der Lasten im Motor mit Tripodegelenk.

Über Signalanalysen wurde gezeigt, dass die Drehmomentpulsation des Hydraulikmotors, bedingt durch die neun Kolben, in allen Varianten Drehschwingungen anregen. Im Fall der Motoren mit KGL konnte zusätzlich gezeigt werden, dass der Übertragungsfehler des Gelenks selbst zu einer Anregung führt. Mit diesem Ergebnis wurden die deutlich breiteren Betriebsbereiche mit hohen Gelenkmomenten bei KGL-Motoren erklärt.

Die Belastbarkeit der Gelenke wurde stichprobenartig auf einem Gelenkprüfstand untersucht. Die Gelenke wurden in gestuften Maximallastversuchen bis zum Versagen getestet sowie bei einer Belastung von 90 Nm in Dauerlastversuchen untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass die KGL-Bauweise sehr große Betriebslasten bei kleinen Winkeln erträgt, aber bei großen Beugewinkeln bereits früh Schäden bei geringen Lasten auftreten. Das Tripodegelenk wiederum zeigte ein ausgeglicheneres Verhalten mit ähnlich großen ertragbaren Drehmomenten bei großen wie kleinen Beugewinkeln. Dabei liegt die Belastbarkeit bei kleinen Winkeln unterhalb der Belastbarkeit des KGL, bei großen Winkeln deutlich darüber.

Ein erster Vergleich von Belastbarkeit und Belastung führte zum Ausschluss der KGL-Varianten. Zur vertieften Analyse des Gesamtsystemeinflusses wurde darauf nur für die Variante mit TRI ein Mehrkörpersimulationsmodell des Motors aufgebaut, sowie ein Drehschwingungsmodell des Gesamtsystems „Motor-Generator-Prüfstand“. Mit diesem Simulationsmodell wurden Einflussgrößen aus Motor und Gesamtsystem auf die Gelenkbelastung ermittelt. Dabei wurde gezeigt, dass das Gesamtsystem deutlichen Einfluss auf die Resonanzfrequenzen und auf erreichte Lastamplituden hat.

Final wurde über die Berechnung des Gelenklastverlaufs für einen realen Fahrzyklus (gewählt: „langer Y-Zyklus“) eine erste Lebensdauervorhersage erarbeitet. Über Extrapolation auf 10.000 h Betriebsstunden wurden Lastkollektive ermittelt. Über den

Vergleich der Schadenssummen gegen eine Gelenk-Wöhlerlinie auf Basis der Stichprobeversuche wurden Versuchs- und Feldbelastung verglichen. Dabei wurde gezeigt, dass die Gelenke in Versuchen bis zur rechnerisch 16-fachen Schädigung gegenüber der errechneten Schädigung von 10.000 h Feldbetrieb getestet wurden. Für die exemplarische Gelenkauslegung bedeutet dies, dass das Gelenk bei Anwendung im Referenzsystem mit „langem Y-Zyklus“ deutlich unterhalb der Belastbarkeitsgrenze betrieben würde. Die Umrechnung der rechnerischen Schädigung in eine Ausfallwahrscheinlichkeit des Gelenks kann aufgrund der nur stichprobenartig erfolgten Versuche nicht gegeben werden, da Aussagen über das Streuverhalten der Gelenklebensdauer mit den vorhandenen Versuchsergebnissen nicht getroffen werden konnten.

