

Martin Schottmüller

**Ein Ansatz zur dynamischen Charakterisierung
und Bewertung von nichtlinearen Schwingungs-
systemen anhand des Beispiels Fliehkraftpendel**

An approach for dynamic characterization and
evaluation of nonlinear vibration systems using the
example of a centrifugal pendulum absorber

Band 139

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Copyright: IPEK • Institut für Produktentwicklung, 2021
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Ein Ansatz zur dynamischen Charakterisierung und Bewertung von nichtlinearen Schwingungssystemen anhand des Beispiels Fliehkraftpendel

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des

Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Martin Schottmüller

Tag der mündlichen Prüfung: 23.06.2021

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin

Vorwort der Herausgeber (Stand: Juli 2017)

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung, um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 139

Durch den enormen globalen Wettbewerb und die Entwicklung hin zu einem durch den Käufer dominierten weltweiten Markt für Fahrzeuge, insbesondere im Bereich der PKWs, entsteht ein hoher Druck in Richtung der Qualitätssteigerung der technischen Lösungen bei gleichzeitigen Möglichkeiten der Produktdifferenzierung. Während noch vor 30 Jahren nur wenige Antriebskonzepte für Fahrzeuge üblich waren, ist heute eine große Vielfalt grundlegender Konzepte in Produkten realisiert. Dabei spielen bis heute und sicherlich auch noch in den nächsten Jahren die Antriebe mit dem Verbrennungsmotor als Kraftmaschine eine ganz wesentliche Rolle, da diese mittlerweile einen sehr guten Wirkungsgrad darstellen können, gleichzeitig aber auch durch problemlose Betankung das Thema Reichweite keine Rolle spielt. So geht eine aktuelle Prognose (Energiekonzerns ExxonMobil 2021) davon aus, dass im Jahre 2040 noch zwei Drittel der Autos mit Verbrennungsmotor ausgestattet sein werden. Die Optimierung der Verbrennungsmotoren hin zu verbesserter Effizienz und zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der Emissionen führt allerdings dazu, dass die durch die Verbrennung angeregten Drehungleichförmigkeiten - als Schwingungserregung dem mittleren Drehmoment überlagert - immer weiter zunehmen. Auch in der Kombination des Verbrennungsmotors mit einem Elektromotor in Hybridantriebskonzepten und -lösungen ist der klare Trend hin zur Reduzierung der Zylinderzahl bei gleichzeitiger Optimierung der Verbrennung und damit Steigerung der Leistungsdichte dominierend. Das Umschalten zwischen dem Elektroantrieb und dem verbrennungsmotorischen Antrieb in hybriden Antriebssträngen erzeugt dabei eine weitere Problematik, da die übliche Maskierung von Geräuschen durch das Geräusch des Verbrennungsmotors im elektrischen Betrieb wegfällt und damit der Kunde beim Zuschalten des Verbrennungsmotors hier besonders sensitiv und sensibel ist. All diese Entwicklungen führen dazu, dass durch die Anregung aus der Kraftmaschine Downstream im Antriebsstrang sowohl in den Getrieben als auch in den anderen Antriebsselementen Geräusche angeregt werden können. Diese Geräuschphänomene – wie das Getrieberasseln oder Brummgeräusche beim niedertourigen Betrieb sowie das Heulen, das typischerweise im Differenzial auftritt – werden dann als störend und komfortbegrenzend empfunden. Im Bereich der Zulieferunternehmen für die Automobilindustrie wurden daher Lösungen entwickelt, wie die durch die Kraftmaschine angeregten Schwingungen vom restlichen Antriebsstrang getrennt werden können. Der bekannteste Ansatz ist hier das Zweimassenschwungrad, das seit mehr als 30 Jahren eine dominierende Komponente ist. Diese wird allerdings auch kontinuierlich weiterentwickelt, da die Schwingungsreduktion durch diese Komponente immer weiter gesteigert werden muss. Ursache ist hier die steigende Drehungleichförmigkeit bei gleichzeitiger Reduzierung der Dämpfung im Restantriebsstrang durch die Optimierung in Richtung Energieeffizienz. Deshalb wurden verschiedene weitere Lösungen entwickelt, um gemeinsam mit dem federbestückten Zweimassenschwungrad entsprechende Schwingungsreduzierungen zu erreichen. Ein Konzept ist das sogenannte Fliehkraftpendel. Dieses erlaubt auf der Basis einer Grundschwungsisolierung durch das Zweimassenschwungrad eine

weitere Reduzierung der in den Antriebsstrang übertragenen Amplituden und ist mittlerweile auch in vielen Anwendungen zu einem Standard geworden. Die Auslegung und Beschreibung des Fliehkraftpendels ist dabei in vielen Fällen noch stark experimentell basiert. Hierzu einen neuen Ansatz zu finden und diesen auf Basis auch des C&C-Modells in die Designfindungsprozesse der Systemsynthese zu integrieren, hat sich Herr Dr.-Ing. Martin Schottmüller in seiner wissenschaftlichen Arbeit erfolgreich gewidmet. Die Arbeit leistet vor allem auch einen wertvollen Beitrag für die praktische Produktentwicklung im Kontext von Torsionsschwingungsdämpfern.

Juni, 2021

Albert Albers

Kurzfassung

Fliehkraftpendelsysteme zählen aufgrund ihrer kompakten Bauweise und effizienten Schwingungsreduzierung zu den bewährten Komponenten für die Reduzierung von Schwingungen in modernen Kraftfahrzeugen (Kfz).

Sowohl für konventionelle, verbrennungsmotorische Systeme als auch für teilelektrifizierte Hybridantriebe haben die schwingungsreduzierenden Maßnahmen in der Antriebsstrangentwicklung eine zunehmende Bedeutung zur Erfüllung von Komfortzielen bezüglich der Geräusche und Vibrationen im Fahrzeuginnenraum. Besonders der immer kleiner werdende Bauraum für die Systeme zur Schwingungsreduzierung erfordert eine stetige Weiterentwicklung des vielseitig einsetzbaren Fliehkraftpendels (FKP).

Für die zielgerechte Optimierung von FKP-Systemen hinsichtlich ihrer schwingungsreduzierenden Eigenschaften bedarf es neben der Abstimmung der FKP-Ordnung an das jeweilige Gesamtsystem sowie der Gestaltung von wesentlichen Funktionsparametern zur Speicherung der Schwingungsenergie aus dem Antriebsstrang, insbesondere das Wissen über das dynamische Systemverhalten. Nichtlineare Effekte im FKP-Rückstellmoment reduzieren mit steigender Pendelauslenkung maßgeblich das Tilgungspotential des FKP durch eine selbstinduzierte Einleitung von Schwingungen in höheren Frequenzen in das Gesamtsystem. Mit den vorhandenen Validierungswerkzeugen konnten in der Vergangenheit keine oder nur unzureichende Erkenntnisse über die gezielte Beeinflussung dieser Effekte im FKP erlangt werden.

Um die bisher bekannten Validierungsansätze in der FKP-Entwicklung effizient zu unterstützen, wird in dieser Arbeit eine Methode zur dynamischen Charakterisierung und Bewertung von FKP-Systemen hinsichtlich ihres nichtlinearen Systemverhaltens entwickelt. Aufbauend auf einer umfassenden Analyse der Gestalt-Funktions-Zusammenhänge eines FKP-Systems, die Aufschluss über die Entstehungsmechanismen des nichtlinearen Systemverhaltens und deren mögliche Beeinflussung gibt, wird eine Bewertungssystematik abgeleitet. Um zusätzlich bislang nicht zugängliche FKP-Größen wie Rückstellmoment und Pendelauslenkung zu erfassen, wird eine bewährte Validierungsumgebung für FKP-Systeme modifiziert und eine Testprozedur festgelegt, um das dynamische Systemverhalten des FKP experimentell zu ermitteln.

Der experimentelle Einsatz beweist schließlich die Anwendbarkeit der Methode zur Quantifizierung des nichtlinearen Wirkzusammenhangs zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung. Die Forschungsergebnisse belegen, dass durch den Einsatz der erarbeiteten Bewertungsmethode schnell und effizient Erkenntnisse für zukünftige Produktgenerationen gewonnen werden können.

Abstract

Centrifugal pendulum absorbers (CPA) are tried and tested components to attenuate torsional vibrations in modern motor vehicles because of their compact design and efficiency to reduce amplitudes of vibrations.

To meet the comfort goals in regards of noise, vibrations and harshness (NVH) vibration reducing measures are gaining importance for the powertrain development, both for conventional combustion engines or partially electrified hybrid systems. As the available space for the devices of torsional vibration reduction steadily decreases, it is paramount to continuously develop the versatilely usable CPA.

Key tasks for the development of CPA devices include tuning the CPA order according to the main system and designing embodiment function elements to store the oscillation energy. Furthermore, targeted optimization of the systems to provide maximum performance in reducing torsional vibration particularly requires knowledge of the dynamic system behavior. As consequences of increasing oscillating pendulum amplitudes and non-linear effects in the CPA restoring torque significantly reduce the vibration damping potential of the CPA through self-induced vibrations at higher frequencies into the main system. Up to now, the existing validation tools could not – or not sufficiently – provide insights on how to specifically influence these effects of the CPA.

In order to close this gap in the existing body of knowledge and efficiently support the previously known validation approaches about CPA development, this thesis develops a method for the dynamic characterization and evaluation of CPA devices with regards to their non-linear behavior. Based on a comprehensive analysis of CPA embodiment function elements, which provides information about the fundamental mechanisms of the non-linear system behavior and their possible influence, the thesis develops an evaluation system. In addition to recording previously inaccessible CPA characteristics, such as restoring torque and oscillating pendulum amplitudes, the thesis modifies a tried and tested validation environment for CPA devices and establishes a test procedure to determine the dynamic system behavior of the CPA experimentally.

Finally, the experimental application proves the feasibility of the method to detect and to quantify the non-linear relationship between restoring torque and oscillating pendulum amplitudes. The research results also verify the efficient usage of the evaluation method in generating knowledge for future product generations.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner kooperativen Tätigkeit am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) in Zusammenarbeit mit Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG entstanden. Im Rahmen der langfristig angelegten Kooperation zwischen Schaeffler und dem KIT war es mir möglich dieses Forschungsprojekt durchzuführen.

An dieser Stelle möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers meinen großen Dank aussprechen, der mein Forschungsvorhaben als Doktorvater im Rahmen von zahlreichen wissenschaftlichen Gesprächen mit stets wertvollen Impulsen geprägt hat. Speziell dank seiner Expertise auf dem Gebiet der Schwingungsreduzierung waren die anregenden Diskussionen besonders hilfreich und haben mich darüber hinaus wissenschaftlich und auch persönlich vorangebracht. Mein Dank gilt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin für die Übernahme des Korreferats und dem damit entgegengebrachten Interesse an der Thematik.

Meinem Abteilungsleiter Herrn Dipl.-Ing. Thorsten Krause danke ich ganz besonders für das entgegengebrachte Vertrauen. Er hat mir als Vorgesetzter diese kooperative Promotion ermöglicht und war bei der Themenfindung maßgeblich beteiligt. Viele wertvolle Ideen entstanden in den regelmäßigen Fachgesprächen mit ihm. Meinen Kollegen aus der Entwicklung für nasse Dämpfersysteme, die mir zu jeder Zeit mit Rat und Tat zur Seite standen, danke ich für ihre unermüdliche Unterstützung, insbesondere Frank Gönner und Dipl.-Ing. Romain Vogt. Ebenfalls richtet sich mein Dank an Sebastian Bäuerle und Christian Peppel für die Umsetzung der Sondermesstechnik nach unseren Vorstellungen. Ferner möchte ich M.Sc. Mikhail Gvozdev für den wertvollen Gedankenaustausch über die nichtlinearen Effekte im Fliehkraftpendel danken.

Allen Kollegen des Instituts für Produktentwicklung sei zudem herzlich gedankt. Sie haben mich immer gut integriert und hatten stets ein offenes Ohr für meine organisatorischen und fachlichen Themen.

Dankbar bin ich ebenfalls meinen Eltern Reinhard und Helga sowie meinen Geschwistern Jochen und Corinna. Ihr habt euch Vieles anhören müssen, vermutlich nicht immer Alles verstanden, mich dennoch in schwierigen Situationen stets neu motiviert oder euch mit mir gefreut, wenn neue Meilensteine erreicht wurden. Abschließend gilt mein größter Dank meiner Freundin Sarah, die zusammen mit ihrer Familie die entscheidende Phase bei der Anfertigung dieser Arbeit miterlebt hat. Danke für den emotional uneingeschränkten Rückhalt und dass du immer an mich geglaubt hast.

Juni, 2021

Martin Schottmüller

„Wer sich der Praxis hingibt ohne Wissenschaft, ist wie der Steuermann, der ein Schiff ohne Ruder und Kompaß besteigt und nie weiß, wohin er fährt.“

Leonardo da Vinci (1452 - 1519)

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Inhaltsverzeichnis	ix
Abbildungsverzeichnis	xiii
Tabellenverzeichnis	xxiii
Abkürzungsverzeichnis	xxv
Formelverzeichnis	xxvii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	5
2.1 Grundlagen der Produktentstehung	5
2.1.1 Modell der PGE - Produktgenerationsentwicklung	5
2.1.2 Contact&Channel ² -Ansatz als Analysewerkzeug im Kontext der Produktgenerationsentwicklung	7
2.1.3 Validierung in der Produktentwicklung	10
2.1.4 IPEK-X-in-the-Loop Ansatz	12
2.2 Zwischenfazit	17
2.3 Mechanische Schwingungen	18
2.3.1 Grundbegriffe	18
2.3.2 Überlagerung von harmonischen Schwingungen	19
2.3.3 Schwingungsfähige Systeme	20
2.3.4 Charakterisierung von schwingungsfähigen Systemen durch äußere Anregung	21
2.4 Schwingungen im Kfz-Antriebsstrang	23
2.5 Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung im Kfz-Antriebsstrang	24
2.5.1 Prinzip der Schwingungsisolierung	25
2.5.2 Prinzip der Schwingungsdämpfung	31
2.5.3 Prinzip der Schwingungstilgung	33
2.6 Das Fliehkraftpendel als drehzahladaptiver Schwingungstilger	36
2.6.1 Wirkprinzip des Fliehkraftpendels	36
2.6.2 Technische Umsetzung des Fliehkraftpendels	40
2.6.3 Einflussgrößen auf die Wirkung eines Fliehkraftpendels	43
2.6.4 Störgroßen für die Wirkung eines Fliehkraftpendels	46
2.6.5 Nichtlineares Systemverhalten von Fliehkraftpendel	47

2.6.6	Variationsarten in Fliehkraftpendelsystemen in der Entwicklungspraxis.....	51
2.7	Validierung von Fliehkraftpendelsystemen.....	52
2.7.1	Prüfaufbau zur Ermittlung der Funktion eines Fliehkraftpendels	53
2.7.2	Versuchsdurchführung zur experimentellen Ermittlung der Fliehkraftpendel Vergrößerungsfunktion	58
2.7.3	Grenzen der bisherigen Teilsystemvalidierung von Fliehkraftpendelsystemen	60
2.7.4	Ausgewählte Messtechnikansätze zur Ermittlung von relevanten Systemgrößen des Fliehkraftpendels	61
3	Zielsetzung und Motivation	67
3.1	Motivation und Forschungsbedarf	67
3.2	Zielsetzung	69
3.3	Forschungshypothesen.....	69
3.4	Forschungsfragen	70
4	Forschungsansatz – Handlungssystem und methodische Vorgehensweise	73
4.1	Klärung des Forschungsgegenstands	74
4.2	Deskriptive Studie 1	74
4.3	Präskriptive Studie	74
4.4	Deskriptive Studie 2	75
5	Analyse des nichtlinearen Rückstellmoments eines Fliehkraftpendelsystems	77
5.1	Contact&Channel ² -Sequenzmodell für Fliehkraftpendel.....	78
5.1.1	Aufbau der Contact&Channel ² -Modellierung von Fliehkraftpendelsystemen	78
5.1.2	Beschreibung des FKP-Rückstellmoments im Contact&Channel ² -Sequenzmodell	81
5.2	Analyse der nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment.....	91
5.2.1	Zentrifugalmoment aus der Trägerscheibengeschwindigkeit.....	92
5.2.2	Zentrifugalmoment aus der Pendelgeschwindigkeit	95
5.2.3	Moment aus den relativen Geschwindigkeiten zwischen Scheibe und Pendelmasse	97
5.3	Zwischenfazit	100
6	Entwicklung der Methode zur Bewertung für FKP-Systeme anhand nichtlinearer Effekte im Rückstellmoment	103
6.1	Ableitung von Ziel- bzw. Bewertungsgrößen für ein Fliehkraftpendelsystem	104
6.2	Bewertungsansatz bezüglich des FKP-Tilgungspotentials	108

6.3	Modellbildung mit dem IPEK-X-in-the-Loop Ansatz	112
6.3.1	Zielsystem der Validierungsumgebung zur Bestimmung der Wirkzusammenhänge zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung	113
6.3.2	Physische Modellbildung der Prüfumgebung	116
6.4	Verifikation der Modellbildung des Prüfaufbaus	135
6.4.1	Vollständige Beschreibung der Mess-Koppelsysteme zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments.....	136
6.4.2	Gegenüberstellung der Messmethoden für das FKP- Rückstellmoment	143
6.4.3	Beschreibung des Mess-Koppelsystems für die Schwingwinkelerfassung	147
6.4.4	Gegenüberstellung der Auslenkung einzelner FKP-Massen	147
6.5	Zwischenfazit.....	150
7	Sensitivitätsanalyse von Einflüssen der Prüfparameter auf die experimentell ermittelte FKP-Charakteristik.....	153
7.1	Testprozedur zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik.....	153
7.1.1	Experimentelle Ermittlung der dynamischen FKP- Charakteristik.....	155
7.1.2	Momentrampe zur Ermittlung der dynamischen FKP- Charakteristik.....	155
7.2	Ergebnisse möglicher Beeinflussung der ermittelten Messwerte durch die Modellbildung	159
7.3	Ergebnisse der Abbildung von erwarteten Einflussparametern auf die FKP-Charakteristik	167
7.4	Zwischenfazit.....	172
8	Einsatz der Methode zur Bewertung der Auswirkungen verschiedener Variationsarten in FKP-Produktgenerationen auf die nichtlineare Charakteristik.....	173
8.1	Fallstudie 1: Einfluss einer Variation bezüglich der Pendelmasse auf die nichtlinearen Effekte	173
8.1.1	Klassifizierung der Variationsart durch Nutzung des Contact&Channel ² -Ansatzes.....	175
8.1.2	Anwendung der Bewertungsmethode anhand des nichtlinearen Rückstellmomentverlaufs.....	177
8.2	Fallstudie 2: Einfluss bezüglich einer Variation des Schwerpunktabstand zum Rotationszentrum und des Masseparameters auf die nichtlinearen Effekte	180

8.2.1	Klassifizierung der Variationsart durch Nutzung des Contact&Channel ² -Ansatzes	181
8.2.2	Anwendung der Bewertungsmethode anhand des nichtlinearen Rückstellmomentverlaufs	182
8.3	Fallstudie 3: Einfluss einer Variation bezüglich der Veränderung der Pendelmassenaufhängung auf die nichtlinearen Effekte.....	185
8.3.1	Klassifizierung der Variationsart durch Nutzung des Contact&Channel ² -Ansatzes	187
8.3.2	Anwendung der Bewertungsmethode anhand des nichtlinearen Rückstellmomentverlaufs	189
8.4	Fazit aus der Anwendung der Bewertungsmethode.....	191
9	Zusammenfassung und Ausblick	193
9.1	Zusammenfassung der Forschungsergebnisse	193
9.2	Ausblick auf mögliche weiterführende Forschungsschwerpunkte	195
	Literaturverzeichnis	XIX
	Anhang.....	xxxiii
	Torsionskennlinie Federdämpfer	xxxiii
	Dokumentation Sondermesstechnik Telemetrie	xxxiv
	Kalibrierprotokoll DMS-Messflansch nach DIN 51309	xliii

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Schaeffler Produktion von Fliehkraftpendel pro Jahr für Handschalt- und Doppelkupplungsgetriebe (links) sowie für Automatikgetriebe (rechts) nach Kooy und Seebacher (2018) ..2
Abbildung 2.1:	Inhalte von Contact&Channel ² -Modellen nach Matthiesen, Grauberger und Hölz et al. (2018)8
Abbildung 2.2:	Beschreibung der Wechselwirkung von Validierung und Gestaltung (Design) im erweiterten ZHO-Modell nach Albers und Behrendt et al. (2016).....11
Abbildung 2.3:	Anwendung des IPEK-X-in-Loop-Ansatzes am Beispiel einer Prüfumgebung für den Einsatz in Antriebsstrangentwicklung nach Albers und Behrendt et al. (2016) und Düser (2010)13
Abbildung 2.4:	Das IPEK-X-in-the-Loop-Framework am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung nach Albers und Behrendt et al. (2016).....14
Abbildung 2.5:	Beispiel einer Modellbildung für Validierungsaktivitäten am Antriebsstrang nach Albers, Mandel, Yan und Behrendt (2018).....15
Abbildung 2.6:	Harmonische Schwingung im Bild-(links) und im Zeitbereich (rechts) – eigene Darstellung nach Brommundt und Sachau (2018).....19
Abbildung 2.7:	Zerlegung einer überlagerten Schwingung $y(t)$ in harmonische Einzelschwingungen im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts) – eigene Darstellung nach Norm DIN 1311-120
Abbildung 2.8:	Feder-Masse-System ohne Dämpfung – eigene Darstellung ..21
Abbildung 2.9:	Vergrößerungsfunktion eines ungedämpften Einmassenschwingers mit Kraftanregung – eigene Darstellung nach Norm DIN 1311-222
Abbildung 2.10:	Entstehung eines Torsionsmoments durch wirkende Kräfte am Kolben – eigene Darstellung nach Dresig und Fidlin (2014)23
Abbildung 2.11:	Ungedämpfter Einmassenschwinger mit äußerer Erregung (links) und zugehöriger Übertragungsfunktion (ohne Phasengang) – eigene Darstellung nach VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2011).....26