Für das gesuchte Auslegungsvorgehen wurde eine zweistufige Auslegungsmethodik entwickelt. Im „Grundauslegung“ genannten ersten Schritt wurde dazu ein Vorgehen entwickelt, welches die Berechnung eines Auslegungskollektivs für das Gelenk auf Basis der angenommenen Betriebsdaten sowie einer sogenannten Dynamikreserve beschreibt. Dabei beschreibt die Dynamikreserve die Obergrenze des Gesamtsystemeinflusses auf die Gelenkbelastung und ermöglicht in der Folge im zweiten Schritt der Auslegungsmethodik eine Fallunterscheidung. Im „Betriebsfestigkeitsnachweis während der Produktapplikation“, dem zweiten Schritt der Methodik, wird mit dieser Fallunterscheidung begonnen. Über einen Vergleich von gemessenen Gelenklasten mit einem aus den Betriebsdaten errechneten Lastverlauf erfolgt eine Einteilung des Gesamtsystems in die beiden Gruppen „Standard-Anwendung“ oder „Hochdynamik-Anwendung“. Bei den Standard-Anwendungen wird der Betriebsfestigkeitsnachweis dann über die Rückführung auf die Auslegungslast der Grundauslegung argumentiert. Im zweiten Fall erfolgt der Nachweis über eine Lastkollektivermittlung und dann erfolgende Lebensdauerrechnung.

Ausblickend von der vorgestellten Arbeit ergeben sich zu verschiedenen Themen weitere Fragestellungen:

- Die Gelenkbelastbarkeit wurde lediglich stichprobenartig untersucht. Vor einer tatsächlichen Anwendung sollten deutlich mehr Versuche durchgeführt werden, um eine statistische Beschreibung des Ausfallverhaltens zu ermöglichen.
- Der Einfluss des Gesamtsystems wurde nur im Rahmen des eingangs festgelegten Gesamtsystems „Motor-Generator-Prüfstand“ untersucht. Eine exemplarische Übertragung auf einen realen Antriebsstrang einer mobilen Arbeitsmaschine sollte daher angestrebt werden. Insbesondere sollte

untersucht werden, welche Mechanismen in der Praxis zu Lastüberhöhungen am Gleichlaufgelenk führen.

- Für Motorkonzepte mit kleineren maximalen Schwenkwinkeln wäre die Entwicklung von Kugelgleichlaufgelenken mit angepasster Geometrie denkbar. Die in Rahmen dieser Arbeit untersuchten Gelenke scheinen stark auf ihre eigentliche Verwendung im Automobilbereich hin optimiert: Große maximale Schwenkwinkel für kleine Wendekreise der Fahrzeuge und große Tragfähigkeit im Bereich kleiner Schwenkwinkel, also bspw. bei der Autobahnfahrt. Mit ausgewogenerem Belastbarkeitsverhalten wären Kugelgleichlaufgelenke möglicherweise eine Alternative zu den verbreiteten (Doppel-)Tripodegelenken in Schrägachsenmotoren.
- Die vorgestellten Berechnungsansätze in der Auslegungsmethodik sollten in der Praxis getestet werden. Insbesondere sollte die Übertragbarkeit auf andere Schädigungsmechanismen nachgewiesen werden.
- Für Berechnung von Grundlast und Dynamikreserve können vermutlich detailliertere Berechnungsweisen angesetzt werden. Beides führt in der Praxis zu einer besseren Trennschärfe bei der Fallunterscheidung bezüglich der Kritikalität von Produktapplikationen.
- Schlussendlich sollten Verfahren entwickelt und Aktivitäten unterstützt werden, um repräsentative Betriebslastkollektive für mobile Arbeitsmaschinen zu entwickeln und zu pflegen. In vielen Fällen scheitert die präzise Auslegung von Produkten für entsprechende Zielanwendungen an fehlenden Informationen zu Betriebslasten. In der Folge können die Produkte nicht auf Basis von Feldbelastungen, sondern lediglich gegen etablierte, aber starre Erprobungsversuche validiert werden. Insbesondere Veränderungen in der Feldbelastung aufgrund von Technologietrends führen in der Folge fast zwangsläufig zu Feldausfällen, denen in der Produktentwicklung nur schwer begegnet werden kann.

Literaturverzeichnis

- [ABU09] Abuhaiba, M.: Mathematical Modeling and Analysis of a Variable Displacement Hydraulic Bent Axis Pump Linked to High Pressure and Low Pressure Accumulators. Ph.T. thesis. University of Toledo, Toledo, 2009
- [A&O10] Abuhaiba, M.; Olson, Walter W: Geometric and Kinematic Modeling of a Variable Displacement Hydraulic Bent-Axis Piston Pump. In: *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 5 - 041010. Online verfügbar unter <http://computationalnonlinear.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1396113#tab5>, 2010
- [A&G96] Affenzeller, J.; Gläser, Heinz: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Wien: Springer (Die Verbrennungskraftmaschine, 8 // n.F., Bd. 8), 1996
- [AGC15] Agco Fendt GmbH: Fendt Vario Getriebe. Online verfügbar unter http://www.fendt.com/int/de/traktoren_fendt900vario_motorundgetriebe_fendtvario-getriebe.asp, 2015
- [AGE15] Ageed, M.: Statisch-Mechanische Analyse eines Kugelgleichlaufgelenks mittels FE-Methode. Masterarbeit. RWTH Aachen, Aachen. Insitut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, Januar, 2015, betreut von J. Steinwede
- [AUG ET AL.] Auger, F.; Flandrin, P.; Goncalves, P.; Lemoine, O. (2008): Time-Frequenzcy Toolbox. For Use with Matlab. Tutorial & Reference. Version 0.2. Online verfügbar unter <http://tftb.nongnu.org/>
- [BAE ET AL.08] Baek, I.-H.; Cho, Ihn-Sung; Jung, Jae-Youn; Hong, Lu: Analysis of piston behavior according to eccentricity ratio of disk in bent-axis type piston pump. In: *J Mech Sci Technol* 22 (9), S. 1726–1733. DOI: 10.1007/s12206-008-0604-52008.
- [BAL81] Balken, J.: Systematische Entwicklung von Gleichlaufgelenken. E. Beitrag zum methodischen Konstruieren. Dissertation. Technische Universität München, München. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinenbau, 1981

- [BAR92] Bartos, R.D: Mathematical modeling of bent axis hydraulic piston motors. In: *Jet Propulsion Laboratory Technical Report* (Report No. 42-111), 1992
- [BAU13] Baumann, A.: Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle. Stuttgart: Universitätsbibliothek der Universität Stuttgart (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, 150), 2013
- [BEA11] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen. Modellbildung Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen. [Nachdr.]. Berlin: Springer, 2011
- [B&L04] Bertsche, Bernd; Lechner, Gisbert: Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau. Ermittlung von Bauteil- und System-Zuverlässigkeiten. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York (VDI-Buch). Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-34996-0>, 2004
- [BÖS15] Bös, Manuel: Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, 29), 2015
- [BOS16] Bosch Rexroth AG: Axialkolben-Verstellmotor, A6VM Baureihe 63. Datenblatt RD-E 91604. Hg. v. Bosch Rexroth AG, 2016
- [BOZ16] Bozic, Ante: Improving Hydrostatic Driveline NVH Using a Pseudo Random Binary Sequence. In: SAE 2016 World Congress and Exhibition, 143–150. Online verfügbar unter <https://doi.org/10.4271/2016-01-1123>, zuletzt geprüft am 11.01.2006
- [BRÄ06] Bräckelmann, U.: Reibung, Steifigkeit und Dämpfung in Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen und -motoren. Bochum: Fakultät für Maschinenbau, 2006
- [BRA65] Brangs, E.: Über die Auslegung von Axialkolbenpumpen mit ebenem Steuerspiegel. Dissertation, 1965
- [DAR85] Darling, J.: Piston-cylinder Dynamics in Oil Hydraulic Axial Piston Pumps: University of Bath. Online verfügbar unter <http://books.google.de/books?id=qfz-GgAACAAJ>, 1985
- [DI73] Di, P. N.: Beitrag zur Reduktion diskreter Schwingerketten auf ein Minimalmodell, 1973