Abbildung 2.12:	Beispiel für eine torsionsgedämpfte Kupplungsscheibe nach Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG (2021) ...	28
Abbildung 2.13:	Explosionsansicht eines Zweimassenschwungrads nach Schaeffler Automotive GmbH & Co. KG (2019)	29
Abbildung 2.14:	Vergrößerungsfunktion für das Getriebe mit konventionellem Schwungrad (durchgezogene Linie) und mit Zweimassenschwungrad (gestrichelte Linie) – eigene Darstellung nach Reik (1990) und Dresig und Fidin (2014)....	30
Abbildung 2.15:	Prinzipielle Umsetzung des Zweimassenschwungrads und dessen Auswirkung auf die Schwingung am Antriebsstrang nach Albers (1994)	31
Abbildung 2.16:	Gedämpfter Einmassenschwinger mit äußerer Erregung (links) und zugehörige Vergrößerungsfunktionen mit unterschiedlicher Dämpfung (ohne Phasengang) – eigene Darstellung nach VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2011).....	33
Abbildung 2.17:	Zweimassenschwinger Erklärungsmodell für die Tilgerwirkung – eigene Darstellung nach Baron (2000)	35
Abbildung 2.18:	Prinzipielle Darstellung des Wirkprinzips eines Fliehkraftpendels – eigene Darstellung nach Zeller (2018)	37
Abbildung 2.19:	Zweimassenschwungrad mit Fliehkraftpendel nach Kooy (2014)	41
Abbildung 2.20:	Kupplungsscheibe mit Fliehkraftpendel nach Häßler, Kooy, Welter und Lichtenwald (2016)	41
Abbildung 2.21:	Drehmomentwandler mit Fliehkraftpendel nach Lindemann, Steinberger und Krause (2014).....	42
Abbildung 2.22:	Technische Ausführung eines Fliehkraftpendels der Firma Schaeffler – eigene Darstellung.....	42
Abbildung 2.23:	Radialer Weg des Schwerpunkts als Maß für die zwischengespeicherte Energie durch die Pendelbewegung nach Kooy et al. (2011) und Krause et al. (2011).....	44
Abbildung 2.24:	Beispiel der Begrenzung des Designraums infolge des Zielkonflikts zwischen Pendelauslenkung und -masse – eigene Darstellung nach Krause, Kremer und Movlazada (2011).....	44
Abbildung 2.25:	Verschiedene Ausführungen des Fliehkraftpendelprinzips – eigene Darstellung nach Jörg et al. (2001)	45

Abbildung 2.26:	Unterschiedliche bifilare Pendelaufhängungen in Ruhelage (oben) und in Auslenkung (unten) – eigene Darstellung nach Kooy (2014).....	46
Abbildung 2.27:	Ausführungen der Pendelbahngeometrie einer Kreisbahn (oben) und einer Epizykloide (unten) und deren Einfluss auf den Ordnungsverlauf – eigene Darstellung	49
Abbildung 2.28:	Systemantwort eines nichtlinearen Fliehkraftpendels mit einer degressiv nichtlinearen Schwingungsamplitude auf eine harmonische Anregung nach Dresig und Fidlin (2014)	50
Abbildung 2.29:	Ansätze zur Entwicklung neuer Fliehkraftpendel im Kontext der PGE – Produktgenerationsentwicklung – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	52
Abbildung 2.30:	CAD-Schnitt des Prüfaufbaus zur FKP-Funktionsmessung der Fa. Schaeffler – eigene Darstellung	54
Abbildung 2.31:	Darstellung des Prüfaufbaus als 3-Massen-Schwingungsmodell – eigene Darstellung	55
Abbildung 2.32:	Vereinfachtes Schwingungsmodell zur Funktionsbestimmung des Fliehkraftpendels – eigene Darstellung.....	56
Abbildung 2.33:	Messgrößenerfassung für Drehzahl und Drehmoment zur FKP-Funktionsbestimmung – eigene Darstellung.....	57
Abbildung 2.34:	Prüfprogramm zur Ermittlung der Vergrößerungsfunktion – eigene Darstellung	58
Abbildung 2.35:	Beschreibung der Auswertung der Messgrößen zur Ermittlung der FKP-Vergrößerungsfunktion – eigene Darstellung	60
Abbildung 2.36:	Virtuelle Verschiebung der Drehmomentmessstelle durch Kompensation des Mess-Koppelsystemeinflusses nach Albers und Berger et al. (2017)	63
Abbildung 2.37:	Signalverarbeitung von Inkrementaldrehgeber nach Matitschka et al. (2015) und Tränkle und Reindl (2014)	64
Abbildung 2.38:	Einsatz von Hallsensoren zur Ermittlung der Pendelmassenauslenkung bei der Fa. Schaeffler – eigene Darstellung.....	66
Abbildung 4.1:	Forschungsvorgehen der vorliegenden Arbeit im Kontext der Design Research Methodology nach Blessing und Chakrabarti (2009).....	73
Abbildung 5.1:	Contact&Channel ² -Modell für ein Fliehkraftpendeldämpfer	79

Abbildung 5.2:	Zeitlicher Verlauf von verschiedenen Zuständen der Pendelmasse während einer Schwingung	80
Abbildung 5.3:	Contact&Channel ² -Model eines Fliehkraftpendels für Zustand I (0-Lage) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)	81
Abbildung 5.4:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in positiver Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 1) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	83
Abbildung 5.5:	Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung mit positiver Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 1) für zwei unterschiedlich große Amplituden.....	84
Abbildung 5.6:	Abhängigkeit des theoretischen FKP-Rückstellmomentverlaufs einer Pendelmassenschwingung mit positiver Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 1) von der Pendelauslenkung (links) und von der damit korrelierenden Pendelgeschwindigkeit (rechts)	85
Abbildung 5.7:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in positiver Auslenkung entgegen der Drehrichtung (Sequenz 2) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	86
Abbildung 5.8:	Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung für die Zustandsänderungen 1 und 2 in Abhängigkeit der Pendelauslenkung (links) und der Pendelgeschwindigkeit (rechts)	87
Abbildung 5.9:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in negativer Auslenkung entgegen der Drehrichtung (Sequenz 3) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)	88
Abbildung 5.10:	Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung für die Zustandsänderungen 1 - 3 in Abhängigkeit der Pendelauslenkung (links) und der Pendelgeschwindigkeit (rechts)	89
Abbildung 5.11:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in negativer Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 4) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	90

Abbildung 5.12:	Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung für die Zustandsänderungen 1 - 4 in Abhängigkeit der Pendelauslenkung (links) und der Pendelgeschwindigkeit (rechts).....	91
Abbildung 5.13:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell zur Erklärung des Zentrifugalmoments aus der Scheibenbewegung in Zustand II – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)	93
Abbildung 5.14:	Verlauf des Zentrifugalmoments aus Trägerscheibengeschwindigkeit für drei verschiedene Pendelauslenkungen (links) und das dazugehörige Amplitudenspektrum (rechts).....	95
Abbildung 5.15:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell zur Erklärung des Zentrifugalmoments aus der Pendelbewegung während der Zustandsänderung von Zustand I zu Zustand II – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	96
Abbildung 5.16:	Verlauf des Zentrifugalmoments aus der Pendelgeschwindigkeit für drei verschiedene Pendelauslenkungen (links) und das dazugehörige Amplitudenspektrum (rechts)	97
Abbildung 5.17:	Contact&Channel ² -Sequenzmodell zur Erklärung des Coriolismoments während der Zustandsänderung von Zustand I zu Zustand II – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	98
Abbildung 5.18:	Verlauf des Coriolismoments für drei verschiedene Pendelauslenkungen (links) und das dazugehörige Amplitudenspektrum (rechts).....	99
Abbildung 6.1:	Systemantwort eines linearen Tilgers (rechts) infolge unterschiedlicher Anregungsamplituden (links)	105
Abbildung 6.2:	Systemantworten verschiedener linearer Tilgersysteme infolge einer Anregungsschwingung	106
Abbildung 6.3:	Zerlegung des FKP-Rückstellmoments in seine harmonischen Hauptschwingungen im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts)	107
Abbildung 6.4:	Vorgehensweise zur Bestimmung des FKP-Rückstellmomentverlaufs über der Pendelauslenkung	109
Abbildung 6.5:	Methode zur Bewertung der ermittelten dynamischen Charakteristik eines Fliehkraftpendels	110
Abbildung 6.6:	Beispiel für die Anwendung der Bewertungsmethode anhand zwei verschiedener FKP-Systeme.....	111

Abbildung 6.7:	IPEK-X-in-the-Loop Framework im Kontext der FKP-Entwicklung auf Basis von Düser (2010)	112
Abbildung 6.8:	Anforderungen an die Prüfumgebung für die dynamische FKP-Charakterisierung nach Matitschka et al. (2015)	114
Abbildung 6.9:	CAD-Schnitt der Validierungsumgebung zur dynamischen Charakterisierung von FKP-Systemen am IPEK eDrive-in-the-Loop-Prüfstand	117
Abbildung 6.10:	Top-Down Modell der Validierungsumgebung zur Charakterisierung von FKP-Systemen – eigene Darstellung nach Albers, Geier, Jaeger und Stier (2013)	120
Abbildung 6.11:	CAD-Schnittmodell mit Aufteilung der Massenträgheit des Prüfaufbaus zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik.....	121
Abbildung 6.12:	Schematisches Schwingungsmodell zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments über das Schnittmoment des Federdämpfers	123
Abbildung 6.13:	Freischnitt der Sekundärmasse des Prüfaufbaus zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments.....	124
Abbildung 6.14:	Entwickelter DMS-Messflansch zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments im Prüfaufbau	126
Abbildung 6.15:	Anordnung des DMS-Messflanschs im CAD-Schnitt des Prüfaufbaus zur Erfassung des FKP-Rückstellmoments.....	128
Abbildung 6.16:	Beispiel für ein Fliehkraftpendel mit Hallsensor-Applikation zur Erfassung der Pendelmassenauslenkungen	129
Abbildung 6.17:	Messvorrichtung zur Ermittlung des Verhältnisses zwischen Hallspannung und Pendelauslenkung.....	131
Abbildung 6.18:	Umrechnungskurven der gemessenen Hallspannungen U_H für die jeweilige Pendelmassenauslenkung	132
Abbildung 6.19:	Messtechnischer Aufbau zur telemetrischen Erfassung der FKP-Größen im CAD-Schnitt	133
Abbildung 6.20:	Frontansicht des PikesPeak-Messsystem nach Schaeffler Engineering GmbH (2013)	135
Abbildung 6.21:	Erklärungsmodell des Mess-Koppelsystems für die Bestimmung des FKP-Rückstellmoments aus dem Federmoment	137
Abbildung 6.22:	Erklärungsmodell des Mess-Koppelsystems für die Bestimmung des FKP-Rückstellmoments aus dem DMS-Messflansch	138

Abbildung 6.23:	Experimentelle Ermittlung der relativen Totzeit zwischen Inkrementaldrehgeber (sekundär) und DMS-Messflansch.....	139
Abbildung 6.24:	Kompensation der Mess-Koppelsystemeinflüsse zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments aus dem DMS-Signal.....	141
Abbildung 6.25:	Kompensation des Mess-Koppelsystemeinflusses zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments aus dem Federschnittmoment.....	142
Abbildung 6.26:	Bestimmung der Nullpunktabweichung der DMS-Sensorspannung	143
Abbildung 6.27:	Vergleich der ermittelten FKP-Rückstellmomente für drei unterschiedliche Anregungsamplituden bei 750 min ⁻¹	145
Abbildung 6.28:	Vergleich der ermittelten FKP-Rückstellmomente für drei unterschiedliche Anregungsamplituden bei 900 min ⁻¹	146
Abbildung 6.29:	Auslenkung der einzelnen Pendelmassen für Betriebspunkte bei 750 min ⁻¹ ohne überlagerter Drehmomentamplitude (links) und mit Überlagerung (rechts).....	148
Abbildung 6.30:	Auslenkung der einzelnen Pendelmassen für Betriebspunkte bei 900 min ⁻¹ ohne überlagerter Drehmomentamplitude (links) und mit Überlagerung (rechts).....	148
Abbildung 6.31:	Darstellung für die zeitsynchrone Erfassung der nichtlinearen Größen der FKP-Charakteristik	150
Abbildung 7.1:	Beispiel eines Prüflaufs einer Momentrampe zur stufenweisen Ermittlung des FKP-Rückstellmomentverlaufs.....	156
Abbildung 7.2:	Darstellung der Messgrößen zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik	157
Abbildung 7.3:	Ermittlung des Auswertebereichs anhand des Messsignals für die mittlere Pendelauslenkung	158
Abbildung 7.4:	Vergleich zwischen der theoretischen und den experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen des Prüfaufbaus mit Fliehkraftpendel für verschiedene Anregungsamplituden bei 750 min ⁻¹	160
Abbildung 7.5:	Vergleich zwischen der theoretischen und den experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen des Prüfaufbaus mit Fliehkraftpendel für verschiedene Anregungsamplituden bei 900 min ⁻¹	160
Abbildung 7.6:	Beispiel für die Ermittlung eines FKP-Rückstellmomentverlaufs durch Aufwärts- und Abwärtsmomentrampe bei 750 min ⁻¹	161

Abbildung 7.7:	Beispiel für die Ermittlung eines FKP-Rückstellmomentverlaufs durch Aufwärts- und Abwärtsmomentrampe bei 900 min^{-1}	162
Abbildung 7.8:	Variation der Anregungsordnung zur Ermittlung deren Einflusses auf den FKP-Rückstellmomentverlauf	164
Abbildung 7.9:	Wiederholbarkeitsmessungen zur Ermittlung des FKP-Rückstellmomentverlaufs.....	165
Abbildung 7.10:	Messwertanalyse des ermittelten FKP-Rückstellmoments über 25 Messungen bei ca. 15° Pendelauslenkung	166
Abbildung 7.11:	Messwertanalyse des ermittelten FKP-Rückstellmoments über 25 Messungen bei ca. 40° Pendelauslenkung	167
Abbildung 7.12:	Variation der Prüfdrehzahl zur Bestimmung des Fliehkrafteinflusses auf den FKP-Rückstellmomentverlauf ...	168
Abbildung 7.13:	Gegenüberstellung der ermittelten Messungen der Vergrößerungsfunktion mit und ohne Ölmedium bei Raumtemperatur.....	169
Abbildung 7.14:	Variation des Betriebsmediums zur Bestimmung des Einflusses von Öl auf den FKP-Rückstellmomentverlauf	171
Abbildung 8.1:	Darstellung der Übernahme eines (Teilsystem-)Elements aus dem Referenzsystems (links) in das daran anknüpfende FKP-Systems (rechts) mit geringerer Gesamtmasse durch Reduzierung der Pendelmassenpaare (Teilsysteme)	175
Abbildung 8.2:	Contact&Channel ² -Modelle für beide FKP-Systeme (unten) mit der Darstellung der Parallelschaltung des Wirkzusammenhangs (oben)	176
Abbildung 8.3:	Anwendung der Bewertungsmethode auf die ermittelten dynamischen FKP-Rückstellmomentverläufe der FKP-Systeme des Fallbeispiels 1 zur Ermittlung des Einflusses der Gestaltvariation (GV) bezüglich der Gesamtmasse auf das nichtlineare Verhalten	179
Abbildung 8.4:	Darstellung des Referenzsystems (links) und der nachfolgenden FKP-Generation (rechts) mit Übernahme des (Teilsystem-)Elements der Bahnaufhängung und der Veränderung des FKP-Gestaltparameters Schwerpunktabstand und Masse	181
Abbildung 8.5:	Contact&Channel ² -Sequenzmodelle für FKP-System C (rechts) und FKP-System D (links) in Zustand I und Zustand II zur Darstellung der Variation bezüglich der veränderten	

	Gestaltparameter Schwerpunktabstand und Masse bei der Übernahme des Wirkzusammenhangs.....	182
Abbildung 8.6:	Anwendung der Bewertungsmethode an den ermittelten dynamischen FKP-Rückstellmomentverläufen der FKP- Systeme des Fallbeispiels 2 zur Ermittlung des Einflusses der Gestaltvariation (GV) bezüglich des Schwerpunktabstands und Gesamtmasse auf das nichtlineare Verhalten	184
Abbildung 8.7:	Darstellung der nachfolgenden FKP-Generation (rechts) mit Veränderung des Wirkprinzips des (Teilsystem-)Elements der FKP-Bahnaufhängung aus dem Referenzsystem (links)	186
Abbildung 8.8:	Contact&Channel ² -Sequenzmodelle für FKP-System E (rechts) und FKP-System F (links) in Zustand I und Zustand II zur Darstellung der Variation bezüglich der geänderten Bahnaufhängung – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019).....	188
Abbildung 8.9:	Anwendung der Bewertungsmethode an den ermittelten dynamischen FKP-Rückstellmomentverläufen der FKP- Systeme des Fallbeispiels 3 zur Ermittlung des Einflusses der Prinzipvariation (PV) bezüglich der geänderten Bahnaufhängung auf das nichtlineare Verhalten	190

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Technische Daten des IPEK eDrive-in-the-Loop-Prüfstands nach IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (2019).....	118
Tabelle 2:	Prüfstandparameter des vorliegenden Schwingungssystems ohne FKP-System	119
Tabelle 3:	Technische Daten des entwickelten DMS-Messflanschs im Prüfaufbau	127
Tabelle 4:	Technische Daten der verwendeten Hallsensoren zur Ermittlung der Pendelmassenauslenkungen	130
Tabelle 5:	Technische Daten der im Prüfaufbau verwendeten Telemetrie	134
Tabelle 6:	Relative Totzeit T_{DMS} zwischen Drehzahl- und DMS-Signal ..	140
Tabelle 7:	Relative Totzeit T_{Hall} zwischen Drehzahl- und Hallsignal	147
Tabelle 8:	Betriebspunkte zur Variation der Anregungsfrequenz bzw. -ordnung der eingeleiteten Schwingung	163
Tabelle 9:	Kennwerte aus interner Laboruntersuchung (2020) des Velocite Oil 3 mittels Stabinger-Viskosimeter.....	170
Tabelle 10:	Vergleich der beiden wesentlichen Gestaltparameter der FKP-Systeme A und B	178
Tabelle 11:	Vergleich der beiden wesentlichen Gestaltparameter der FKP-Systeme C und D	183
Tabelle 12:	Vergleich der beiden wesentlichen Gestaltparameter der FKP-Systeme E und F.....	187

Abkürzungsverzeichnis

C	Connector
C&C ² -A	Contact&Channel ² -Ansatz
C&C ² -M	Contact&Channel ² -Modell
DMS	Dehnmessstreifen
FKP	Fliehkraftpendel
GV	Gestaltvariation
IPEK	Institut für Produktentwicklung
KaSPro	Karlsruher Schule für Produktentwicklung
Kfz	Kraftfahrzeug
KS	Kupplungsscheibe
LSS	Leitstützstruktur
NVH	Noise, Vibration, Harshness
PGE	Produktgenerationsentwicklung
PV	Prinzipvariation
SR	Schwungrad
TTL	Transistor-Transistor-Logik
ÜV	Übernahmevariation
WFP	Wirklflächenpaar
ZHO	Ziel, Handlung, Objekt
ZMS	Zweimassenschwungrad

Formelverzeichnis

Symbol	Beschreibung
A	Drehpunkt der Pendelmasse
C	Allgemeine Federsteifigkeit Allgemeine Torsionsfedersteifigkeit
C_t	Tilgersteifigkeit
$C_{\text{Dämpfer}}$	Steifigkeit des Federdämpfers
C_{FKP}	Linearisierte Steifigkeit des Fliehkraftpendels
D	Allgemeine Dämpfung
d_{FKP}	Dämpfung des Fliehkraftpendels
F_{Co}	Corioliskraft
F_{Gas}	Gaskraft
$F_{\text{m,osz}}$	Oszillierende Massenkräfte
F_{tan}	Tangentialkraft
F_Z	Zentrifugalkraft
$F_{Z,r}$	Radialer Anteil der Zentrifugalkraft
F_{Zp}	Zentrifugalkraft aus Pendelgeschwindigkeit
F	Frequenz
f_A	Anregungsfrequenz

I	Anzahl an Zündungen eines Zylinders pro Kurbelwellenumdrehung
J	Anzahl der Pendelmassenpaare
J	Allgemeine Drehmasse
J_{FKP}	Effektive Massenträgheit des Fliehkraftpendels
J_t	Tilgermassenträgheit
J_s	Massenträgheit Trägerscheibe
J_{KS}	Massenträgheit Koppelsystem
$J_{\text{Primär}}$	Massenträgheit Primär
J_{Masse1}	Massenträgheit Masse1
$J_{\text{Sekundär}}$	Massenträgheit Sekundär
$J_{\text{ZSB, Drehzahl}}$	Massenträgheit ZSB Drehzahl
L	Abstand des Aufhängepunkts von der Drehachse
L	Pendellänge
M	Allgemeines Drehmoment
\hat{M}	Drehmomentamplitude
\hat{M}_{FKP}	FKP-Rückstellmomentamplitude
M	Allgemeine Masse
M_A	Anregungsamplitude des Drehmoments
M_{Co}	Coriolismoment
M_{DMS}	Drehmoment aus DMS-Messflansch
M_F	Federmoment