- [DOĞ01] Doğan, Süreyya Nejat: Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Stuttgart: IMA (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Bericht Nr. 91), zuletzt geprüft am 2001, 2001
- [F&G13] Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. 8., vollständig überarbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013
- [FRE07] Frenschek, Winfried: Drehschwingungssimulation von hydraulisch-mechanischen Antriebssystemen. RWTH Aachen, Zugl. Aachen, 2007
- [GRA89] Grahl, Thomas: Beitrag zum Drehschwingungsverhalten von Axialkolbenmaschinen in Schrägachsenbauart. Zugl.: Hannover., Techn. Univ., Diss. Düsseldorf: VDI-Verlag (Verein Deutscher Ingenieure: [Fortschritt-Berichte VDI / 11], 119), 1989
- [G&F14] Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 24., aktualisierte Aufl. 2014. Berlin, Heidelberg: Springer (SpringerLink : Bücher), 2014
- [HEU89] Heuer, Andreas: Zylindertrommelschwingungen in Großwinkel-Axialkolbenmaschinen bei externer Drehschwingungserregung. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 1989, Karlsruhe, 1989
- [H&C07] Hildebrandt, W. H.; Cubert, J.-M.: Das neue Gleichlaufgelenk 'countertrack' für den Einsatz als radseitiges Festgelenk im Antriebsstrang. In: 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Aachen. Institut für Kraftfahrwesen; Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, S. 1651–1666, zuletzt geprüft am 2007
- [HIP04] Hippmann, G.: Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik. Dissertation. TU Wien, Wien. Institut für Mechanik und Mechatronik, 2004
- [H&D02] Hong, Yeh-Sun; Doh, Yoon-Ho: Dynamic Analysis of the 3-Dimensional Piston Motion of a Bent-Axis Type Hydraulic Pump. In: Proceedings of the KAMES 2002 Joint Symposium, A. KAMES 2002 Joint Symposium. Seoul, 13.-14.11.2002. KSME, S. 861–867, zuletzt geprüft am 2002
- [H&D04] Hong, Yeh-Sun; Doh, Yoon-Ho: Analysis on the friction losses of a bent-axis type hydraulic piston pump. In: *KSME International Journal* 18 (9), S. 1668–1679. DOI: 10.1007/BF029903822004.

- [I&I01] Ivantysyn, J.; Ivantysynova, M.: Hydrostatic Pumps and Motors. First English Edition. New Delhi: Akademia Books International, 2001
- [J&S13] Jacobs, Georg; Schelenz, Ralf: Benutzerhandbuch zum Drehschwingungssimulationsprogramm DRESP. Ausgabe zur Programmversion DRESP 13. Unter Mitarbeit von Romie Augustino, Andreas Kube, Sebastian Flock und Björn Juretzki. Hg. v. Institut für Maschinenelemente. RWTH Aachen. Aachen, 2013
- [JOH87] John, T.: Systemematische Entwicklung von homokinetischen Wellenkupplungen. Dissertation. München, 1987
- [KLE02] Kleist, A.: Berechnung von Dicht- und Lagerfugen in hydrostatischen Maschinen. Dissertation. Aachen: Shaker, 2002
- [LAS88] Laschet, A. (1988): Simulation von Antriebssystemen. Modellbildung der Schwingungssysteme und Beispiele aus der Antriebstechnik. In: Fachberichte Simulation, Bd. 9. Unter Mitarbeit von M. Birkle, J. Biethahn, P. Schmitz, H. W. Schüßler, A. Stoff und M. Thoma. Berlin: Springer, zuletzt geprüft am 1988
- [MÖL ET AL.07] Möller, D.; Frenschek, Winfried; Schelenz, R.; Gold P.W.: Drehschwingungssimulation von stufenlosen Getrieben mit hydrostatischer Leistungsverzweigung. Eine zusammenhängende Betrachtung der hydraulisch - mechanischen Antriebsstrangkomponenten, zuletzt geprüft am 2007, 2007
- [MUR07] Murrenhoff, H.: Grundlagen der LFluidtechnik. Teil 1: Hydraulik. 5. Aufl. Aachen: Shaker, 2007
- [ORA76] Orain, M.: Allgemeine Theorie und experimentelle Forschung der Gleichlaufgelenke. Teilw. zugl.: Paris, Univ. Pierre et Marie Curie, VI, Diss., 1976. - Aus d. Franz. übers, Poissy (France), 1976
- [PAL24] Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 1924 (68), S. 339–341, 1924
- [RAH ET AL.12] Rahmfeld, R. Dr.-Ing.; Göllner, W.; Lang, T. Prof. Dr.-Ing.; Dopichay, T.; Untch, J.: Mehr Effizienz bei hydrostatischen Einheiten. Wirkungsgradpotential von trocken laufenden Schrägachsenmotoren in mobilen Arbeitsmaschinen. In: *O+P Fluidtechnik* 2012 (7-8), S. 22–27, 2012
- [REX04] Rexroth Marketing: Training Mobilhydraulik Axialkolbenmaschinen. Grundlagen und Funktion. Hg. v. Bosch Rexroth AG, 2004