M_{FKP}	FKP-Rückstellmoment
$M_{FKP,DMS}$	Ermitteltes FKP-Rückstellmoment aus DMS-Flansch
$M_{FKP,Schnitt}$	Ermitteltes FKP-Rückstellmoment Federmoment
M_{J2}	Beschleunigungsmoment der Trägheit J2
$M_{J2,1}$	Beschleunigungsmoment der Trägheit J2,1
M_{Sensor}	Gemessenes Sensormoment
M_t	Tilgermoment
M_{Zp}	Zentrifugalmoment aus Pendelgeschwindigkeit
M_{Zs}	Zentrifugalmoment aus Trägerscheibengeschwindigkeit
N	Allgemeine Drehzahl
$\hat{n}_{primär}$	Drehzahlamplitude Primär
$\hat{n}_{primär}$	Drehzahlamplitude Sekundär
Q	FKP-Ordnung
T	Periodendauer
T_{DMS}	Relative Totzeit zwischen Inkrementaldrehgeber und DMS-Signal
T_{Hall}	Relative Totzeit zwischen Inkrementaldrehgeber und Hallsignal
T	Allgemeine Zeit
V	Vergrößerungsfunktion
X	Ortskoordinate
\ddot{x}	Allgemeine Beschleunigung

Y	Allgemeine Auslenkung
\hat{Y}	Allgemeine Amplitude
Z	Anzahl der Zylinder
Ω, ω	Allgemeine Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\omega}_{KS}$	Beschleunigung des Koppelsystems
Ω	Kreisfrequenz
ω_0	Eigenkreisfrequenz
φ_0	Winkelkoordinate
φ_0	Nullphasenwinkel
φ_{FKP}	Auslenkung Fliehkraftpendelmasse
φ_{mean}	Mittlere Auslenkung aller Pendelmassen
φ_p	Auslenkungswinkel für Pendelmasse
$\dot{\varphi}_p$	Geschwindigkeit der Pendelmasse
$\ddot{\varphi}_p$	Beschleunigung der Pendelmasse
φ_s	Auslenkungswinkel für Trägerscheibe
$\dot{\varphi}_s$	Geschwindigkeit der Trägerscheibe
$\ddot{\varphi}_s$	Beschleunigung der Trägerscheibe
P	Schwerpunktabstand
ρ_t	tangentialer Schwerpunktabstand zum Rotationszentrum
ρ_r	Radialer Abstand Schwerpunktabstand zum Rotationszentrum

1 Einleitung

Unter dem Aspekt der Schwingungsreduzierung stellen zunehmend mannigfaltige Antriebskonzepte sowie steigende „Noise Vibration Harshness“-Anforderungen im Fahrzeug aufgrund verschiedener Schwingungsursachen eine große Herausforderung in der zukünftigen Antriebsstrangentwicklung dar (Faust, 2014; Kooy & Seebacher, 2018). Infolge der Verbrauchs- und CO₂-Reduzierung induzieren moderne, hochaufgeladene Motoren bereits bei niedrigen Drehzahlen große Wechselmomentamplituden in den Triebstrang und machen deshalb schwingungsreduzierende Maßnahmen in modernen Antriebsstrangkonzepten unverzichtbar. Im Zuge dessen richtete sich in der jüngeren Vergangenheit das Augenmerk der Fahrzeugentwickler zunächst weniger auf Komponenten für die Dämpfung von Drehschwingungen. Inzwischen avancieren diese allerdings zunehmend zu einer bedeutenden, teilweise entscheidenden Entwicklungsaufgabe (Albers, Stier & Boog, 2013; Kroll, Kooy & Seebacher, 2010; Meingaßner, Pflaum & Stahl, 2014; Zink & Hausner, 2009).

Das Zweimassenschwungrad (ZMS) gilt als bewährtes Federdämpfersystem zur Reduzierung von Drehschwingungen, gelangt jedoch trotz fortwährender Optimierungen zunehmend an die Grenzen seiner Wirksamkeit (Kroll et al., 2010). Eine geeignete Möglichkeit zur Steigerung der Schwingungsisolierung bietet die Kombination konventioneller Systeme (ZMS, Torsionsdämpfer, etc.) mit einem drehzahladaptiven Tilger (Jörg, Werner & Eckel, 2001; Kooy & Seebacher, 2018). Ein in der Fahrzeugentwicklung mittlerweile etablierter drehzahladaptiver Drehschwingungstilger stellt das Fliehkraftpendel dar, welches beispielsweise von der Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG seit 2008 für die Schwingungsisolierung im Antriebsstrang eingesetzt wird. Durch die Nutzung der Fliehkraft ergibt sich eine drehzahladaptive Tilgerfrequenz, die durch eine spezielle Bahngeometrie auf die entsprechende drehzahlabhängige Erregerfrequenz des Motors abgestimmt wird. Dadurch kann das erzeugte Gegenmoment – im Folgenden Rückstellmoment genannt – maßgeblich die Wechselmomentamplituden des Motors über alle Fahrbetriebszustände reduzieren.

Aufgrund seiner kompakten Bauweise und effizienten Schwingungsreduzierung ist das Fliehkraftpendel in modernen Triebstrangkonzepten vielseitig einsetzbar – nahezu unabhängig von der Antriebsstrangtopologie. Die Zahl der Anwendungen steigt stetig und für verschiedenste Getriebeanwendungen produzierte allein Schaeffler im Jahr 2018 über zwanzig Millionen Fliehkraftpendel für diverse Automobilhersteller, siehe Abbildung 1.1.

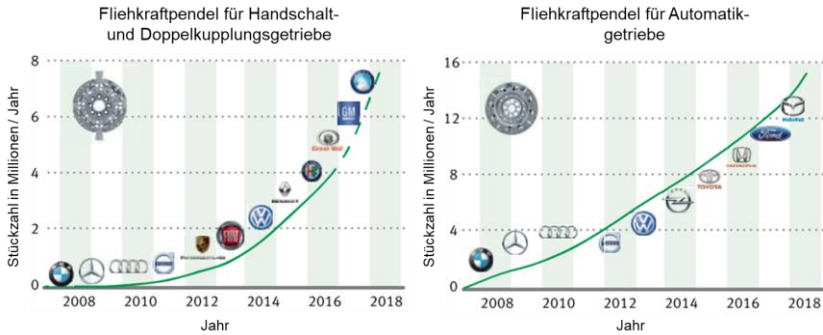


Abbildung 1.1: Schaeffler Produktion von Fliehkraftpendel pro Jahr für Handschalt- und Doppelkupplungsgetriebe (links) sowie für Automatikgetriebe (rechts) nach Kooy und Seebacher (2018)

Die kontinuierlichen Weiterentwicklungen zur effizienteren Bauraumausnutzung im Antriebsstrang erfordern die Optimierung neuer FKP-Konzepte. Diese werden durch verschiedene Variationen in der PGE - Produktgenerationsentwicklung umgesetzt (Schottmüller, Rapp, Bause & Albers, 2019).

Allerdings ist das Tilgungspotential von FKP-Konzepten durch frequenzabhängige, nichtlineare Effekte in Bereichen von großen Pendelmassenschwingwinkeln eingeschränkt. Diese resultieren aus kinematischen Zusammenhängen des Wirkprinzips eines Fliehkraftpendels und führen im Aufbau des Rückstellmoments zu Amplitudenanteilen in höheren, störenden Frequenzen (Newland, 1963). Aufgrund bauraum- und festigkeitsspezifischen Restriktionen sind große Auslenkungsamplituden der Pendelmassen nicht ohne Funktionseinschränkungen zu begrenzen (Kooy, Grahl & Gvozdev, 2011). Zwangsläufig ist eine genaue Kenntnis über die Entstehung und Beeinflussbarkeit dieser nichtlinearen Effekte entscheidend, um das Leistungspotential von FKP-Systemen zu erweitern.

Zur Betrachtung der dynamischen, nichtlinearen Rückstellmomentcharakteristik existiert in der Literatur keine Methodik, durch welche FKP-Konzepte ausreichend charakterisiert werden und anhand derer eine Bewertung möglich wird. Aus diesem Grund befasst sich diese Forschungstätigkeit mit einer methodischen Analyse des

physischen Teilsystems Fliehkraftpendel auf Komponentenebene. Ziel ist es, Erkenntnisse über diese nichtlinearen Zusammenhänge zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung zu gewinnen.

Das daraus generierte Wissen soll das Systemverständnis des Fliehkraftpendels maßgeblich erweitern und dadurch einen Beitrag leisten, nutzbare Informationen für die Gestaltung zukünftiger Konzepte zur Verbesserung der schwingungsreduzierenden Eigenschaften zu liefern.

Um dieses Ziel zu erreichen, baut die Forschungsarbeit auf den Grundlagen und dem Stand der Forschung auf. In Kapitel 2 werden zunächst die, der Arbeit zugrunde liegenden Methoden und die, für die Arbeit relevanten Forschungsfelder der Produktentwicklung beschrieben. Anschließend werden die Grundlagen der Schwingungen, ihre Ursachen und ihre Einflüsse im Antriebsstrang beschrieben und anschließend die Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung dargelegt. Darauf aufbauend wird der Forschungsstand zur Validierung von FKP-Systemen aufbereitet.

In Kapitel 3 wird der Forschungsbedarf konkretisiert. Die Zielsetzung dieser Arbeit wird durch die Formulierung von Hypothesen und Forschungsfragen präzisiert und zur Beantwortung dieser Fragestellungen wird in Kapitel 4 die wissenschaftliche Vorgehensweise der Arbeit erläutert.

Ausgangspunkt für die Erarbeitung der methodischen Vorgehensweise zur Bewertung der dynamischen Charakteristik von FKP-Systemen bildet die in Kapitel 5 durchgeführte Systemanalyse des nichtlinearen Charakters eines Fliehkraftpendels. Durch die Verknüpfung der mathematischen Bewegungsgleichung mit den Funktion-Gestalt-Zusammenhängen in dynamischen Sequenzen von Contact&Channel²-Modellen können Zustände beziehungsweise Zustandsänderungen während der Schwingbewegung der Pendelmassen beschrieben werden. Diese führen zur Ausprägung der nichtlinearen Momentanteile im FKP-Rückstellmoment.

Auf dieser Basis können in Kapitel 6 die Vorgehensweise zur dynamischen Charakterisierung von FKP-Systemen sowie die daran anknüpfende Bewertungsmethodik definiert werden. Darüber hinaus wird eine Validierungsumgebung vorgestellt und verifiziert, die es ermöglicht, im Rahmen einer physischen Teilsystemvalidierung von FKP-Systemen die notwendigen Zielgrößen für die Bewertung zu ermitteln.

In Kapitel 7 wird eine Sensitivitätsanalyse von verschiedenen Einflüssen der Validierungsumgebung auf die ermittelten FKP-Größen durchgeführt. Ziel ist es zum

einen, die für die experimentelle Charakterisierung eines Fliehkraftpendels relevanten Betriebspunkte zu identifizieren, und zum anderen die Validität der Modellbildung sicherzustellen.

Die entwickelte Bewertungsmethode wird abschließend anhand dreier Fallbeispiele aus der Entwicklungspraxis von Schaeffler in Kapitel 8 angewandt. Dabei wird gezeigt, inwieweit sich durch eine Anwendung Erkenntnisse über die Auswirkung verschiedener Variationsarten im Modell der PGE - Produktgenerationsentwicklung auf die nichtlinearen Eigenschaften von Fliehkraftpendel sammeln lassen.

Abschließend werden die Forschungsergebnisse in Kapitel 9 zusammengefasst und reflektiert. Zusätzlich wird ein Ausblick über mögliche weiterführende Untersuchungen, gegeben die an die vorliegende Arbeit anknüpfen können.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die relevanten Forschungsgebiete für die vorliegende Arbeit. Zunächst werden ausgewählte Werkzeuge und Modelle aus dem Produktentwicklungsprozess vorgestellt, die im Zuge der Forschungstätigkeit Anwendung finden. Im zweiten Teil wird basierend auf den Grundlagen für Schwingungen und Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang der Stand der Forschung zur Validierung von Fliehkraftpendel wiedergegeben und herausgearbeitet, welcher Forschungsbedarf sich daraus ergibt.

2.1 Grundlagen der Produktentstehung

2.1.1 Modell der PGE - Produktgenerationsentwicklung

Produktentwicklungen werden in der klassischen Konstruktionsmethodik in Neu-, Anpassungs- und Variantenkonstruktionen unterschieden (Pahl, Beitz, Feldhusen & Grote, 2013). Eine vollständige Darstellung der Neuentwicklungsanteile in Projekten aus der industriellen Entwicklungspraxis ist dadurch allerdings nicht gegeben, da eine eindeutige Zuordnung der entwickelten Produkte oft nicht möglich ist. Neukonstruktionen sind eher selten vorzufinden und Entwicklungen aus der Anpassungs- und Variantenkonstruktion beinhalten vermeintlich wenig Neuheit (Albers, Bursac & Wintergerst, 2015).

Vor dem Hintergrund, dass eine Aussage über den Innovationsgrad nicht ausschließlich von der Menge neuentwickelter Komponenten abhängt, sondern sich ebenso durch eine Veränderung oder Verbesserung von Funktionseigenschaften vorhandener Strukturen beschreiben lässt, führen Albers et al. (2015) das Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung nach Albers ein. Mehrere empirische Untersuchungen bestätigen, dass dieser Ansatz sowohl die grundlegenden Beobachtungen aus verschiedenen Produktentwicklungsprozessen beschreibt, als auch eine methodische Unterstützung ermöglicht (Albers et al., 2015; Albers, Rapp, Birk & Bursac, 2017; Albers, Bursac & Rapp, 2017; Albers, Rapp, Peglow et al., 2019).

Die PGE - Produktgenerationsentwicklung wird nach Albers et al. (2015) wie folgt beschrieben:

Als Produktgenerationsentwicklung wird die Entwicklung technischer Produkte verstanden, die sowohl durch die Anpassung von Teilsystemen als Übernahme-

variation (ÜV) als auch durch eine Neuentwicklung von Teilsystemen charakterisiert ist. Darin eingeschlossen sind sowohl die Entwicklung einer neuen Produktgeneration, als auch deren Derivate bzw. Varianten. Die Anteile technischer Neuentwicklungen einzelner Funktionseinheiten können sowohl durch die Aktivität Gestaltvariation (GV) als auch durch die Variation von Lösungsprinzipien – (...) als Aktivität Prinzipvariation (PV) bezeichnet – erfolgen.

Neue Produktgenerationen basieren immer auf Referenzprodukten (Elementen des Referenzsystems), die große Bereiche der grundsätzlichen Struktur vorgeben (S.4).

Demzufolge ist die Ausgangslage jeder Produktenwicklung mindestens ein Referenzsystem, welches Elemente beinhaltet, die zuvor Gegenstand anderer Entwicklungsaktivitäten waren (Albers, Rapp, Spadinger et al., 2019). Die Elemente des Referenzsystems können hierbei verschiedener Abstammung sein, wie beispielsweise aus der Forschung, Vorgängergenerationen sowie Wettbewerbsprodukten oder gar anderer Branchen und verändern sich im Allgemeinen über den Entwicklungsprozess hinweg (Albers, Rapp, Heitger, Wattenberg & Bursac, 2018). Um Differenzierungsmerkmale bezüglich der Vorgängergeneration zu erzielen und somit die Struktur und Gestalt der neuen Produktgeneration zu entwickeln, unterscheiden Albers et al. (2015) verschiedene Variationsarten:

- *Übernahmevariation (UV):* Übernahme und Anpassung bestehender Lösungen von Referenzsystemelementen in neue Produktgenerationen gemäß den Anforderungen der Systemintegration an den Schnittstellen. Die konstruktiven Anpassungen sollen möglichst minimiert werden.
- *Gestaltvariation (GV):* Entwicklung von neuen Funktionselementen für eine neue Produktgeneration durch Veränderung der Gestalt des Referenzsystemelements unter Beibehaltung dessen Lösungsprinzips. Die GV ist die häufigste Aktivität der Produktentwicklung und ist ebenfalls ein hochgradig kreativer und komplexer Vorgang.
- *Prinzipvariation (PV):* Neuentwicklung bestimmter Funktionseinheiten der neuen Produktgeneration durch ein alternatives, neues Lösungsprinzip im Vergleich zum Referenzsystemelement. Eine PV geht stets mit einer GV einher, da das neue Prinzip in eine Gestalt überführt werden muss.

Aus allen Variationsarten resultieren mehrere Aktivitäten in der Produktentstehung, wie beispielsweise die Gestaltmodellierung oder die Validierung (Albers, Reiss, Bur-

sac & Richter, 2016). Durch eine gezielte Auswahl der Variationsart und deren individuellen Konstruktionsumfänge auf Teilsystemebene können sowohl technische als auch wirtschaftliche Risiken im Produktentwicklungsprozess beeinflusst werden (Albers, Rapp et al., 2017). Hierbei nehmen besonders der Neuentwicklungsanteil (Summe der Anteile aus Gestaltvariation und Prinzipvariation) und die Abstimmung der Referenzsystemelemente eine maßgebliche Rolle ein. So zeigt die Entwicklungspraxis, dass eine neue Produktgeneration mit hohem Anteil an Prinzipvariation mit einem hohen Entwicklungsrisiko korreliert. Bei Gestaltvariationen hingegen können Aktivitäten wie die Validierung des neuen Systems auf vorhandenem Wissen aufbauen und dadurch entsprechend das Risiko reduziert werden (Albers, Bursac et al., 2017).

2.1.2 Contact&Channel²-Ansatz als Analysewerkzeug im Kontext der Produktgenerationsentwicklung

Durch die Betrachtung des Modells der PGE - Produktgenerationsentwicklung wird deutlich, dass technische Produkte vorwiegend auf bereits vorhandenen Systemen basieren. Für die Lösungsfindung der Gestalt einer neuen Produktgeneration spielt demnach das Systemwissen aus dem Referenzsystem eine zentrale Rolle, da Zusammenhänge zwischen Gestalt und Funktion zunächst verstanden werden müssen, um sie nutzen zu können (Albers & Wintergerst, 2014; Matthiesen, 2011; Matthiesen, Grauberger, Hölz et al., 2018). Oftmals sind diese Zusammenhänge sehr komplex und erschweren einen Wissenstransfer zwischen Produktgenerationen. Im Allgemeinen unterstützen hierbei abstrakte Produktmodelle die Systemanalyse, um die Wissensbasis zu erweitern (Andreasen, 1994). Ausgehend von der Problemstellung erlauben unterschiedliche Abstraktionsgrade der Modelle sowohl eine Fokussierung auf relevante Systemeigenschaften als auch eine Vereinfachung von Eigenschaften, die weniger relevant für das Objektsystem erscheinen (Eckert, Alink & Albers, 2010; Oerding, 2009).

Der Contact&Channel²-Ansatz (C&C²-A) ermöglicht eine solche generelle Modellierung technischer Systeme in beliebigen Detaillierungs- bzw. Abstraktionsgraden, um sowohl den Analyse- als auch den Syntheseprozess in der Gestaltung (bzw. Design) zu intensivieren (Albers & Matthiesen, 2002; Albers & Wintergerst, 2014; Matthiesen, 2002). Der Hauptaspekt dabei liegt auf der Visualisierung von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen des Systems, um den Denkprozess des Produktentwicklers in der Lösung verschiedenster technischer Problemstellungen zu unterstützen. Der Einsatz des C&C²-A hat sich seit Jahren in der Entwicklungspraxis bewährt und wurde stetig weiterentwickelt (Albers & Braun, 2010; Albers & Wintergerst, 2014; Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff & Meyer, 2016; Alink, 2010; Gladysz, 2019; Matthiesen, 2002; Matthiesen, Grauberger, Sturm & Steck, 2018; Oerding, 2009; Wiedner, 2013; Wintergerst, 2015).

Die Modellbildung erfolgt über verschiedene Modellelemente und Anwendungsregeln, um konkrete Systemeigenschaften in sogenannten Contact&Channel²-Modellen (C&C²-M) abzubilden, siehe Abbildung 2.1. Grundlage für die Erstellung eines C&C²-M ist der Modellzweck, um ein geeignetes grafisches Produktmodell (z.B. CAD-Modelle, technische Zeichnungen) als Basis für die Modellbildung mit den Kernelementen des C&C²-A auszuwählen (Matthiesen, Grauberger, Hölz et al., 2018).

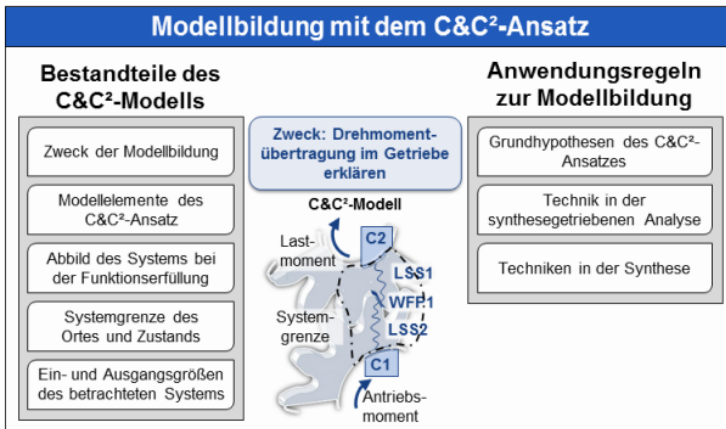


Abbildung 2.1: Inhalte von Contact&Channel²-Modellen nach Matthiesen, Grauberger und Hölz et al. (2018)

Die Funktionsbeschreibung erfolgt über die Kernelemente Wirkflächenpaare (WFP), Leitstützstrukturen (LSS) und Connectoren (C), die wie folgt definiert sind:

- „Wirkflächenpaare (WFP) werden aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die zeitweise, ganz oder teilweise, in Kontakt stehen und zwischen denen Energie, Stoff und Information übertragen wird“ (Albers & Matthiesen, 2002, S. 56).
- „Leitstützstrukturen (LSS) kennzeichnen dauerhaft oder zeitweilig interagierende physikalische Strukturen, wie z.B. Festkörper, Flüssigkeiten, Gase oder elektrische Felder. Leitstützstrukturen leiten während der Funktionserfüllung zwischen genau zwei Wirkflächenpaaren Energie, Stoff und/oder

Information und können diese auch speichern“ (Albers, Alink, Thau & Matthiesen, 2008; Wiedner, 2013; Wintergerst, 2015).

- *„Connectoren (C) integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Connectoren sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung“ (Albers & Wintergerst, 2014).*

Mit der Verknüpfung der visuellen Darstellung der Gestalt und deren Funktionsbeschreibung kann durch den C&C²-A das Systemverständnis um kausale Zusammenhänge erweitert werden (Wintergerst, 2015). Ausgehend von den Kernelementen können komplette Wirknetze (Summe aller WFP, LSS und C, die zur Funktionserfüllung beitragen) bzw. Wirkstrukturen (Summe aller Wirknetze) mit einem C&C²-M dargestellt werden. Durch die Identifizierung der funktionsrelevanten Gestaltparameter werden diese der Analyse zugänglich gemacht. Die Analyse kann sowohl qualitativ (Beobachtungen zum Systemverhalten) als auch quantitativ (messbare Kriterien) im Versuch erfolgen (Matthiesen, Hölz & Grauberger, 2017).

Mithilfe des C&C²-A können auch dynamische Systeme bezüglich ihres Systemverhaltens analysiert werden (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018; Schottmüller et al., 2019). Hierfür werden einzelne C&C²-M für verschiedene Betriebszustände des Systems entwickelt und in einem C&C²-Sequenzmodell zusammengeführt. Hintergrund hierfür ist, dass in der Analyse häufig mehrere Zustände bzw. die Übergänge einzelner Zustandsänderungen eines dynamischen Systems betrachtet werden müssen, um das Systemverhalten begreifen zu können. Die Zustände können sich in Veränderungen der Anzahl von Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen oder ihrer relevanten Eigenschaften zur Funktionserfüllung differenzieren (Matthiesen, Grauberger, Hölz et al., 2018; Matthiesen, 2021).

Albers und Bursac et al. (2017) zeigten auch wie C&C²-M in der Analyse von Produktgenerationen Verwendung finden, um die unterschiedlichen Gestaltänderungen den Variationsaktivitäten der PGE – Produktgenerationsentwicklung zuzuordnen:

- *Übernahmevariation (UV): Ausschließliche Veränderungen an den Connectoren des betroffenen Teilsystems ohne Veränderung der WFP.*
- *Gestaltvariation (GV): Individuelle Gestaltänderung der WFP und deren Anordnung, ohne jedoch die vorhandene WFP-Anzahl zu verändern oder Strukturen hinzuzufügen oder zu entfernen.*
- *Prinzipvariation (PV): Veränderung der Anzahl an Strukturen und WFP.*

Die Auswirkungen der Variationsarten der PGE – Produktgenerationsentwicklung auf die Gestalt-Funktions-Zusammenhänge sind somit sehr unterschiedlich. Das Wissen aus vorangegangenen Produktgenerationen hierüber kann den Produktentwicklungsprozess besonders in der Planung von Validierungsaktivitäten bereits in einer frühen Phase maßgeblich unterstützen (Albers, Rapp et al., 2017).

2.1.3 Validierung in der Produktentwicklung

Neben der Gestaltung erweist sich nach Albers, Behrendt, Klingler und Matros (2016) die Validierung als eine weitere zentrale Aktivität im Produktentwicklungsprozess. Die Hypothese von Albers lautet, dass die Validierung maßgeblich den Wissensgewinn und damit den letztendlichen Erfolg der entsprechenden Produktentwicklung beeinflusst.

Die Validierungsaktivität beschreibt im Gegensatz zur Verifikation nicht ausschließlich das Prüfen zur Erfüllung der Anforderungen des entwickelten Produkts zu einem bestimmten Zeitpunkt. Sie erfordert zudem die Überprüfung der Ziele im Entwicklungsprozess, inwieweit die Anforderungen erfüllt wurden und ob die richtigen Bedarfe beschrieben sind (Albers, Behrendt et al., 2016).

Im Kontext dieser Arbeit werden die beiden Begriffe in Bezug auf die Modellbildung gemäß der VDI – Richtlinie 2206 verwendet:

„Die Verifikation ermittelt, ob ein Modell grundsätzlich plausibel und richtig ist und ob es den eingangs aufgestellten Anforderungen genügt. Eine Aussage, ob das erstellte Modell ein reales System hinreichend beschreibt und damit auch eventuell nicht spezifizierte Anforderungen erfüllt, liefert die Validierung [..]“ (VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2004a, S. 54).

Demnach wird der Grundgedanke der Validierung von Albers und Behrendt et al. (2016) so beschrieben, dass ein stetig stattfindender Abgleich zwischen dem Ist-Zustand mit dem geplanten Soll-Zustand stattfindet und dadurch Wissen generiert wird (Albers, 2010). Aus den gewonnenen Erkenntnissen können wiederum neue Entwicklungsziele bzw. unter anderem auch Anpassungen des entsprechenden Zielsystems resultieren.

Basierend auf der grundlegenden Systembetrachtung nach Ropohl (1975) entwickelten Albers, Lohmeyer und Ebel (2011) das erweiterte **ZHO-Modell** (**Z**iel-, **H**andlungs- und **O**bjektsystem-Modell) als Beschreibungsinstrument. Daraus wird die kontinuierliche Wechselbeziehung zwischen den vorgestellten Aktivitäten der Validierung und der Gestaltung (Kreation) der Produktentstehung deutlich, siehe Abbildung 2.2.

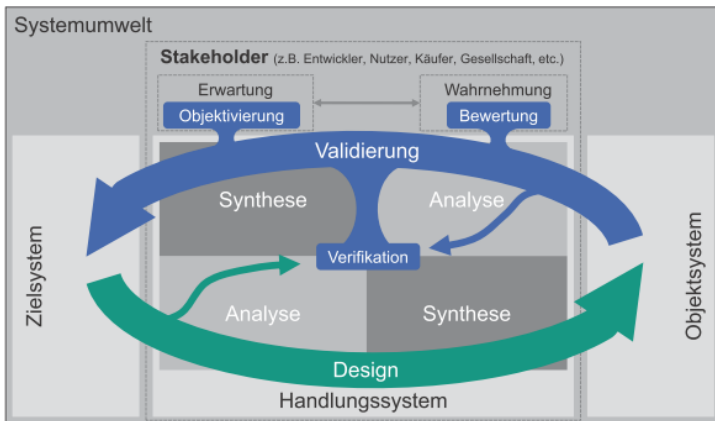


Abbildung 2.2: Beschreibung der Wechselwirkung von Validierung und Gestaltung (Design) im erweiterten ZHO-Modell nach Albers und Behrendt et al. (2016)

Es beschreibt die fortlaufenden Interaktionen der beiden Aktivitäten auf der Systemebene des Produktentstehungsprozesses als iterativen, geschlossenen Kreislauf von Analyse- und Synthese-Phasen und stellt die besondere Bedeutung des Handlungssystems heraus, welches durch den Menschen bzw. Entwickler repräsentiert wird (Lohmeyer, 2013; Meboldt, 2008; Oerding, 2009). Die Validierung entspricht hierbei dem Verständnis der Analysetätigkeit am Objektsystem (Ist-Zustand) und der anschließenden Umsetzung des gewonnenen Wissens in ein neues bzw. angeglichenes Zielsystem (Soll-Zustand). Dementsprechend ist die Identifikation einer Wissenslücke Ausgangspunkt für eine Validierungsaktivität, um das Zielsystem konkreter definieren zu können.

Durch Anwendung des Modells der PGE – Produktgenerationsentwicklung resultiert daraus eine wachsende Wissensbasis aus vorangegangenen Produktgenerationen, wodurch je nach Variationsart die Umfänge der Validierung gegebenenfalls reduziert und Erkenntnisse übernommen werden können (Albers, Behrendt et al., 2016). Dadurch können bereits in einer frühen Phase in der Produktentwicklung Risiken und Unsicherheiten verringert werden.

Aufgrund der Kontinuität der Validierung über den gesamten Produktentstehungsprozess hinweg, liegt eine Herausforderung darin, dass in frühen Phasen der Produktentstehung das zu validierende System zunächst oftmals nur als Teilsystem existiert (Albers, Behrendt et al., 2016). Besonders in der Fahrzeugentwicklung ist es jedoch notwendig, einzelne Antriebsstrangelemente unterschiedlicher Reifegrade auch ohne ein vorhandenes Gesamtsystem (Fahrzeug) zu validieren (Albers, Düser & Ott, 2008). Gründe hierfür sind, neben dem spät im Entwicklungsprozess verfügbaren Gesamtsystem, auch Vorteile bezüglich einer besseren Analysemöglichkeit eines extrahierten Teilsystems durch beispielsweise einfach, zugängliche Messtechnik (Stier, 2015).

Allerdings müssen die teilweise komplexen Wechselwirkungen und Abhängigkeiten mit der Umgebung berücksichtigt und beurteilt werden, um effektiv zu validieren. Für die Bewältigung dieser Aufgabe der Teilsystemvalidierung wurde am IPEK (Institut für Produktentwicklung) mit dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz ein Handlungssystem entwickelt. Dieses basiert auf bewährten Software-in-the-Loop- und Hardware-in-the-Loop-Konzepten aus der Steuergeräteentwicklung (Düser, 2010; VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2004a). Der Ansatz wird im Folgenden näher betrachtet.

2.1.4 IPEK-X-in-the-Loop Ansatz

Mit IPEK-X-in-the-Loop Ansatz kann die generelle Vorgehensweise der Teilsystemvalidierung und deren Integration in den Kontext des Gesamtsystems beschrieben werden (Albers, Geier & Merkel, 2011; Düser, 2010). Der Ansatz wird in der vorliegenden Arbeit im Kontext der Validierung von Antriebssystemen eingesetzt, kann allerdings an beliebige Produkte und deren Validierungsaktivitäten adaptiert werden. Das „X-in-the-Loop“ steht für das zu untersuchende System, dem „(Teil-) System-in-Entwicklung“ bzw. dem „(Sub-) System-in-Development“ (Albers, Stier & Geier, 2013). Der Begriff des System-in-Development umfasst dabei verschiedene Formen von Systemen und kann sowohl ein physisches System darstellen als auch abhängig vom Entwicklungsfokus eine gesamte Prüfstandumgebung bedeuten.

Für das Beispiel von Systemen aus der Antriebsstrangentwicklung kann die Validierung im IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz demnach nur unter Berücksichtigung der wechselwirkenden Eigenschaften des Gesamtsystems, der Einflüsse von Fahrer und Fahrmanövern sowie aus der Umwelt erfolgen, siehe Abbildung 2.3.



Abbildung 2.3: Anwendung des IPEK-X-in-Loop-Ansatzes am Beispiel einer Prüfumgebung für den Einsatz in Antriebsstrangentwicklung nach Albers und Behrendt et al. (2016) und Düser (2010)

Die zu berücksichtigenden Systeme mit Auswirkung auf das System-in-Development werden als „Connected Systems“ bezeichnet und ermöglichen eine Abbildung der für das entsprechende Validierungsziel relevanten Wechselwirkungen mit dem (Teil-) System (Albers, Behrendt et al., 2016). Die Integration der „Connected Systems“ in die Validierungsumgebung kann dabei je nach Zielstellung auf verschiedene Weise virtuell und / oder rein physisch erfolgen (Albers, Behrendt et al., 2016; Düser, 2010).

Wie bereits eingangs erwähnt, kann die Betrachtung des zu untersuchenden Systems „X“ im IPEK-X-in-the-Loop auf unterschiedlichen Systemebenen erfolgen und entsprechend sind unterschiedliche Ausprägungen vom Gesamtsystem bis hin zu einzelnen Friktionskontakten auf Wirkflächenebene möglich (Albers, Behrendt et al., 2016). Dabei wird das „X“ definiert als *„das physische und/oder virtuelle (Teil)-System, welches im Fokus einer spezifischen Validierungsaktivität ist und über welches dabei Erkenntnisse gewonnen werden sollen“* (Albers, Behrendt et al., 2016, S. 560).

Neben dem System-in-Development, auf welches sich die Validierung während der Entwicklungstätigkeit über den gesamten Produktentstehungsprozess fokussiert, ergibt sich nach dem Verständnis der Autoren noch eine andere Sicht auf die Validierung eines Systems. Wird die Validierung dahingehend genutzt, um Wissen über das System zu generieren ist die Bezeichnung „System-under-Investigation“ treffender. Das System-under-Investigation definiert sich darüber, dass die Untersuchung auf den Erkenntnisgewinn aus beispielsweise Vorgängergenerationen oder Wettbewerbssysteme und nicht auf die Eigenschafts- bzw. Funktionserfüllung des zu entwickelten Produkts abzielt (Albers, Behrendt et al., 2016).

Die komplexe Systemarchitektur in der Validierung, samt den Ausprägungen und den zu berücksichtigenden Wechselwirkungen der Systeme lassen sich durch das IPEK-X-in-the-Loop-Framework gesamtheitlich darstellen. In Abbildung 2.4 sind mögliche Systemebenen und Reifegrade am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung aufgeführt.

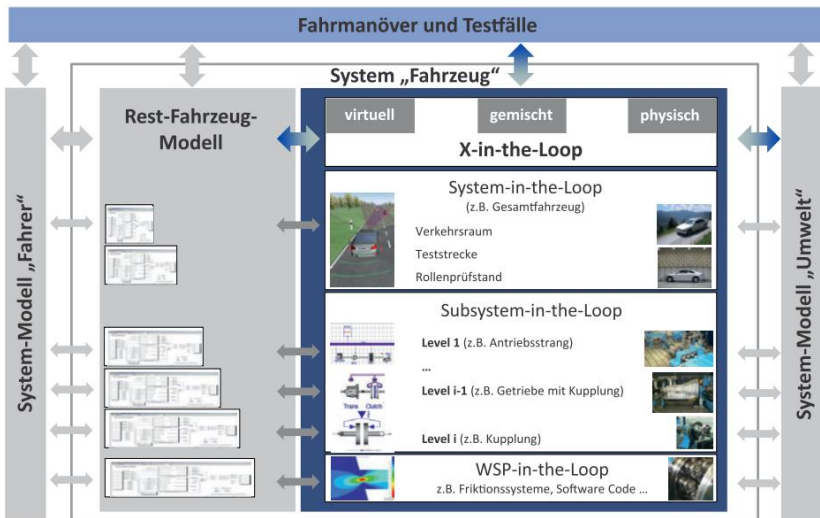


Abbildung 2.4: Das IPEK-X-in-the-Loop-Framework am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung nach Albers und Behrendt et al. (2016)

Mithilfe eines IPEK-X-In-the-Loop-Frameworks ist es möglich, sich aufgrund des anpassungsfähigen und erweiterbaren Handlungssystems methodisch den vielseitigen Anforderungen einer kontinuierlichen Validierung über den kompletten Produktentstehungsprozess von grundlegenden Überlegungen zu Subsystemen bis hin zum verfügbaren Gesamtsystem zu stellen (Düser, 2010).

Durch die Umsetzung des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes setzt sich das zu validierende Gesamtsystemmodell stets aus den Komponenten des Subsystem-in-Development und den Connected Systems zusammen. Dabei ist durch den Ansatz selbst zunächst nicht zwingend vorgegeben, in welcher Ausprägung (physisch oder virtuell) die entsprechenden Komponenten in die Validierungsumgebung eingebunden werden. Die Modellbildung besteht dabei hauptsächlich durch die gegenseitige Abhängigkeit des Validierungsziels und des verfügbaren Reifegrades der verwendeten Komponenten.

Abbildung 2.5 zeigt die verschiedenen Möglichkeiten für die Verwendung der Komponenten in der Modellierung und verdeutlicht die Flexibilität und den ganzheitlichen Anspruch des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes.

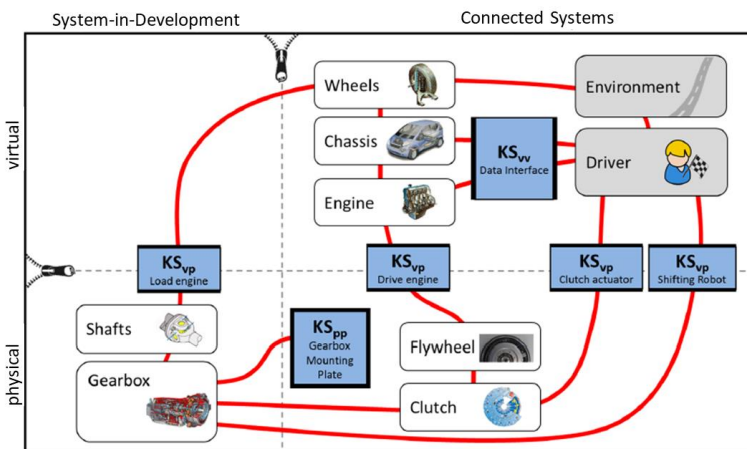


Abbildung 2.5: Beispiel einer Modellbildung für Validierungsaktivitäten am Antriebsstrang nach Albers, Mandel, Yan und Behrendt (2018)

Zusätzlich zur korrekten Abbildung der zu validierenden Systemeigenschaften bedarf es bei der Modellbildung mit gekoppelten physischen und virtuellen Komponenten je nach Untersuchungsziel einer Berücksichtigung von möglichen Einflüssen aus deren Charakteristik, beispielsweise mechanische Eigenschaften des Prüfstands wie Massenträgheit und Steifigkeiten einzelner Elemente (Albers, Stier & Boog, 2013).

Untersuchungen zur Validierung von Torsionsdämpfersystemen haben in der Vergangenheit gezeigt, dass je nach Validierungsziel unterschiedliche Sichtweisen auf Koppelsystem notwendig sind und entsprechend des Validierungsziels differenziert modelliert werden müssen (Albers, Boog, Berger, Matitschka & Basiewicz, 2016; Matitschka, Berger & Ott, 2015).

In der vorliegenden Arbeit werden Koppelsysteme im Kontext der dynamischen Identifikation von Teilsystemeigenschaften für den Erkenntnisgewinn (System-under-Investigation) betrachtet (Albers, Boog et al., 2016). Hierbei entspricht der Begriff der physisch-virtuellen Kopplung der korrekten messtechnischen Ermittlung der interessierenden Systemgrößen. Vor dem Hintergrund, dass die Signalerfassung oftmals nicht direkt am Entstehungsort erfolgen kann, sind verschiedene Einflüsse aus den Eigenschaften des Mess-Koppelsystems relevant, die das Messergebnis beeinflussen und in der Interpretation berücksichtigt werden müssen. Für rotationsdynamische Untersuchungen sind besonders folgenden Eigenschaften des Mess-Koppelsystems relevant (Albers, Boog et al., 2016):

- **Trägheiten:**

Das Einbringen von Sensoren, wie beispielsweise zur Messung eines Drehmoments, erfordert die Berücksichtigung der Trägheiten zwischen „idealer“ und tatsächlicher Messstelle. Das resultierende Beschleunigungsmoment durch die Trägheit des physischen Mess-Koppelsystems ist nicht dem zu untersuchenden System, sondern sich selbst zuzuordnen, weshalb dieses kompensiert werden muss.

- **Steifigkeiten:**

Analog zur Massenträgheit weisen physische Mess-Koppelsysteme auch Steifigkeiten auf, die zusätzlich in die Validierungsumgebung eingebracht werden und Messergebnisse ungewollt beeinflussen können. Solange die relevanten Eigenfrequenzen aufgrund von sehr hohen Steifigkeiten weit über den untersuchungsspezifischen Betriebspunkten liegen, kann der Einfluss vernachlässigt werden.

- **Totzeiten:**

Besonders relative Totzeiten zwischen verschiedenen Signalen verfälschen die Phase der Signale zueinander, wodurch sich z. B. ein Einfluss auf die zu ermittelnde Dämpfung ergeben kann (Berger, Boog & Ott, 2016).

- **Nichtlinearitäten:**

Nichtlinearitäten wie beispielsweise Spieldurchgänge im Koppelsystem führen ebenfalls zu einer Unschärfe in der Erfassung relevanter Größen.

Für die Auswahl einer geeigneten Validierungsumgebung mit dem Ziel der Kennwertermittlung dynamischer Größen von Antriebsstrangsystemen ist demnach eine möglichst genaue Kenntnis über diese Einflüsse erforderlich, damit die Qualität der Messergebnisse gewährleistet ist (Matitschka et al., 2015).