- [R&K63] Rivin, E. I.; Kotlyarenko, L. B.: Preparatory Procedures for the Dynamic Calculation of Gear-Boxes, Bd. 1963, zuletzt geprüft am 1963
- [RYB04] Ryborz, Joachim: Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben. Stuttgart: IMA (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Bericht Nr. 107), 2004]
- [RZE33] Rzeppa, A. H. (1933): Universal Joint. Angemeldet durch Rzeppa, A. H. am 12.06.1933. Veröffentlichungsnr: 2010899
- [SCH12] Schröter, J.: Analyse eines Doppeltripodtriebwerks unter Verwendung von Mehrkörpersimulation. Diplomarbeit. RWTH Aachen, Aachen. Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, März, 2012, betreut von J. Steinwede
- [SMM02] Schwab, A. L.; Meijaard, J. P.; Meijers, P.: A comparison of revolute joint clearance models in the dynamic analysis of rigid and elastic mechanical systems, Bd. 2002, S. 895–913. Online verfügbar unter <http://bicycle.tudelft.nl/schwab/Publications/SchMeiMei02.pdf>
- [SCH11] Schwarz, L.: Prüfstandsentwicklung zur Untersuchung von Kolbenringen mit dem Schwerpunkt auf der Abbildung des realen Bewegungslaufes. Diplomarbeit. RWTH Aachen, Aachen. Institut für Maschinenelemente, 2011, betreut von J. Steinwede
- [S&W14] Schwertassek, R.; Wallrapp, O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersystem. Methoden der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und zur Analyse mechatronischer System. Aufl. 1999. Wiesbaden: Vieweg & Teubner, 2014
- [SSA02] Seherr-Thoss, Hans-Christoph von; Schmelz, Friedrich; Aucktor, E.: Gelenke und Gelenkwellen. Berechnung Gestaltung Anwendungen ; mit 40 Tabellen. 1. Aufl. wg. veränd. Verf.-Reihenfolge u.d.T.: Schmelz, Friedrich: Gelenke und Gelenkwellen. 2. Aufl. Berlin: Springer, 2002
- [SIE12] Siemes, C.: Strömungsführung in Großwinkelmaschinen. Studienarbeit. RWTH Aachen, Aachen. Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, 2012, betreut von J. Steinwede
- [STA14] Stachowske, F.: Erstellung eines MKS-Modells von einem Kugelgleichlaufgelenk. Masterarbeit. RWTH Aachen, Aachen. Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, 2014, betreut von J. Steinwede