2.2 Zwischenfazit

Aus der Beschreibung des erweiterten ZHO-Modells in Kapitel 2.1.4 geht hervor, dass der Produktentstehungsprozess einen iterativen Prozess aus Analyse- und Syntheseaktivitäten darstellt. Die Wissensbasis bzw. das Aneignen von Wissen des Entwicklers nimmt eine zentrale Rolle ein, um ein Produkt erfolgreich zu entwickeln (Lohmeyer, 2013).

Das Modell der PGE – Produktgenerationsentwicklung bestätigt die Bedeutung der stets wachsenden Wissensbasis aus Vorgänger- bzw. Wettbewerber-Produkten, um die bereits gewonnenen Erkenntnisse aus dem Referenzsystem methodisch in die neue Produktgeneration einfließen zu lassen.

Die vorgestellten Methoden aus der Produktentwicklung, der C&C²-A und der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz werden im Folgenden gezielt eingesetzt, um die Bewertungsmethode für Fliehkraftpendelsysteme abzuleiten und den Wissensgewinn über das nichtlineare Systemverhalten zu unterstützen. Explizit unterstützt der C&C²-A in dieser wissenschaftlichen Arbeit die Systemanalyse des dynamischen FKP-Systems in Kapitel 5 zur Erweiterung des Verständnisses über die nichtlinearen Zusammenhänge zwischen dem generierten FKP-Rückstellmoment und der Pendelmassenauslenkung. Diese Analyse stellt die theoretische Basis der Bewertungsmethode dar. Die geeignete Prüfumgebung zur Anwendung des Bewertungsansatzes wird durch die Umsetzung der Methoden und Werkzeuge aus dem IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz in Kapitel 6.3 entwickelt und umgesetzt.

2.3 Mechanische Schwingungen

2.3.1 Grundbegriffe

Eine Schwingung bezeichnet nach DIN 1311 „eine zeitliche Änderung einer Zustandsgröße eines Systems, bei der im allgemeinen diese Zustandsgröße abwechselnd zu- und abnimmt“ (Norm DIN 1311-1, S. 2). Folgt die Schwingung einem periodischen Verlauf, lässt sie sich durch eine zeitlich veränderliche Funktion beschreiben. Ist der zeitliche Verlauf der Schwingung, wie in Abbildung 2.6 dargestellt, durch eine Sinus- oder Cosinus-Funktion beschreibbar, wird diese auch als harmonische Schwingung bezeichnet und kann durch Gleichung 1 ausgedrückt werden (Brommundt & Sachau, 2018).

Die Auslenkung $y(t)$ dieser Funktion ist eindeutig durch ihre Amplitude \hat{y} , die Periodendauer T , beziehungsweise die Frequenz f und den Nullphasenwinkel φ_0 charakterisiert.

$$y(t) = \hat{y} \sin(\omega t + \varphi_0) = \hat{y} \cos(\omega t + \varphi_0 - \frac{\pi}{2}) \quad 1$$

Wobei für die Kreisfrequenz ω folgende Beziehung zur Frequenz f und der Periodendauer T gilt:

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad 2$$

2.3.2 Überlagerung von harmonischen Schwingungen

In technischen Systemen sind Schwingungen meist nicht ausschließlich durch eine einzelne Frequenz zu charakterisieren, sondern es ergibt sich eine Überlagerung von Schwingungen von mehreren Frequenzen aufgrund verschiedenster Erregerquellen und Freiheitsgraden im Schwingungssystem. Diese Überlagerung kann sehr unterschiedlich ausgeprägt sein, sowohl in gleicher als auch in unterschiedlicher Frequenz. Außerdem verstärken bzw. vermindern sich die Schwingungen je nach Phasenwinkel.

Die überlagerten Schwingungen lassen sich mittels einer sogenannten harmonischen Analyse bzw. einer Fourier-Analyse in die einzelnen harmonischen Schwingungsanteile zerlegen (Norm DIN 1311-1). Hierbei lassen sich sowohl die Amplituden als auch die Phasenwinkel zu den zugehörigen Frequenzen ermitteln.

In Abbildung 2.7 ist links der zeitliche Verlauf einer harmonischen Schwingung dargestellt, die neben der Grundkreisfrequenz ω zusätzlich von weiteren Vielfachen der Grundkreisfrequenz überlagert wird. Rechts ist die dazugehörige Darstellung der diskreten Amplitudenanteile ohne die Darstellung des Phasenspektrums im Frequenzbereich aufgetragen.

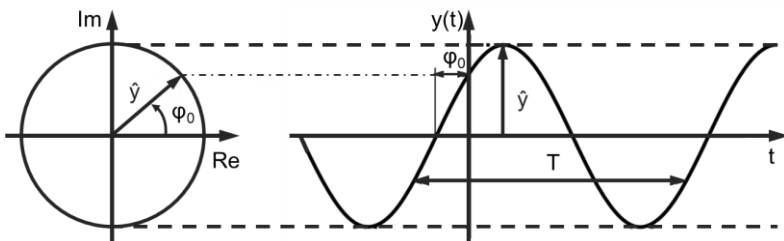


Abbildung 2.6: Harmonische Schwingung im Bild- (links) und im Zeitbereich (rechts)
– eigene Darstellung nach Brommundt und Sachau (2018)

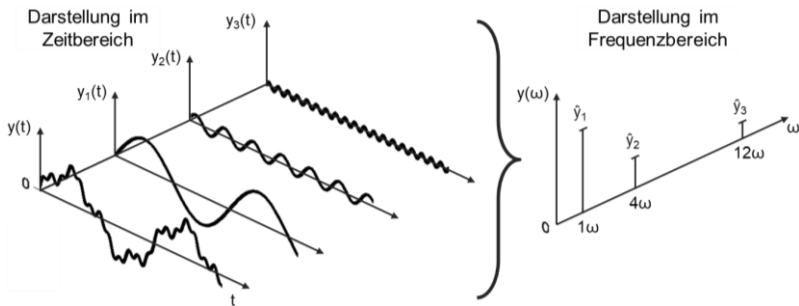


Abbildung 2.7: Zerlegung einer überlagerten Schwingung $y(t)$ in harmonische Einzelschwingungen im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts) – eigene Darstellung nach Norm DIN 1311-1

2.3.3 Schwingungsfähige Systeme

Ein schwingungsfähiges System enthält nach der DIN 1311 „die Struktur (Aufbau) und die Strukturelemente, deren Merkmale durch Parameter gekennzeichnet sind, z.B. Masse, Steifigkeit, Dämpfung, Dichte, Elastizitätsmodul, geometrische Abmessungen“ (Norm DIN 1311-1, S. 14). Diesem System kann zum Beispiel durch eine äußere Erregung (wie eine Momentanregung) auf die Strukturelemente, Energie zugeführt werden, durch welche das System mit einer entsprechenden Schwingung antwortet. Gilt hierbei ein proportionales Verhältnis zwischen den Zustandsgrößen und der Kraft- bzw. Momenteinwirkungen der Strukturelemente wird das System als linear bezeichnet (Norm DIN 1311-1).

Die einfachste Beschreibungsform eines schwingungsfähigen Systems ist das in Abbildung 2.8 dargestellte Modell des linearen Einmassenschwingers mit den Eigenschaften einer Masse m und einer Steifigkeit c (Vöth, 2006).

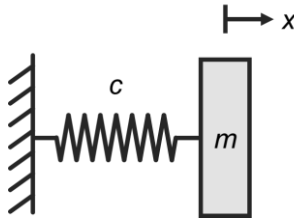


Abbildung 2.8: Feder-Masse-System ohne Dämpfung – eigene Darstellung

Die Masse verfügt mit einer möglichen horizontalen Bewegung lediglich über einen Freiheitsgrad und das System kann mit der folgenden Differentialgleichung (für den ungedämpften Fall) beschrieben werden.

$$m\ddot{x} + cx = 0$$

3

Aus der energetischen Betrachtung folgt, dass „ein schwingungsfähiges System mit einem Freiheitsgrad (...) zwei, durch je einen Parameter gekennzeichnete Energiespeicher (besitzt): Einen für die kinetische Energie E_{kin} und einen für die potentielle Energie E_{pot} . Zwischen diesen Energiespeichern findet während einer Schwingung ein ständiger Energieaustausch statt“ (Norm DIN 1311-2, S. 3).

2.3.4 Charakterisierung von schwingungsfähigen Systemen durch äußere Anregung

Um das Systemverhalten eines schwingungsfähigen Systems zu charakterisieren eignet sich die Darstellung der Schwingungsübertragung in Folge einer äußeren Anregung, da eine vergleichende Betrachtung von Eingangs- und Ausgangsgrößen eines Systems das dynamische Verhalten qualitativ sehr gut abbilden kann (Ameling, 1984).

Diese Charakterisierung kann beispielsweise anhand der Ermittlung der Übertragungsfunktion im Frequenzbereich erfolgen. Durch eine Fourier- bzw. Laplace-Transformation können die Bestandteile der entsprechenden Ein- und Ausgangssignale (Amplitude und Phase) bezüglich ihrer Frequenzabhängigkeit ermittelt und miteinander verglichen werden. Der Quotient aus den Fourier-Transformationen von Eingangs- und Ausgangsschwingung beschreibt die Vergrößerungsfunktion des linearen Schwingungssystems im Frequenzbereich (Norm DIN 1311-2). In Abbildung 2.9 ist die Vergrößerungsfunktion und die Phasenlage eines Einmassenschwingers infolge einer Kraftanregung abgebildet.

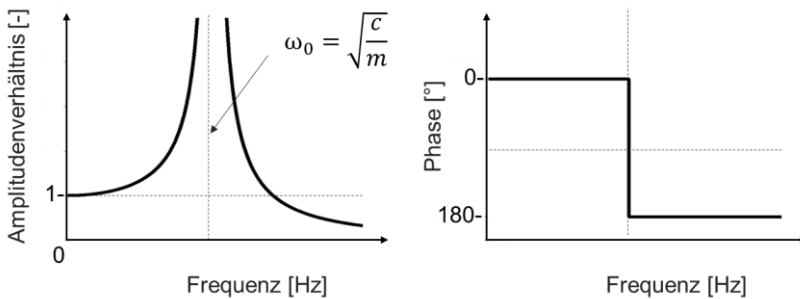


Abbildung 2.9: Vergrößerungsfunktion eines ungedämpften Einmassenschwingers mit Kraftanregung – eigene Darstellung nach Norm DIN 1311-2

Das Amplitudenverhältnis beschreibt in welchem Maß sich die äußere Anregung auf das Schwingungssystem auswirkt. Mit steigender Anregungsfrequenz nimmt der Quotient zunächst zu, was bedeutet, dass sich die Schwingung infolge der äußeren Kraftanregung verstärkt. Diese Amplitudenüberhöhung steigt bei einem ungedämpften System unbegrenzt weiter bis die Anregungsfrequenz der Eigenkreisfrequenz des Systems ω_0 entspricht. An diesem Punkt der Resonanz ist im Phasendiagramm ein Sprung um 180 ° zwischen der Anregung und der Massenbewegung zu erkennen. Überschreitet die Erregerfrequenz den Resonanzpunkt, nimmt der Wert für die Vergrößerungsfunktion wieder ab, da sich die Masse um 180 ° versetzt zur Anregung bewegt.

2.4 Schwingungen im Kfz-Antriebsstrang

Im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs gibt es eine Reihe von Ursachen für Schwingungen, wobei im Nachfolgenden ausschließlich die maßgeblich durch die Verbrennungskraftmaschine verursachten, erzwungenen periodischen Rotationsschwingungen betrachtet werden (Reik, 1990). Diese treten durch das Wirkprinzip des Hubkolbenmotors in Form von ungleichförmigen Drehmomentamplituden durch Gas- und Massenkräfte auf und werden über die Kurbellwelle in den Antriebsstrang induziert (Dresig & Fidlin, 2014). Abbildung 2.10 zeigt links den Zusammenhang dieser Kräfte und rechts die entsprechende Umwandlung in das Drehmoment durch den Kurbeltrieb.

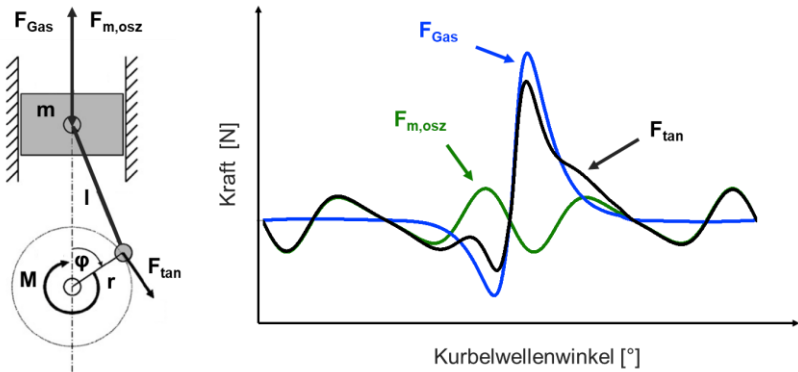


Abbildung 2.10: Entstehung eines Torsionsmoments durch wirkende Kräfte am Kolben – eigene Darstellung nach Dresig und Fidlin (2014)

Dabei resultiert die Gaskraft F_{Gas} aus dem im Zylinder vorherrschenden Druck und der entsprechend verrichteten Arbeit am Pleuellager. Zusammen mit den oszillierenden Massenkräften von Pleuellager und Pleuel $F_{m,osz}$ ergibt sich eine ungleichförmige bzw. schwingungsanregende Tangentialkraft F_{tan} , die zusammen mit dem Pleuellradius r als Hebelarm wiederum die Drehmomentamplitude M bewirkt (van Basshuysen & Schäfer, 2015). Der charakteristische Verlauf der Tangentialkraft eines Viertaktmotors ist in Abbildung 2.10 rechts dargestellt und ist eine Überlagerung verschiedener harmonischer Schwingungen, siehe Kapitel 2.3.2.

Das Verhältnis des Einflusses der beiden Kräfte auf das Drehmoment ist drehzahl-abhängig. Mit fallender Drehzahl steigt die Dominanz der Gaskraft gegenüber den Massenkräften und impliziert eine Abhängigkeit der Schwingungsanregung von der Zündfrequenz des Motors (Dresig & Fidlin, 2014). Bei einem Viertaktmotor entspricht die Zündfrequenz einer Zündung alle zwei Kurbelwellenumdrehungen, also der 0,5. Ordnung und lässt sich nach Gleichung 4 berechnen:

$$f = i z \frac{n}{60} \quad 4$$

Die Zündfrequenz ist somit neben der Motordrehzahl n auch abhängig von der Anzahl an Zündungen eines Zylinders pro Kurbelwellenumdrehung i sowie von der Zylinderanzahl z .

Besonders im unteren Drehzahlbereich und bei hohen Lasten führt die große Drehmomentamplitude zu einer starken Drehungleichförmigkeit, die in den Antriebsstrang eingeleitet wird und diesen zu Schwingungen anregt (Dresig & Fidlin, 2014).

Aufgrund der derzeitigen Entwicklungstrends bezüglich eines effizienteren Wirkungsgrads in der Verbrennungsmaschine zur Verbrauchsreduzierung steigt gleichzeitig die Schwingungsanregung der Kurbelwelle bei neuen Motorgenerationen immer weiter an (Albers, Stier & Boog, 2013). Besonders die Strategien Downsizing und Downspeeding zur Erfüllung der CO₂-Ziele sind hierfür maßgeblich verantwortlich. Die Reduzierung der Zylinderanzahl bzw. des Hubvolumens (Downsizing) mit einhergehender Erhöhung des effektiven Mitteldrucks der übrigen Zylinder (Downspeeding) führt zum einen zu höheren Wechsellmomentamplituden und zum anderen auch zu einer Reduzierung der Anregungsfrequenz (Albers, Stier & Boog, 2013; Golloch, 2005; Kroll et al., 2010).

Im Spannungsfeld der steigenden Schwingungsanregung zukünftiger verbrennungsmotorischer Antriebe in Kombination mit hohen Komfortansprüchen („Noise, Vibration, Harshness – NVH“) des Kunden avancieren somit schwingungsreduzierende Maßnahmen zunehmend zu einer bedeutenden Herausforderung in der Automobilentwicklung (Kroll et al., 2010)

2.5 Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung im Kfz-Antriebsstrang

Resultierend aus den induzierten Schwingungen des motorischen Antriebs entstehen sowohl störende Vibrationen oder Geräusche für den Fahrer als auch wech-

selnde Belastungen der nachgelagerten Bauteile des Antriebsstrangs. Oftmals erreichen diese Schwingungserscheinungen einen inakzeptablen Pegel allerdings erst als Folge von Resonanzen einzelner (Teil-)Systeme.

Der Kfz-Antriebsstrang kann als rotatorisches Schwingungssystem betrachtet werden, welches durch Massenträgheiten, Torsionssteifigkeiten und Dämpfungen der Teilsysteme charakterisiert ist. Demnach stehen, neben Strategien zur Veränderung der motorischen Anregung, verschiedene Lösungsansätze im Fokus, die in Systemen zur Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang eingesetzt werden. Diese lassen sich anhand der Literatur durch ihre physikalischen Wirkprinzipien in drei wesentliche Bereiche unterteilen (Baron & Poll, 2003; Dresig & Fidlin, 2014; Genuit, 2010):

- Prinzip der Entkopplung bzw. Isolation der Schwingung,
- Prinzip der Schwingungsdämpfung,
- Prinzip der Schwingungskompensation bzw. -tilgung.

Darüber hinaus wird im Allgemeinen zwischen aktiven und passiven Strategien zur Schwingungsreduzierung differenziert. Während bei aktiven Systemen ein von außen gesteuerter Energieaustausch stattfindet, ist die Funktionsweise von passiven Systemen über einen steten Wechsel zwischen kinetischer und potentieller Energiespeicherung charakterisiert (Kooy & Seebacher, 2018).

Im Folgenden werden zugehörig zu den Funktionsprinzipien verschiedene passive Teilsysteme zur Drehschwingungsreduzierung in der automobilen Anwendung vorgestellt. Für weiterführende Literatur bezüglich aktiver Maßnahmen sei unter anderem auf Ineichen (2013) und Pflüghaar (2015) verwiesen.

2.5.1 Prinzip der Schwingungsisololation

Gemäß der Definition der Schwingungsisolierung nach VDI – Richtlinie 2062 wird das Prinzip genutzt, *„dass eine Reduzierung der Übertragung mechanischer Schwingungen, die durch äußere Erregungen entstehen, durch Kompensation dieser Erregungen durch Massenkräfte erreicht werden kann“* (VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2011, S. 6). Diese Massenkräfte entstehen durch die Schwingbewegung des vorliegenden Schwingungssystems.

Als Erklärungsmodell für die Funktionsweise des Isolationseffekts dient nachfolgend die Vergrößerungsfunktion eines ungedämpften Einmassenschwingers aus Kapitel 2.3.3 übertragen auf ein rotatorisches Systemmodell. Der rotatorische Einmassenschwinger wird über die Eigenschaften einer Trägheit der Drehmasse J und einer

linearen Drehfeder c beschrieben und verfügt über die Abstützung an einer Wand über einen (rotatorischen) Freiheitsgrad, siehe Abbildung 2.11 links.

Auf das System wirkt ein zeitvariables Drehmoment M als äußere Anregung. Der Winkel der Drehmasse wird über die Koordinate φ beschrieben. Die Differentialgleichung für dieses System lautet:

$$J\ddot{\varphi} + c\varphi = M(t) = \hat{M} \sin(\omega t)$$

5

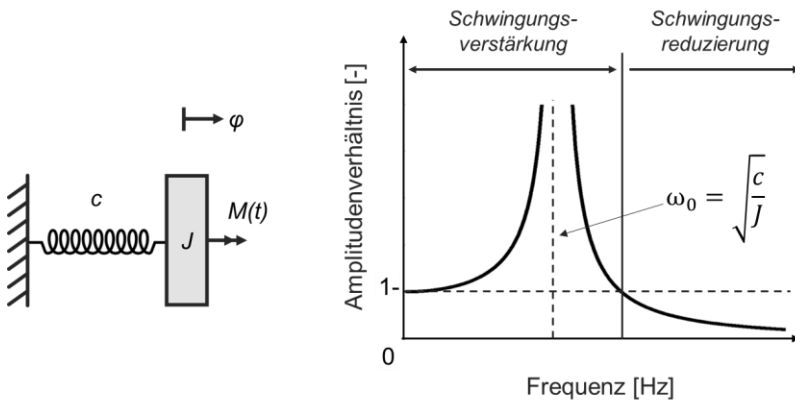


Abbildung 2.11: Ungedämpfter Einmassenschwinger mit äußerer Erregung (links) und zugehöriger Übertragungsfunktion (ohne Phasengang) – eigene Darstellung nach VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2011)

mit der Momentamplitude \hat{M} und der Erregerkreisfrequenz ω .

Für die Eigenkreisfrequenz des Systems gilt damit folgende Beziehung:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J}}$$

6

In Abbildung 2.11 rechts ist die Vergrößerungsfunktion des Systems abgebildet. Sie stellt das Verhältnis der Eingangs- (wirkendes Moment) zur Ausgangsamplitude

(Schwingungsamplitude der Masse) über der Anregungsfrequenz ω dar, siehe Kapitel 2.3.4. Hinsichtlich des Verhaltens des Systems lassen sich daraus die zwei Bereiche der Schwingungsverstärkung und der Schwingungsisolation ableiten.