- [SJS14] Steinwede, J.; Jacobs, G.; Stachowske, F.: Analyses of the Excitation Behavior of a Ball-Type Constant-Velocity Joint Using the Polygonal Contact Method. Hg. v. Simpack AG. Simpack User Meeting. Augsburg. Online verfügbar unter http://www.simpack.com/fileadmin/simpack/doc/usermeeting14/Day_2_Room-1/08_UM14_BoschRexroth_Steinwede_Ball-Type-Joints-With-PCM.pdf, 2014
- [SJS15] Steinwede, J.; Jacobs, G.; Straßburger, F.: Drehschwingungsbetrachtung zur Auslegung eines Synchron gelenks für den Einsatz in hydrostatischen Schrägachsenmotoren. In: ATK 2015. Tagungsband. 16. Antriebstechnisches Kolloquium. Aachen, 3.-4.3.2015. Institut für Maschinenelemente. Fulda: Druckerei Quell KG, Fulda, S. 55–73
- [STO08] Stockmeier, M.: Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben. [Online-Ausg.]. Stuttgart: IMA (Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente, Antriebstechnik, CAD, Dichtungen, Zuverlässigkeit, Bericht Nr. 127), 2008
- [STU33] Stuber, B. K. (1933): Universal Joint. Angemeldet durch Stuber, B. K. am 28.09.1933. Veröffentlichungsnr: 1975758
- [THÜ04] Thümmel, Th.: Interpretation von Schwingungsphänomenen an einem Mechanismenprüfstand. In: VDI Berichte 1825. Modalanalyse und Identifikation. Verfahren und Anwendung bei dynamischen Systemen., Bd. 1825. VDI-Schwingungstagung 2004. Wiesloch, 25.5.2004. VDI. Düsseldorf: VDI-Verlag, zuletzt geprüft am 2004
- [VDI93] VDI-Richtlinie 2221, 1993: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte VDI, 1993
- [WAL84] Walzer, W.: Theoretische und experimentelle Untersuchung der Zylindertrommelmitnahme in Großwinkel-Axialkolbenmaschinen. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss, Karlsruhe, 1984
- [WEI23] Weiss, C. W. (1923): Universal Joint. Angemeldet durch Weiss, C. W. am 04.05.1923. Veröffentlichungsnr: 1522351
- [WHI08] Whitney, W. A. (1908): Universal joint. Angemeldet durch Whitney, W.A. am 09.04.1908. Veröffentlichungsnr: 1022909
- [XU12] Xu, Q.: Analyse der inneren Lastverteilung eines Kugelgleichlauffestgelenks. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz

Universität Hannover, Hannover. Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, 2012

- [ZSC00] Zscheschang, T.: Schwingungsanalyse an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben. Dissertations. TU Chemnitz, Chemnitz. Pro, 2000

Anhang

Anhang 1: Zeitliche Verläufe der Gelenklastversuche

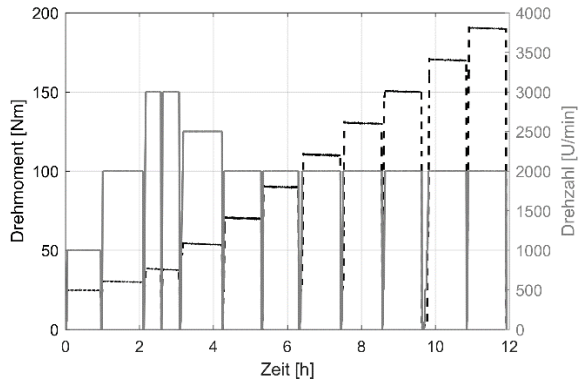


Abbildung 110: Übersicht Prüflauf Tripodegelenk 19°, Maximallastversuch

Das Tripodegelenk wurde irrtümlich in der dritten Laststufe mit zu hoher Drehzahl (3000 U/min) betrieben (vgl. Abbildung 110), da aber keinerlei Auffälligkeiten nach dem Versuch sichtbar waren, wurde der Versuch mit demselben Gelenk fortgeführt.