Im Bereich der Verstärkung nimmt die Funktion zunächst mit steigender Anregungsfrequenz stetig zu. Sobald die Anregung die Eigenkreisfrequenz des Systems ω_0 erreicht, erhöht sich die Schwingungsamplitude der Masse bis ins Unendliche. Erst nach Durchschreiten der Resonanz verringert sich die Amplitude wieder bis mit weiter ansteigender Anregungsfrequenz im Bereich der Schwingungsisolation der Reduzierungseffekt einsetzt. Dementsprechend kann durch das gezielte Einbringen von Weicheiten und Trägheiten das zugrundeliegende Schwingungsmodell des Antriebsstrangs als Gesamtsystem maßgeblich beeinflusst und die Schwingungsamplituden gezielt abgeschwächt werden (Albers, 1994).

In der Antriebsstrangentwicklung wird dieses Wirkprinzip der Schwingungsisolation in vielen Teilsystemen, in Form von sogenannten Torsionsdämpfern eingesetzt, um mit einer entsprechenden Federkennlinie die bestehenden Resonanzen des Gesamtsystems zu verschieben und den Isolationseffekt in relevanten Fahrbetriebszuständen zu nutzen (Albers, 1994; Faust, 2014; ZF Friedrichshafen AG, 2017).

Eine bauraumneutrale konstruktive Umsetzung des Funktionsprinzips verkörpert die in Abbildung 2.12 illustrierte torsionsgedämpfte Kupplungscheibe.

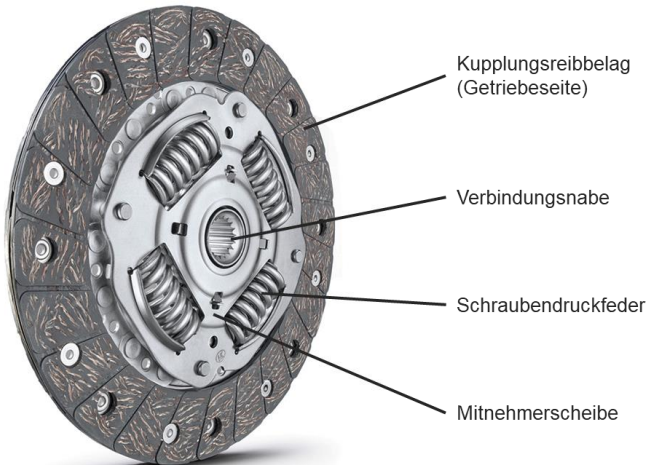


Abbildung 2.12: Beispiel für eine torsionsgedämpfte Kupplungsscheibe nach Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG (2021)

Dabei wird die Funktion der Entkopplung mittels am Umfang angeordneter Schraubendruckfedern zwischen den relativ zueinander drehbaren Bauteilen des Kupplungsreibbelags und Verbindungsnaabe zur Getriebeingangswelle gewährleistet. Über eine anwendungsspezifisch ausgewählte Federcharakteristik wird versucht, den Isolationseffekt bestmöglich auszunutzen. Begrenzende Randbedingungen wie die Erfüllung der Hauptfunktion einer Kupplung, der Übertragung des Motordrehmoments beim Anfahren und Schalten an das Getriebe, schränken die Effizienz des Torsionsdämpfersystems durch verfügbaren Federweg und -steifigkeit jedoch ein (Albers, Stier & Geier, 2013). Außerdem ist die Auslegung stets ein Kompromiss zwischen der erreichbaren Entkopplung der motorinduzierten Drehschwingungen vom Antriebsstrang bei hohen Drehzahlen und der zusätzlichen eingebrachten Eigenfrequenz des Torsionsdämpfers. Diese tritt aufgrund der begrenzten Federsteifigkeit weiterhin im Fahrbereich auf (Albers, 1994).

Eine wesentlich verbesserte Schwingungsreduzierung wird durch die Umsetzung des Wirkprinzips der Isolation in einem Zweimassenschwungrad (ZMS) erreicht, siehe Abbildung 2.13.

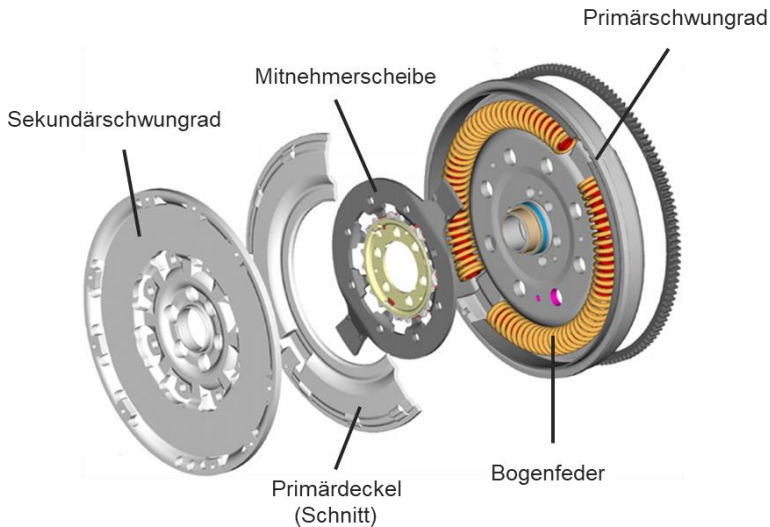


Abbildung 2.13: Explosionsansicht eines Zweimassenschwungrads nach Schaeffler Automotive GmbH & Co. KG (2019)

Neben einer deutlich geringeren Torsionsfederrate durch neue Federkonzepte (Bogenfeder), resultiert eine signifikante Reduzierung der kritischen Resonanzfrequenz infolge der geänderten Verteilung der Trägheit des Motorschwungrads hin zu einer größeren Sekundärmasse (Albers, 1994). In Abbildung 2.13 sind die Bauteile eines ZMS exemplarisch dargestellt.

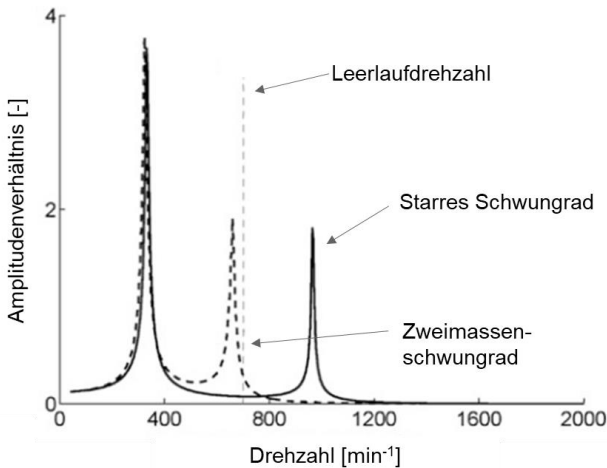


Abbildung 2.14: Vergrößerungsfunktion für das Getriebe mit konventionellem Schwungrad (durchgezogene Linie) und mit Zweimassenschwungrad (gestrichelte Linie) – eigene Darstellung nach Reik (1990) und Dresig und Fidlin (2014)

Die Erhöhung der Sekundärmassenträgheit führt dazu, dass ausgehend von der Leerlaufdrehzahl der gesamte Fahrbereich konventioneller Antriebe (bei geschlossener Kupplung) im deutlich überkritischen Isolationsbereich liegt und die motorischen Drehschwingungen stark vermindert werden (Albers, 1994).

Die Abbildungen 2.14 und 2.15 zeigen den direkten Vergleich zwischen dem konventionellen starr an den Motor angebrachten Schwungrad (SR) mit Kupplungs-scheibe (KS) und der prinzipiellen Umsetzung des Zweimassenschwungrads (ZMS).

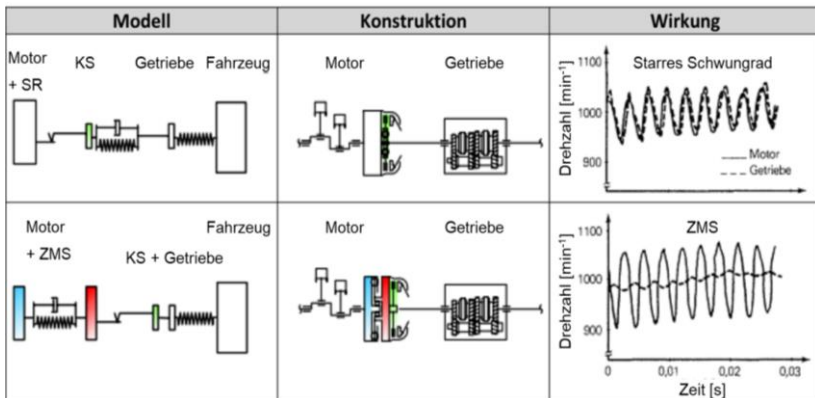


Abbildung 2.15: Prinzipielle Umsetzung des Zweimassenschwungrads und dessen Auswirkung auf die Schwingung am Antriebsstrang nach Albers (1994)

Durch die modernen Motorstrategien aus Kapitel 2.4 gelangt das ZMS jedoch trotz fortwährender Optimierungen zunehmend an die Grenzen seiner Wirksamkeit. Gründe sind hierfür neben den steigenden Schwingungsamplituden hochaufgeladener Motoren besonders die Tatsache, dass die Anregungsfrequenzen maßgeblich reduziert werden und sich somit der Isolationsbereich verschiebt. Niedrigere Zylinderzahlen und verringerte Leerlaufdrehzahlen vermindern dadurch die Isolationswirkung vom ZMS (Kroll et al., 2010). Aus diesem Grund bedarf es beim ZMS weiterer Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung.

2.5.2 Prinzip der Schwingungsdämpfung

Die gezielte Schwingungsdämpfung findet in Teilsystemen des Antriebsstranges besonders zur Minimierung von Resonanzschwingungen Anwendung. Beispielsweise liegt bei Kupplungsscheibendämpfer die Resonanz wie im vorangegangenen Kapitel bereits erwähnt im relevanten Fahrbereich eines Vierzylindermotors. Auch bei der Verwendung eines ZMS treten Resonanzschwingungen u.a. während Motorstart und -stopp auf, welche ein gezieltes Maß an Dämpfung erfordern (Reik, 1988).

Unter Dämpfung wird „(...) die Umwandlung von Bewegungsenergie in eine andere, für das Schwingungssystem nicht mehr relevante Energieform“ verstanden (VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2007, S. 37).

Allgemein wird zwischen innerer und äußerer Dämpfung unterschieden, wobei das örtliche Auftreten der Dämpfungskraft hierfür entscheidend ist. Wirkt die Dämpfung innerhalb des Schwingungssystems, wird von innerer Dämpfung gesprochen (Beispiel Werkstoffdämpfung), sobald die Reaktionskraft zwischen dem System und der Umgebung wirkt, handelt es sich um äußere Dämpfung (VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2004b).

In Torsionsdämpfersystemen ist hauptsächlich die äußere Dämpfung in Form von coulomb'scher und viskoser Reibkräfte für die Umwandlung der kinetischen Energie aus der Schwingung des Systems (im Weiteren als Schwingungsenergie bezeichnet) in Wärme verantwortlich. So werden bei Dämpfersystemen in Kupplungsscheiben zusätzliche Reibscheiben mit Tellerfedern zwischen Reibflächen der Anfahrkupplung und Getriebeeingang eingesetzt, um die Schwingungsamplituden effektiv zu dämpfen. Grundsätzlich reduziert jede Dämpfungsart mit zunehmendem Grad die Amplitudenüberhöhung, allerdings beeinflusst diese auch den Isolations- und Tilgungseffekt.

In Abbildung 2.16 ist deutlich zu erkennen, dass sich mit steigender Dämpfung zwar die Amplitude im Resonanzfall verkleinert, aber auch gleichzeitig die Amplitude im Isolationsbereich sich erhöht. Demnach stehen die beiden Wirkprinzipien der Isolation und der Dämpfung in einem Zielkonflikt und werden stets an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst (Albers, 1994; Kooy, Gillmann, Jäckel & Bosse, 2002; Reik, 1990; Reik, Seebacher & Kooy, 1998).

Ferner stellt die Umwandlung der Schwingungsenergie durch Dämpfung immer eine Absenkung des mechanischen Wirkungsgrads dar und steht im Widerspruch zur Forderung nach effizienten, kraftstoffesparenden Systemen.

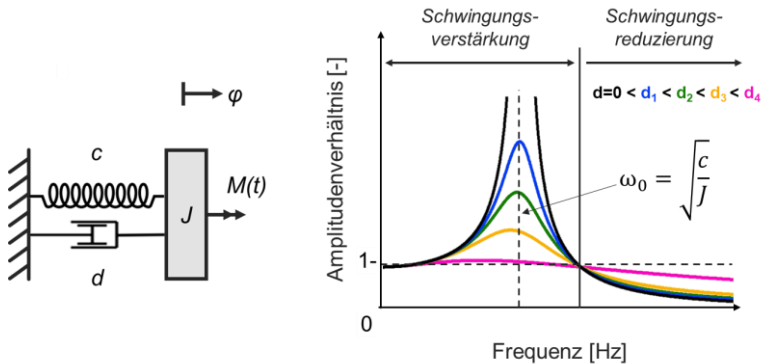


Abbildung 2.16: Gedämpfter Einmassenschwinger mit äußerer Erregung (links) und zugehörige Vergrößerungsfunktionen mit unterschiedler Dämpfung (ohne Phasengang) – eigene Darstellung nach VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2011)

2.5.3 Prinzip der Schwingungstilgung

Das Wirkprinzip der Schwingungstilgung wird in der Antriebsstrangentwicklung eingesetzt, um Schwingungsamplituden möglichst ohne Wirkungsgradverluste zu senken. In der VDI-Richtlinie 3833 sind zwei Ausprägungen von Systemen zur Schwingungstilgung beschrieben. Neben dem gezielten Einbringen einer Massenträgheit, mit der das Prinzip der Massenkraftkompensation zur Schwingungstilgung genutzt wird (Beispiel Motorschwungrad) liegt der Fokus im Folgenden auf sogenannten Schwingungstilgern (kurz Tilger genannt).

Der Tilger „(...) ist ein zusätzlich an einem Ausgangssystem angebautes Bauelement, das aus einer Masse und einer Feder besteht und gezielt den Tilgereffekt nutzt.“ (VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2006, S. 5).

Tilger werden im Antriebsstrang für gewöhnlich ergänzend eingesetzt, sobald die zuvor beschriebenen Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung den NVH-Anforderungen nicht genügen.

Abgrenzend zu den vorangegangenen Systemen sind Tilger dadurch charakterisiert, dass die Schwingungsreduzierung über nicht im Kraftfluss angeordnete Zusatzelemente erreicht wird. Diese bestehen aus Feder-Masse-Elementen und sind mit dem Hauptsystem gekoppelt.

Der Tilgereffekt besteht darin, dass die zusätzliche Massenträgheit die Schwingungsenergie des Systems aufnimmt und durch eine gegenphasige Schwingung an das System wieder abführt und dieses dadurch beruhigt. Bedingung für das Auftreten des Effekts ist, dass die Frequenz, welche das Hauptsystem anregt, genau der Eigenfrequenz des Tilgers ω_t entspricht. Diese leitet sich im ungedämpften Fall allein aus dem Verhältnis der Tilgermasse J_t und deren angekoppelter Steifigkeit c_t ab:

$$\omega_t = \sqrt{\frac{c_t}{J_t}} \quad 7$$

Das ungedämpfte System wird mit folgendem Differentialgleichungssystem beschrieben:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 \varphi_1 - c_t(\varphi_2 - \varphi_1) = M(t) = \hat{M} \sin(\omega t) \quad 8$$

$$J_t \ddot{\varphi}_2 - c_t(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad 9$$

Zur Veranschaulichung der Tilgerwirkung zeigt Abbildung 2.17 das Schwingungsmodell eines Zweimassensystems und die zugehörigen Vergrößerungsfunktionen.

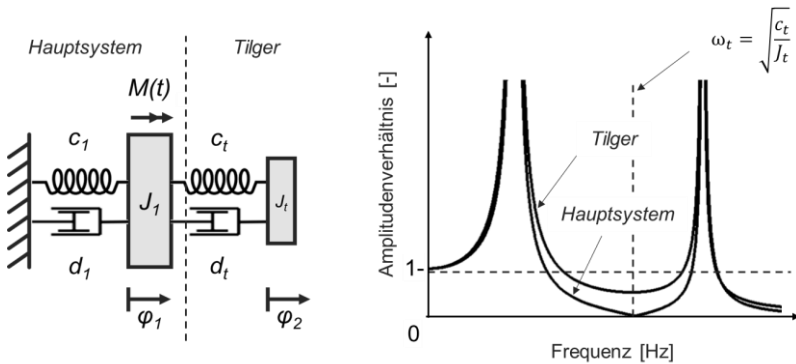


Abbildung 2.17: Zweimassenschwinger Erklärungsmodell für die Tilgerwirkung – eigene Darstellung nach Baron (2000)

Aufgrund der Tilgermasse verfügt das System über einen zusätzlichen Freiheitsgrad und deswegen auch über eine weitere Eigenfrequenz. Im Verlauf der Vergrößerungsfunktionen ist erkennbar, dass zwischen den beiden Eigenfrequenzen des Schwingungssystems ein Bereich existiert, in welchem die Schwingbewegung der Tilgermasse zu einer Reduzierung der Amplitude des Hauptsystems führt. Dort schwingt die Tilgermasse nicht mehr gleichphasig, sondern erzeugt ein kompensierendes Gegenmoment auf die Hauptmasse und kann dadurch bei entsprechendem Frequenzverhältnis die Schwingung vollkommen tilgen.

Bei veränderlichen Anregungsfrequenzen des Hauptsystems, wie im Fall von Verbrennungsmotoren (siehe Kapitel 2.4), ist ein Tilger mit konstanter Abstimmfrequenz aufgrund des Einbringens der zusätzlichen Resonanz, die durchfahren wird, kritisch zu betrachten (Reik & Pennec, 2008). Zwar können Dämpfungseffekte wie in Kapitel 2.5.2 genutzt werden, die Resonanzamplituden zu reduzieren, allerdings verringert sich hierdurch auch deutlich der Effekt der Tilgung auf das Gesamtsystem.

Zur Vermeidung von Resonanzdurchgängen bei veränderlichen Anregungsfrequenzen schaffen sogenannte frequenzvariable Tilger eine wirksame Abhilfe. In der Literatur existieren für den automobilen Einsatz verschiedene aktive und passive Systeme mit einer kontinuierlichen Anpassung der Tilgerfrequenz (Baron, 2000; Ineichen, 2013; Swank & Lindemann, 2011). Gegenstand der vorliegenden Arbeit

ist das Konzept des Fliehkraftpendels (FKP), welches einen passiven, drehzahl-adaptiven Schwingungstilger darstellt.

2.6 Das Fliehkraftpendel als drehzahladaptiver Schwingungstilger

Das Funktionsprinzip des Fliehkraftpendels liegt in der Aufnahme und der gegenphasigen Abgabe der Schwingungsenergie des Hauptsystems durch nicht im Kraftfluss angebrachte Pendelmassen. Diese können idealisiert betrachtet durch ihre Schwingbewegung entgegen der Anregung die Schwingung vollständig tilgen. Durch die Pendelauslenkung aus der Gleichgewichtslage heraus wird die Energie in den Massen zwischengespeichert und wieder in Form eines Rückstellmoments abgegeben. Es ist hauptsächlich die Zentrifugalkraft, die für das Rückstellmoment des Fliehkraftpendels verantwortlich ist und für die Schwingungstilgung zur Verfügung steht (Fidlin & Seebacher, 2006). Während die Zwischenspeicherung der potentiellen Energie beim klassischen Tilger über die Feder erfolgt, wird beim Fliehkraftpendel die Auslenkung der Masse im Fliehkraftfeld genutzt (Reik & Pennec, 2008).

Die Besonderheit beim Fliehkraftpendel liegt im Gegensatz zum klassischen Tilger in der drehzahladaptiven Tilgerfrequenz. Das Fliehkraftpendel nutzt über eine spezielle Abstimmung von Geometrieparametern das aus der Drehzahl resultierende Fliehkraftfeld, um seine Tilgerfrequenz anzupassen. Aufgrund dieser Tatsache ist es in der Lage eine Anregungsordnung, beispielsweise die Zündordnung des Verbrennungsmotors zu tilgen (Dresig & Fidlin, 2014).

2.6.1 Wirkprinzip des Fliehkraftpendels

Zur Verdeutlichung zeigt die Abbildung 2.18 das dem Fliehkraftpendel zugrunde liegende physikalische Wirkprinzip, welches auf dem mathematischen Fadenpendel basiert. Das beim Fadenpendel wirkende Schwerfeld als beschleunigtes Bezugssystem wird aufgrund der rotierenden Bewegung des Fliehkraftpendels durch das dominantere Fliehkraftfeld ersetzt.

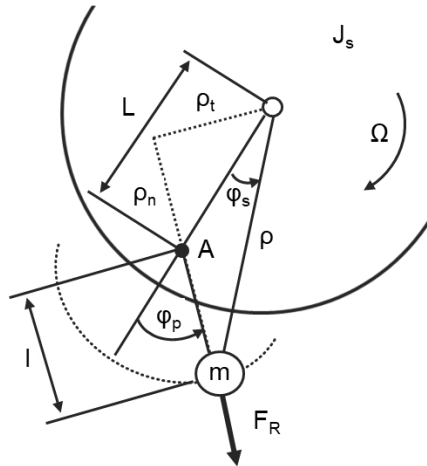


Abbildung 2.18: Prinzipielle Darstellung des Wirkprinzips eines Fliehkraftpendels – eigene Darstellung nach Zeller (2018)

Die Pendelmassen werden zur Vereinfachung als einfacher Massepunkt m betrachtet. Dieser wird über die Pendellänge l auf einer mit der Winkelgeschwindigkeit Ω rotierenden Trägerscheibe J_s im Abstand L von der Drehachse exzentrisch aufgehängt. Die relative Pendelbewegung gegenüber der Trägerscheibe erfolgt um den Drehpunkt A und wird durch den Winkel φ_p definiert.

Das in Abbildung 2.18 abgebildete Systemmodell des Fliehkraftpendels kann mit der Einwirkung einer Drehungleichförmigkeit $M(t)$ auf die Trägerscheibe und unter Vernachlässigung der Schwerkraft durch nachfolgende Bewegungsgleichungen mathematisch beschrieben werden:

Bewegungsgleichung Trägerscheibe:

$$\ddot{\varphi}_s (J_s + mL^2 + ml^2 + 2mL \cos \varphi_p) + \ddot{\varphi}_p (ml^2 + mL \cos \varphi_p) - \dot{\varphi}_p^2 mL \sin \varphi_p - \dot{\varphi}_s \dot{\varphi}_p 2mL \sin \varphi_p = -M(t) \quad 10$$

Bewegungsgleichung Pendel:

$$\ddot{\varphi}_s ml^2 \left(1 + \frac{L}{l} \cos \varphi_p\right) + \ddot{\varphi}_p ml + \dot{\varphi}_s^2 mL \sin \varphi_p = 0 \quad 11$$

$$\rightarrow \ddot{\varphi}_p = -\ddot{\varphi}_s \left(1 + \frac{L}{l} \cos \varphi_p\right) - \dot{\varphi}_s^2 \frac{L}{l} \sin \varphi_p \quad 12$$

Eine ausführliche Herleitung der Bewegungsgleichungen ist in Newland (1963) dargestellt.

Aus den Bewegungsgleichungen der Trägerscheibe ergibt sich die Rückstellkraft F_R , die für das Rückstellmoment verantwortlich ist. Diese enthalten unter anderem eine sogenannte Corioliskraft, welche durch die Überlagerung einer Drehzahl mit einer Relativbewegung der Pendelmasse entsteht.

Für die idealisierte Betrachtung, dass das FKP-Rückstellmoment die Schwingung der Trägerscheibe vollständig tilgt und dementsprechend keine Beschleunigung wirkt, gilt für das Rückstellmoment:

Annahme:

$$\ddot{\varphi}_s = 0$$

$$M(t) = M_{FKP} = \dot{\varphi}_s^2 mL \sin \varphi_p (l + L \cos \varphi_p) + \dot{\varphi}_p^2 mL \sin \varphi_p + \dot{\varphi}_s \dot{\varphi}_p 2mL \sin \varphi_p \quad 13$$

Für kleine Pendelauslenkungen φ_p kann die aus der Numerik bekannte mathematische Kleinwinkelnäherung angenommen werden. Zusätzlich gilt bei vergleichsweise kleinen Pendelgeschwindigkeiten gegenüber der Winkelgeschwindigkeit der Scheibe, dass die Momentanteile neben des dominierenden Fliehkraftanteils vernachlässigt werden können (Zeller, 2018).

Für das Rückstellmoment ergibt sich daraus folgende lineare Näherung:

$$\dot{\varphi}_p \ll \dot{\varphi}_s, \sin \varphi_p \approx \varphi_p, \cos \varphi_p \approx 1$$

$$M_{FKP} = \dot{\varphi}_s^2 mL\varphi_p(l + L) \quad 14$$

Durch den quadratischen Einfluss der Winkelgeschwindigkeit beziehungsweise der Drehzahl der Trägerscheibe $\dot{\varphi}_s$ und des Abstands vom Aufhängepunkt der Pendelmassen L weisen diese Größen eine große Bedeutung für die Speicherung und Abgabe der Schwingungsenergie in Form des Rückstellmoments auf. Da es sich um ein sogenanntes selbstregulierendes System handelt, werden bei niedrigeren Drehzahlen oder größeren Anregungsamplituden entsprechend größere Pendelmassen und Schwingwinkel erforderlich, um die Schwingungsenergie des Gesamtsystems aufzunehmen und das Gegenmoment aufzubauen (Baron, 2000; Dresig & Fidlín, 2014; Kooy et al., 2011).

Die Eigenfrequenz des linearisierten Fliehkraftpendels für kleine Pendelauslenkungen kann über die Betrachtung der Bewegungsgleichung des Pendels bestimmt werden. Die Bewegung des Pendels aus Gl. 12 kann vereinfacht mit Gl. 15 ausgedrückt werden:

Mit: $\sin \varphi_p \approx \varphi_p$, $\cos \varphi_p \approx 1$, $\dot{\varphi}_s = 0$

$$\ddot{\varphi}_p + \dot{\varphi}_s^2 \frac{L}{l} \varphi_p = 0 \quad 15$$

Für die Tilgerfrequenz des Fliehkraftpendels ergibt sich demnach folgende mathematische Beziehung:

Mit: $\dot{\varphi}_s = \Omega$

$$\omega_{FKP} = \sqrt{\dot{\varphi}_s^2 \frac{L}{l}} = \Omega \sqrt{\frac{L}{l}} \quad 16$$

Daraus ergibt sich die Proportionalität der Tilgerfrequenz zur Winkelgeschwindigkeit der Trägerscheibe und bietet die Möglichkeit für den Einsatz zur Tilgung der Zündordnung des Motors. Über das Verhältnis der Pendelgeometrien L/l wird entsprechend die Pendelordnung q als Abstimmparameter an die entsprechende Anregungsordnung eingesetzt (Dresig & Fidlín, 2014).

$$q = \sqrt{\frac{L}{l}}$$

Wird das Pendel mit dieser Ordnung q angeregt, ist idealisiert betrachtet das durch die Pendelmassenbewegung erzeugte Rückstellmoment in der Lage, die Schwingung des Hauptsystems vollständig zu tilgen.

2.6.2 Technische Umsetzung des Fliehkraftpendels

Für eine ausreichende Tilgerwirkung ist es notwendig, dass das Fliehkraftpendel durch seine Dimensionierung über alle anwendungsspezifischen Betriebspunkte hinweg genügend Potential zur Energiespeicherung in den Pendelmassen aufweist. In der Vergangenheit entstanden eine Reihe Bauformen in verschiedenen Anwendungsbereichen des Fliehkraftpendels zur Reduzierung von Drehschwingungen, beispielsweise in Flugzeugantrieben, bei Rotoren von Hubschraubern oder auf der Kurbelwelle von Fahrzeugmotoren (Borowski, V., Denman, H., Cronin, D., Shaw, S., Hanisko, J.P., Brooks, L.T., Mikulec, D., Crum, W.B., & Anderson, M.P., 1991; Denman, 1992; Hamouda & Pierce, 1984). Durch den Einsatz an der primären Schwingungsquelle waren für diese Anwendungen sehr große Massen (3 bis 5 kg) notwendig, um die großen Schwingungsamplituden zu tilgen (Kooy et al., 2002).

Einen entscheidenden Vorteil bezüglich des Bauraums und der eingesetzten Massen bietet die Anordnung des FKP in Kombination mit einem vorgelagerten Feder-Masse-System (Fidlin & Seebacher, 2006). Hierbei wird über das Feder-Masse-System das Prinzip der Schwingungsisolierung (siehe Kapitel 2.5.1) genutzt, um die primäre Drehungleichförmigkeit des Systems deutlich zu senken. Das Fliehkraftpendel in sekundärer Anordnung ist dann selbst mit deutlich reduzierten Pendelmassen in der Lage, die Restschwingungen im Antriebsstrang weiter zu vermindern (Krause, Kooy & Kremer, 2011; Zink & Hausner, 2009). Durch den modularen Aufbau kann das Fliehkraftpendel – teilweise sogar bauraumneutral – mit Systemen wie dem Zweimassenschwungrad, der torsionsgedämpften Kupplungsscheibe oder einem Torsionsdämpfer in der Wandlerüberbrückungskupplung kombiniert werden. Im Kontext der Schwingungsreduktion im Antriebsstrang findet dieses Prinzip mittlerweile in verschiedenen Unternehmen im Bereich der Automobilzulieferung erfolgreich Einsatz (Kooy & Seebacher, 2018; Valeo Service Deutschland GmbH, 2020; ZF Friedrichshafen AG, 2017).

Die Abbildungen 2.19, 2.20 und 2.21 zeigen Beispiele der technischen Umsetzung des Fliehkraftpendels in verschiedenen Ausführungen von Antriebssystemen im Kfz.



Abbildung 2.19: Zweimassenschwungrad mit Fliehkraftpendel nach Kooy (2014)



Abbildung 2.20: Kupplungsscheibe mit Fliehkraftpendel nach Häßler, Kooy, Welter und Lichtenwald (2016)

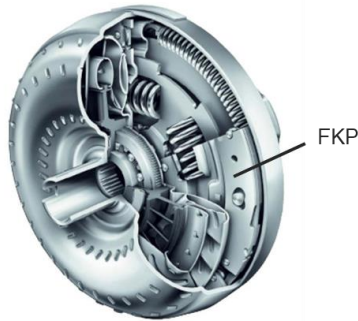


Abbildung 2.21: Drehmomentwandler mit Fliehkraftpendel nach Lindemann, Steinberger und Krause (2014)

Eine technische Umsetzung eines sekundär angeordneten FKP-Konzepts der Firma Schaeffler ist in Abbildung 2.22 detailliert dargestellt.

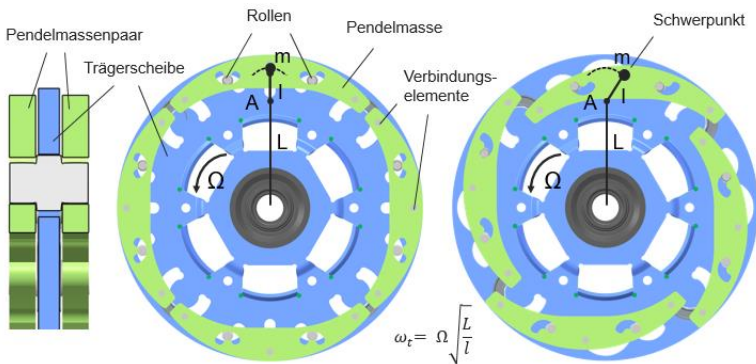


Abbildung 2.22: Technische Ausführung eines Fliehkraftpendels der Firma Schaeffler – eigene Darstellung

Das Fliehkraftpendel setzt sich bei diesem Konzept aus einer Trägerscheibe und einzelnen Pendelmassen zusammen. Die Pendelmassen bestehen aus je zwei Teilmassen, die durch Nietbolzen fest miteinander verbundenen sind. Die Ausführung der relativen Schwingbewegung der Pendelmassen zum Pendelträger wird durch zwei Rollen realisiert, die auf eingearbeiteten Teilkreisbahnen geführt werden. Über die Geometrie und die Positionierung der Bahnen ergeben sich sowohl die charakteristischen Abstimmparameter der Pendellänge l und des Abstands des Aufhängepunkts L zum Drehzentrum als auch die Schwingbewegung der Pendelmassen.

Aufgrund der zwei Aufhängungspunkte handelt es sich hierbei um eine sogenannte bifilare Anordnung nach Salomon, wodurch sich verhältnismäßig große Massen bei kleinen Pendellängen umsetzen lassen (Baron, 2000). Zur Vermeidung von Geräuschbildung durch das Aufeinanderschlagen der Pendelmassen bei Start-Stopp Vorgängen sind zusätzlich Anschlagelemente zwischen den Massen angebracht.

2.6.3 Einflussgrößen auf die Wirkung eines Fliehkraftpendels

Maßgeblich für das Tilgungspotential von Schwingungen ist die Energiespeicherkapazität des Fliehkraftpendels durch die relative Schwingbewegung der Pendelmassen. Diese wird zum einen sehr stark von der Fliehkraft (Pendelmasse und Schwerpunkt Abstand) dominiert und zum anderen ist sie vom radialen Weg des Pendelmassenschwerpunkts abhängig (Kooy et al., 2011; Krause et al., 2011). Über diese Bewegung des Schwerpunkts zum Rotationszentrum wird die Schwingungsenergie als eine Art potenzielle Energie zwischengespeichert. Wie stark sich der Schwerpunkt radial nach innen bewegen kann, ist von der Bahngeometrie vorgegeben und in Abbildung 2.23 dargestellt.

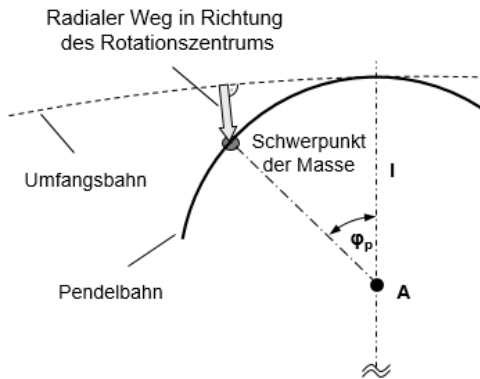


Abbildung 2.23: Radialer Weg des Schwerpunkts als Maß für die zwischengespeicherte Energie durch die Pendelbewegung nach Kooy et al. (2011) und Krause et al. (2011)

Die maximale Auslenkung der Pendelmasse und somit der radiale Weg ist allerdings in der Regel aufgrund von Bauraumbegrenzungen eingeschränkt. Der Zielkonflikt besteht darin, dass je größer die realisierbare Auslenkung, desto kleiner müssen die Pendelmassen konstruiert werden, siehe Abbildung 2.24.

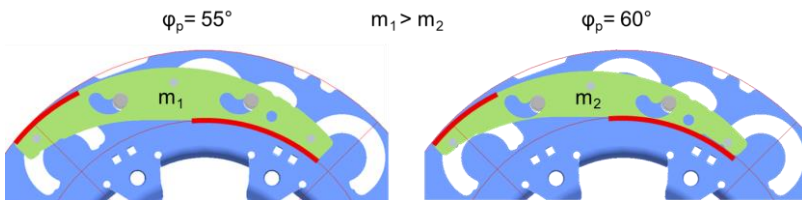


Abbildung 2.24: Beispiel der Begrenzung des Designraums infolge des Zielkonflikts zwischen Pendelauslenkung und -masse – eigene Darstellung nach Krause, Kremer und Movlazada (2011)

Einen weiteren Einfluss auf die Wirkung eines Fliehkraftpendels hat die konstruktive Umsetzung der Aufhängung der Pendelmassen, da diese die mathematischen Bewegungsgleichungen des Systems vorgibt. In der Literatur sind unterschiedliche, prinzipielle Bauformen der Pendelmassenaufhängung bekannt. Während die Pendelaufhängung nach Sarazin, wie in der vorangegangenen Beschreibung über je zwei Elemente (bifilar) ausgeführt wird, die eine relative Bewegung der Pendelmassen ermöglichen, erfolgt die Umsetzung des Fliehkraftpendelprinzips nach Salomon über Rollen als Tilgermassen, die um ihre Achse rotieren, siehe Abbildung 2.25.

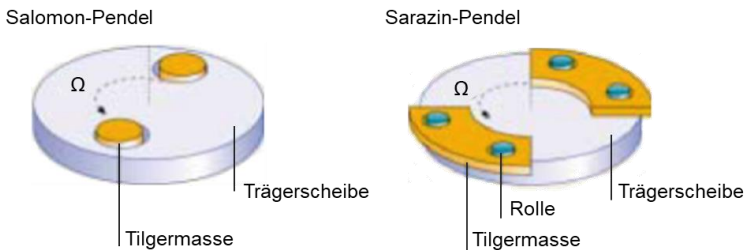


Abbildung 2.25: Verschiedene Ausführungen des Fliehkraftpendelprinzips – eigene Darstellung nach Jörg et al. (2001)

In beiden Konzepten ist es möglich, durch die Veränderung der Kinematik der Pendelmassen das Energiespeicherpotential zu beeinflussen.

Neben den prinzipiell unterschiedlichen Bauformen der Pendelaufhängung gibt es auch den Lösungsansatz die Gestalt der Pendelmassenaufhängung zu verändern. In Abbildung 2.26 ist exemplarisch dargestellt, wie auch eine Gestaltänderung der Pendelmassenaufhängung die Schwingbewegung des Fliehkraftpendels verändern kann.

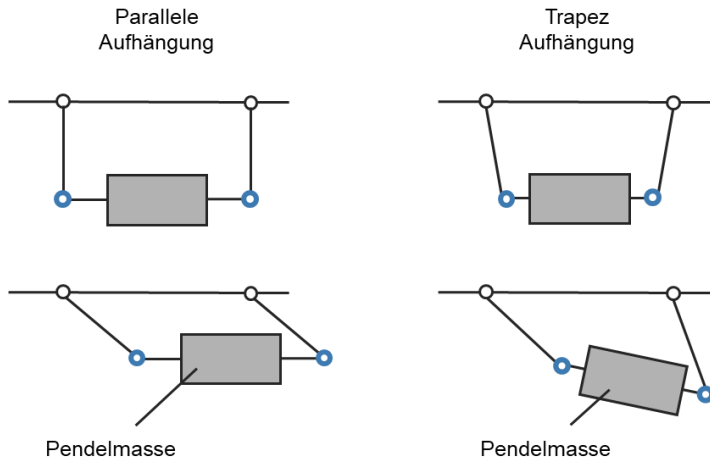


Abbildung 2.26: Unterschiedliche bifilare Pendelaufhängungen in Ruhelage (oben) und in Auslenkung (unten) – eigene Darstellung nach Kooy (2014)

Die bisherige Beschreibung der Grundfunktion des Fliehkraftpendels aus Kapitel 2.6.1 legt – in Analogie zum mathematischen Pendel – eine parallele Schwenkbewegung zugrunde. Wird die Pendelmasse allerdings in Trapezform angeordnet, so ist zusätzlich eine Rotationsbewegung um ihren Massenschwerpunkt möglich, welche für die Energiespeicherung genutzt werden kann (Häßler et al., 2016; Kooy, 2014).

2.6.4 Störgrößen für die Wirkung eines Fliehkraftpendels

Wesentliche Einflussgrößen auf die Funktion des Fliehkraftpendels konnten bereits aus der bisherigen prinzipiellen Betrachtung und durch das vereinfachte mathematische Modell zum Verständnis des Wirkprinzips beschrieben werden. Allerdings existieren eine Reihe an Störgrößen und nichtlineare Effekte, die das Fliehkraftpendel in seiner Wirksamkeit als drehzahladaptiven Tilger einschränken. So tritt eine unvermeidbare Dämpfung in Form von coulomb'scher Reibung zwischen den Kontaktflächen der Pendelmassen und Trägerscheibe auch Rollreibungseffekte an den FKP-Rollen beeinflussen den Tilgungseffekt und die Pendelmassenbewegung negativ, siehe Kapitel 2.5.3 (Kooy et al., 2011; Stahl, Pflaum, Meingaßner, Ulbrich & Mayer, 2013).

Außerdem ergeben sich durch die Veränderung des Arbeitsmediums Luft in Öl, beispielsweise beim Einsatz in Drehmomentwandlern, veränderte Dämpfungseffekte durch beispielsweise einer zusätzlichen viskose Reibung aufgrund von laminaren Strömungen (Caspar, 2018)¹. Weiterhin existiert ein Verschiebungseffekt der Abstimmungsordnung aufgrund des Ölmediums, welcher in der Auslegung vorgehalten werden muss (Krause & Engelmann, 2008). Der Öleinfluss auf die FKP-Ordnung resultiert zum einen aus einer durch den Fliehölldruck der rotierenden Ölmassen bewirkten, die Pendelmasse in Richtung des Drehzentrums drängenden Kraft und zum anderen aus dem Effekt der mitbewegten Ölmasse (Landau & Lifshitz, 2013). Diese Ordnungsverschiebung führt dazu, dass eine rein geometrische Abstimmung eines Fliehkraftpendels nicht ohne Berücksichtigung des Öls erfolgen kann.

Auch die Schwerkraft kann ein Störfaktor für das Fliehkraftpendel darstellen, besonders bei Drehzahlen kleiner 1000 min^{-1} (Heck, Zaugg, Krause, Vögtle & Fuß, 2018). Sie wirkt zusätzlich zur Fliehkraft auf die Pendelmassen und regt das Pendel mit einer harmonischen Schwingung der ersten Ordnung an. Bei Fliehkraftpendelsystemen für Zweizylinder-Anwendungen ist das besonders kritisch, da hierbei die Pendelordnung angeregt wird. Dadurch resultiert aus der Schwerkraft eine zusätzliche Erregerquelle und führt zu einer steigenden Auslenkungsamplitude der Pendelmassen. Ansätze für FKP-Konzepte zur Eliminierung des Schwerkrafteinflusses durch Synchronisierung der Pendelmassen sind in Heck et al. (2018), Kooy und Seebacher (2018), Meingaßner, Mayet et al. (2014) und Stahl et al. (2013) dargestellt.

2.6.5 Nichtlineares Systemverhalten von Fliehkraftpendel

Die bisherigen Betrachtungen zur Bestimmung der Tilgerordnung und des Rückstellmoments aus Kapitel 2.6.1 beschränkten sich auf der Annahme kleiner Auslenkungsamplituden der Pendelmassen, bei welchen das Fliehkraftpendel linearisiert wurde. Allerdings sind beide Größen abhängig von der Pendelauslenkung und beeinträchtigen durch das nichtlineare Systemverhalten die Schwingungstilgung des Fliehkraftpendels (Dresig, Holzweißig & Rockhausen, 2011; Reik & Pennec, 2008).