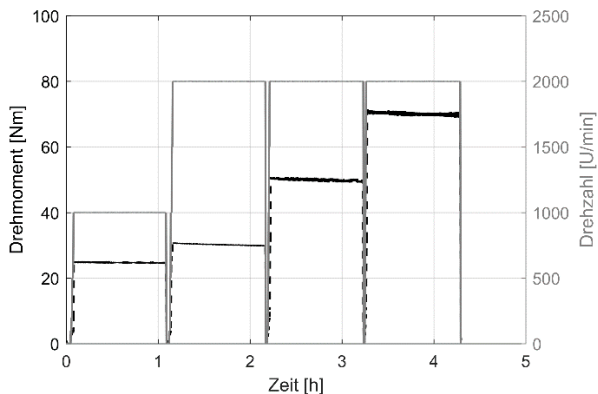


Abbildung 111: Übersicht Prüflauf Tripodegelenk 48°, Maximallastversuch

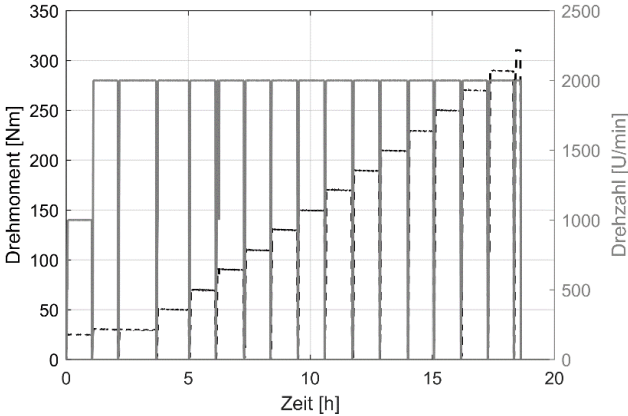


Abbildung 112: Übersicht Prüflauf Kugelgleichlaufgelenk 19°, Maximallastversuch

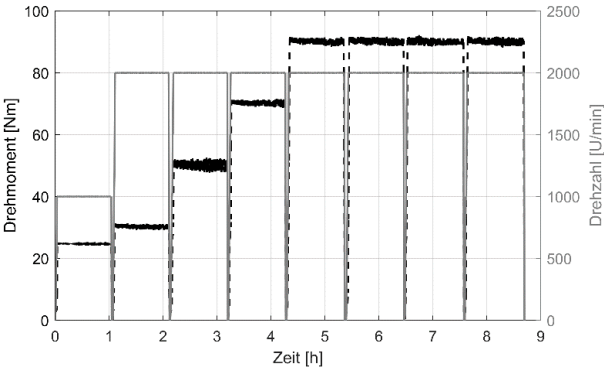


Abbildung 113: Übersicht Prüflauf Kugelgleichlaufgelenk 19°, Maximallastversuch

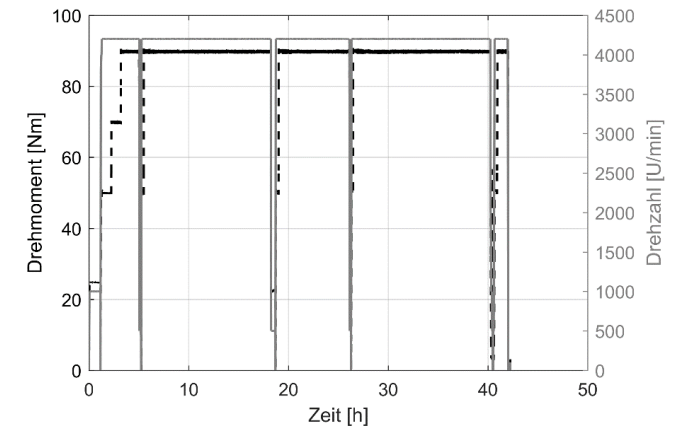


Abbildung 114: Prüflauf Tripode 6°, Dauerlaufversuch

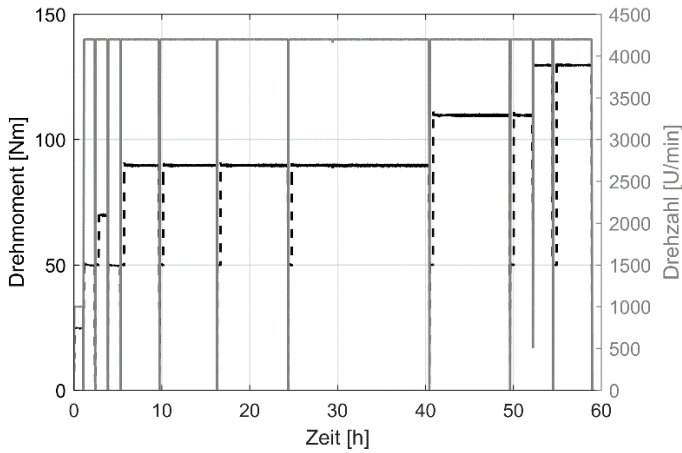


Abbildung 115: Prüflauf Tripode 19°, Dauerlaufversuch

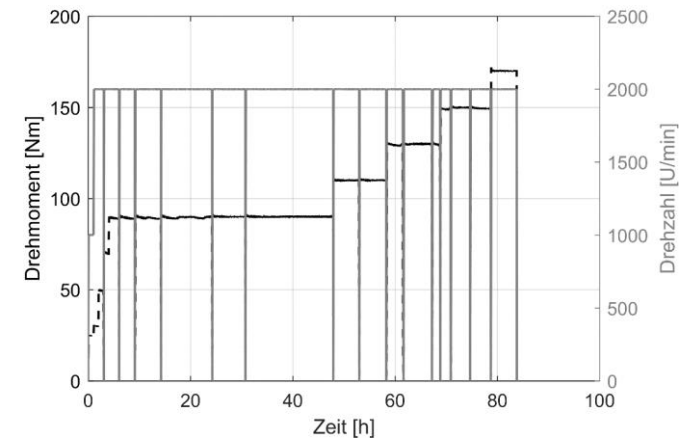


Abbildung 116: Übersicht Tripode 48°, Dauerlaufversuch

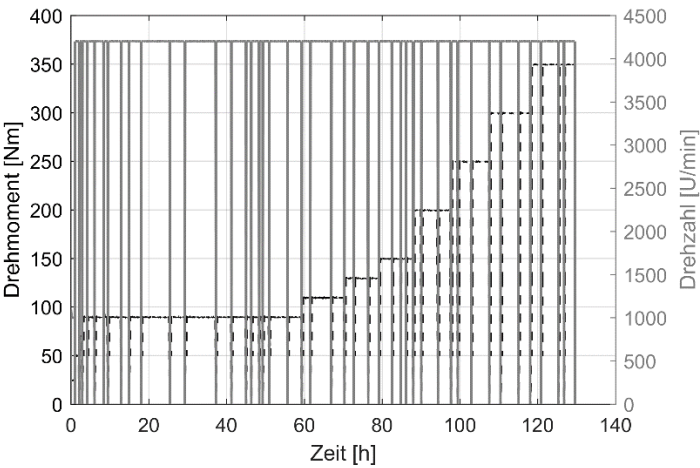


Abbildung 117: Übersicht Prüflauf Kugelgleichlaufgelenk 6°, Dauerlaufversuch

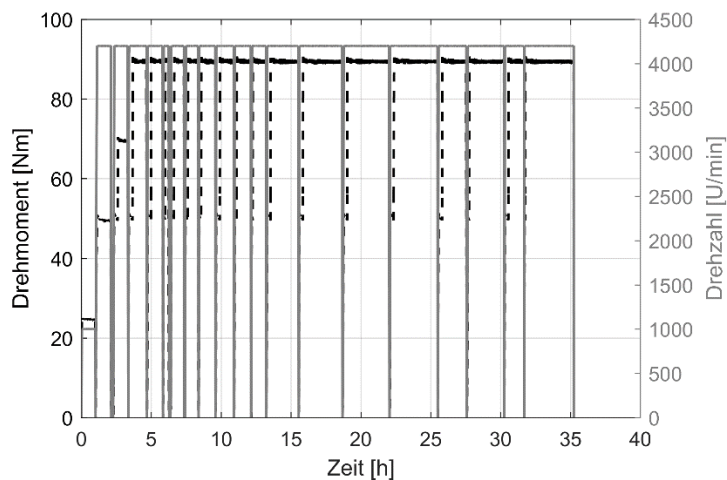


Abbildung 118: Übersicht Prüflauf Kugelgleichlaufgelenk 19°, Dauerlaufversuch