Die zunehmende Krümmung in den Pendelbahnen nimmt Einfluss auf die Ordnung mit steigender Pendelauslenkung. Bei den bisher betrachteten Teilkreisbahnen nimmt beispielsweise die Ordnung mit Zunahme der Schwingungsamplitude ab, siehe Abbildung 2.27 – Kreisbahn. Dieser Effekt führt dazu, dass sich der optimale Betriebspunkt des Fliehkraftpendels zunehmend von der Anregungsordnung entfernt und dies zu einer Abnahme der Schwingungstilgung führt. Außerdem können aufgrund des nichtlinearen Systemverhaltens bei großen Schwingungsamplituden

¹ Co-betreute Abschlussarbeit

der Massen Stabilitätsprobleme auftreten, die einen Phasensprung im Rückstellmoment bewirken (Newland, 1963). Der Phasensprung führt dann dazu, dass das erzeugte Rückstellmoment des Pendels das Anregungsmoment zusätzlich verstärkt, anstelle dieses zu reduzieren. Dies ist der Fall, sobald die Anregung in der Nähe der Resonanzfrequenz des Systems erfolgt (Dresig & Fidlin, 2014).

Zudem können sogenannte Bifurkationen, also plötzliche Zustandsänderungen ein gegenphasiges Schwingen der Pendelmassen zueinander auslösen. Diese Phänomene können entstehen sobald aufgrund einer starken Ordnungsänderung über den Schwingbereich des Fliehkraftpendels Systemresonanzen durchfahren werden, wie beispielsweise bei „Start-Stopp“-Vorgängen. (Chao, Lee & Shaw, 1997). Aus umfangreichen Untersuchungen verschiedener Geometrien ging hervor, dass je nach Kinematik des Fliehkraftpendels sogenannte tautochrone Bahnen (griechisch „tauto“ gleich und „chronos“ zeit) existieren, die eine weitestgehend konstante Ordnung über den kompletten Schwingbereich der Pendelmassen gewährleisten. Solche tautochronen Bahnen können diese gegenphasige Schwingungen der Pendelmassen zueinander weitestgehend verhindern. (Alsuwaiyan & Shaw, 2002; Denman, 1992; Kooy & Seebacher, 2018; Madden, 1980; Mahe, Brassart Pascale & Renault, 2017).

Für ein Fliehkraftpendel mit paralleler, bifilarer Aufhängung ist das beispielsweise eine Epizykloide, siehe Abbildung 2.27.

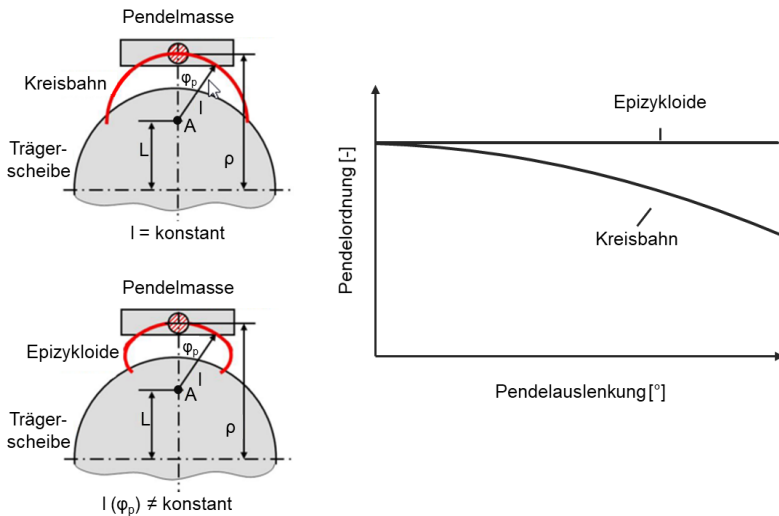


Abbildung 2.27: Ausführungen der Pendelbahngeometrie einer Kreisbahn (oben) und einer Epizykloide (unten) und deren Einfluss auf den Ordnungsverlauf – eigene Darstellung

Aus der Literatur ist allerdings bekannt, dass bei nichtlinearen Schwingungssystemen instabile Zustände hauptsächlich in der Nähe von Resonanzen auftreten. Diese Phänomene äußern sich in einer nichtlinearen Resonanz und mit dem sogenannten „Mitraillette-Effekt“ beschrieben werden können (Dresig & Fidlin, 2014). Die Schwingungsantwort des Systems ist nicht mehr ausschließlich abhängig von der Erregerfrequenz, sondern kann in einem bestimmten kritischen Frequenzbereich in der Nähe der Resonanz ausgehend von der Frequenzänderung mehr als einen Zustand erreichen, siehe Abbildung 2.28.

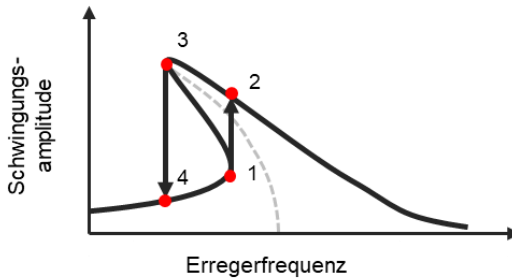


Abbildung 2.28: Systemantwort eines nichtlinearen Fliehkraftpendels mit einer degressiv nichtlinearen Schwingungsamplitude auf eine harmonische Anregung nach Dresig und Fidlin (2014)

Für eine langsam steigende Anregungsfrequenz (kleiner der Resonanzfrequenz) erhöht sich die Schwingungsamplitude des Fliehkraftpendels zunächst nur in geringem Maß (unterer Kurvenverlauf) bevor bei Überschreitung einer entsprechenden Grenzfrequenz (Punkt 1) die Amplitude sprunghaft ansteigt (Punkt 2). Im umgekehrten Fall der Reduzierung der Erregerfrequenz oberhalb der Resonanz steigt die Amplitude zunehmend an und das System wird immer weiter in die Resonanz „hineingezogen“. Sobald eine gewisse Anregungsfrequenz (Punkt 3) überschritten wird, nimmt die Schwingungsamplitude schlagartig ab (Punkt 4) (Dresig & Fidlin, 2014).

Im Fokus der vorliegenden Arbeit stehen nichtlineare Effekte, die das Rückstellmoment des Fliehkraftpendels betreffen. Aufgrund der kinematischen Zusammenhänge aus den Bewegungsgleichungen entstehen mit steigenden Pendelauslenkungen Amplitudenanteile im Rückstellmoment, die zusätzlich zur Hauptfrequenz auch noch höhere, teils störende, Frequenzen aufweisen. Diese reduzieren den Tilgungseffekt, da sie durch die Einleitung von höheren harmonischen Schwingungen das Hauptsystem ihrerseits wieder anregen (Dresig et al., 2011).

Die nichtlineare Abhängigkeit von Rückstellmoment und Pendelauslenkung ist bereits bei Betrachtung der in Kapitel 2.6.1 hergeleiteten nichtlinearen Momentgleichung (Gl. 13) für ein einfaches Fliehkraftpendel mit kreisförmiger Laufbahn ersichtlich.

Bereits Newland (1963) beschreibt diesen Effekt und schlägt eine Begrenzung des Schwingwinkels vor, wodurch allerdings das Tilgungspotential des Fliehkraftpendels stark eingeschränkt wird. Das Ziel muss es demnach sein ein Verständnis über die Beeinflussung dieses Phänomens aufzubauen.

Da die Zusammenhänge zwischen der Gestalt und der Funktion sowohl die Bewegungsgleichungen eines FKP-Konzepts beeinflussen als auch die einzelnen Funktionsparameter zum Aufbau des Rückstellmoments definieren, liegt die Vermutung nahe, durch konstruktive Veränderungen Einfluss auf die Einleitung der höheren Momentamplituden nehmen zu können. Zwangsläufig ist eine genaue Kenntnis über die Entstehung bzw. die Abhängigkeiten dieser nichtlinearen Effekte in verschiedenen Variationen erforderlich.

Es fehlen derzeit noch Erkenntnisse über die Zusammenhänge zwischen verschiedenen möglichen Variationen von konstruktiven Merkmalen des Fliehkraftpendels und deren Auswirkungen auf das dynamische Schwingungsverhalten bezüglich der Einleitung höherer Amplitudenordnungen des Fliehkraftpendels. Das Wissen über diese Zusammenhänge dient allerdings als Grundlage für eine systematische Ableitung zielführender Gestaltänderungen und soll mit dieser Forschungsarbeit generiert werden.

2.6.6 Variationsarten in Fliehkraftpendelsystemen in der Entwicklungspraxis

Aufgrund zunehmender Anforderungen an die Schwingungsreduzierung im Antriebsstrang existieren eine Reihe verschiedener Variationen in Fliehkraftpendelsystemen zur Verbesserung der Wirkweise (Kooy & Seebacher, 2018). Diese lassen sich grundsätzlich durch zwei Ansätze beschreiben. Durch eine Optimierung der wesentlichen Parameter der Bewegungsgleichung kann zum einen das Rückstellmoment bzw. Energiespeicherpotential im Vergleich zum Referenzsystem erhöht werden, zum anderen kann durch eine Veränderung der Schwingbewegung die zugrunde liegende Bewegungsgleichung und damit die Charakteristik des Rückstellmoments beeinflusst werden, siehe Abbildung 2.29 (Schottmüller et al., 2019)

Beide Ansätze lassen sich im Sinne der PGE – Produktgenerationsentwicklung durch die Variationsarten Übernahme-, Gestalt- bzw. Prinzipvariation beschreiben und erfordern allerdings unterschiedliche Entwicklungsaufwände, die bei einer Neuentwicklung berücksichtigt werden müssen. Die qualitativen Auswirkungen der Variationen auf die Schwingungsreduzierung sollen im Zuge dieser Forschungsarbeit gezielt untersucht und mit der Methode des Bewertungsansatzes um die Quantifizierung der nichtlinearen Rückstellmomentanteile erweitert werden.

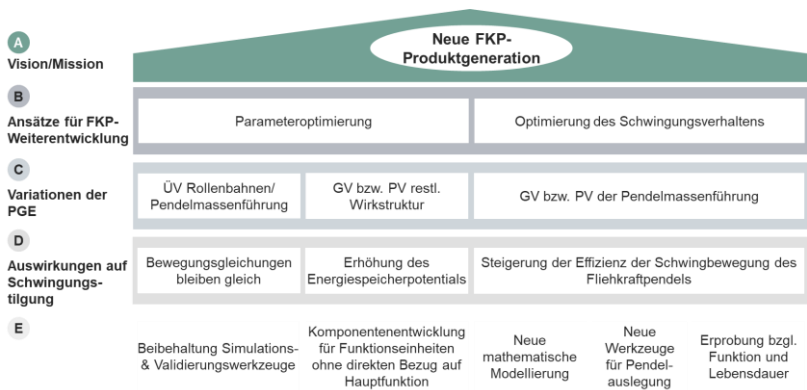


Abbildung 2.29: Ansätze zur Entwicklung neuer Fliehkraftpendel im Kontext der PGE – Produktgenerationsentwicklung – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

2.7 Validierung von Fliehkraftpendelsystemen

Wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben, wird die Validierungsaktivität maßgeblich durch das Validierungsziel bestimmt. Neben der Erfüllung der gestellten Bedarfe im Kontext des Gesamtsystems und der damit einhergehenden Überprüfung der korrekten Wirkweise eines FKP-Systems (siehe System-in-Development) erschließen sich dem Untersuchungen, die dem Erkenntnisgewinn über Wirkzusammenhänge in verschiedenen FKP-System dienen (siehe System-under-Investigation).

Die Bewertung der Schwingungsreduzierung von Fliehkraftpendeln erfolgt im Allgemeinen analog zur Validierung anderer schwingungsreduzierender Maßnahmen aus Kapitel 2.5 durch die simulative oder messtechnische Bestimmung der Restschwingung im Antriebsstrang im Zeitbereich oder anhand der qualitativen Betrachtung von diskreten Vergrößerungsfunktionen (Fehrecke, Eckel, Hirsch, Jörg & Werner, 2000; Kroll et al., 2010; Peinemann, 2001; Stahl et al., 2013).

Je nach Verfügbarkeit und Reifegrad des Systems im Produktentstehungsprozess kann in der Validierung das Einbeziehen der Wechselwirkungen aus dem Gesamtsystem gemäß des IPEK-X-in-the-Loop-Ansatzes auf unterschiedliche Arten erfolgen. Dies geschieht unter anderem anhand von Simulationen im Gesamttriebstrang

oder anhand von Fahrzeugmessungen im realen System. Neben der gesamtsystemischen Betrachtung spielt allerdings auch die Ermittlung produktspezifischer Funktionseigenschaften zur Verifizierung der FKP-Konzeptauslegung an Komponentenprüfständen eine wesentliche Rolle, worauf im Folgenden näher eingegangen wird.

Im Rahmen der kooperativen Forschungstätigkeit bei der Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG konnte auf das firmenspezifische Knowhow bezüglich einer für das vorliegende Untersuchungsziel geeigneten Validierungsumgebung zur Teilsystementwicklung zugegriffen werden. Die langjährige Erfahrung in der Entwicklung von Prüfumgebungen zur Validierung von Fliehkraftpendelsystemen bei Schaeffler bildet somit eine wichtige Grundlage für diese Forschungstätigkeit. Die in der Praxis bereits bewährte Prüfumgebung kann jeweils entsprechend des Untersuchungsziels mit angemessenem Aufwand modifiziert werden, um Erkenntnisse über die dynamische Charakteristik von Fliehkraftpendeln zu gewinnen.

In den folgenden Unterkapiteln wird der allgemeine Aufbau der Prüfumgebung sowie die bisherige Methode der Teilsystemvalidierung von Fliehkraftpendelsystemen vorgestellt.

2.7.1 Prüfaufbau zur Ermittlung der Funktion eines Fliehkraftpendels

Die Messung zur Ermittlung der Vergrößerungsfunktion von Fliehkraftpendelsystemen eignet sich, wie im vorherigen Kapitel erwähnt, um sowohl die qualitative Funktionsfähigkeit (Maß der Schwingungsreduzierung) als auch Eigenschaften des Fliehkraftpendels wie die Abstimmordnung zu ermitteln. Bei Schaeffler werden Vergrößerungsfunktionen von Fliehkraftpendeln an Komponentenprüfständen mit E-Maschinenantrieb bestimmt. Der Komponentenprüfstand setzt sich im Wesentlichen aus einem dynamischen Synchronmotor für die Schwingungsanregung und einem mittels einer formschlüssigen Kupplung verbundenen Prüfaufbau zusammen, siehe Abbildung 2.30.

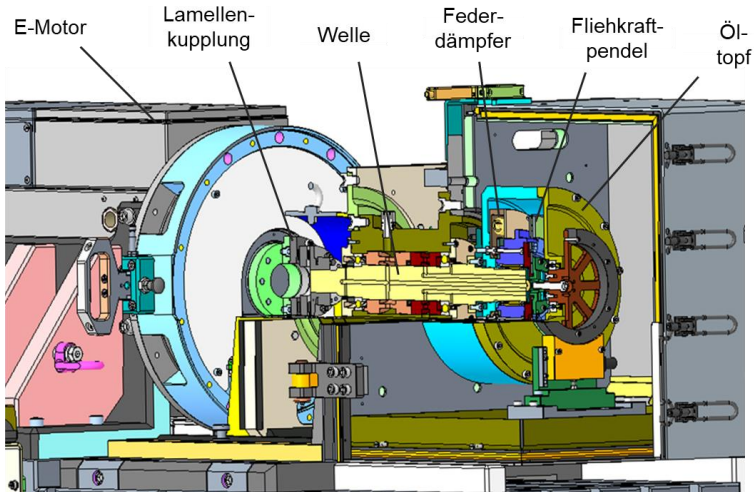


Abbildung 2.30: CAD-Schnitt des Prüfaufbaus zur FKP-Funktionsmessung der Fa. Schaeffler – eigene Darstellung

Der Einsatz von Elektromotoren zur Teilsystemvalidierung von Fliehkraftpendelsystemen hat sich bereits in der Forschung, aufgrund der flexibleren Möglichkeit zur Betriebspunkteinstellung gegenüber dem Einsatz von Verbrennungsmotoren, bewährt (Haddow & Shaw, 2003; Mayet, Rixen & Ulbrich, 2013; Nester, Schmitz, Haddow & Shaw, 2004). Mit entsprechender Ansteuerung des Elektromotors kann durch die Vorgabe einer Frequenz und einer Amplitude des Drehmoments eine Schwingung der mittleren Drehgeschwindigkeit variabel überlagert werden.

Der Prüfaufbau besteht neben einer Welle, einem Federdämpfer, mehreren Adapterflanschen und einem Fliehkraftpendelsystem zusätzlich – für die optionale Anwendung für Fliehkraftpendel im Ölmedium (z.B. durch den FKP-Einsatz in Drehmomentwandlern) – aus einem Öltopf. Das Prüfstandmodell ist gekennzeichnet durch mehrere Massen und Steifigkeiten, wobei durch die Anwendung der Methode zur Freiheitsgradreduktion bei Torsionsschwinger nach Rivin und Di sehr kleine Massen und große Steifigkeiten zusammengefasst werden (Dresig et al., 2011). Durch das Einbringen einer definierten linearen Steifigkeit mittels des Federdämp-

fers mit vernachlässigbar geringer Dämpfung, lässt sich der Aufbau in den untersuchungsrelevanten Drehzahlen kleiner 1500 min^{-1} in eine Primär- und eine Sekundärseite aufteilen.

Die erste Masse umfasst die E-Maschine und alle weiteren Komponenten bis zum Federdämpfer. Die Sekundärmasse besteht aus allen weiteren Bauteilen im Kraftfluss, die durch die Steifigkeit des Dämpfers entkoppelt wurden. Zusätzlich kann das Fliehkraftpendel idealisiert als drehzahladaptiver Schwingungstilger (Feder-Masse-System) abgebildet werden, siehe Abbildung 2.31.

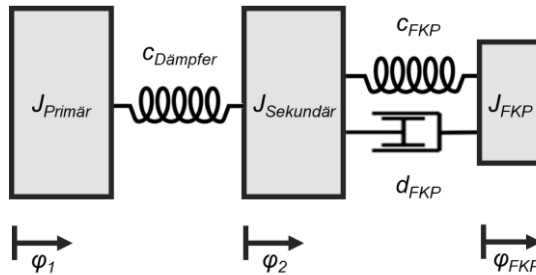


Abbildung 2.31: Darstellung des Prüfaufbaus als 3-Massen- Schwingungsmodell – eigene Darstellung

Das idealisierte Fliehkraftpendel als Feder-Masse-System kann mit einer drehzahlabhängigen Steifigkeit c_{FKP} und einer Massenträgheit J_{FKP} beschrieben werden. Für die Steifigkeit gilt:

$$c_{FKP} = J_{FKP} q^2 \Omega^2$$

18

Daraus folgt, dass die Steifigkeit des Fliehkraftpendels neben der Winkelgeschwindigkeit Ω der Trägerscheibe zusätzlich von der Ordnung q abhängig ist. Außerdem ist das Fliehkraftpendel aufgrund von Störgrößen (siehe Kapitel 2.6.4) dämpfungsbehaftet, was über eine Dämpfungskonstante d_{FKP} modelliert wird.

Unter Berücksichtigung der Trägheit der Primärmasse beschreibt die Dynamik des E-Motors die äußere Anregung auf das restliche Schwingungsmodell. Diese ist durch die Auslenkung des Federelements charakterisiert.

Für die Modellbildung des Schwingungssystems ergibt sich demnach die mathematische Betrachtung eines Zweimassenschwingers mit äußerer Anregung, siehe Abbildung 2.32.

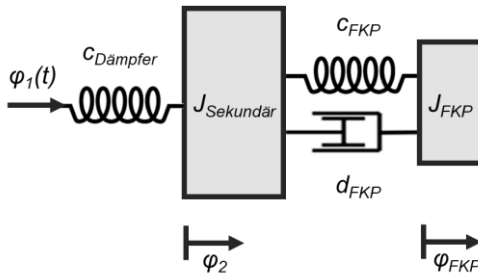


Abbildung 2.32: Vereinfachtes Schwingungsmodell zur Funktionsbestimmung des Fliehkraftpendels – eigene Darstellung

Das System kann über folgendes Differentialgleichungssystem mathematisch beschrieben werden:

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{D\ddot{a}mpfer} \dot{\varphi}_2 - d_{FKP}(\dot{\varphi}_{FKP} - \dot{\varphi}_2) - c_{FKP}(\varphi_{FKP} - \varphi_2) = c_{D\ddot{a}mpfer} \hat{\varphi}_1 \sin(\Omega t) \quad 19$$

$$J_{FKP} \ddot{\varphi}_{FKP} - d_{FKP}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_{FKP}) - c_{FKP}(\varphi_2 - \varphi_{FKP}) = 0 \quad 20$$

Aufgrund der drehzahlabhängigen Steifigkeit verändert sich entsprechend die daraus resultierende Vergrößerungsfunktion des Prüfstandssystems für verschiedene Prüfdrehzahlen. Diese lässt sich über die messtechnische Erfassung entsprechender Systemgrößen ermitteln.

Zur Erfassung der Anregung werden die jeweiligen Primär und Sekundär-Drehzahlen durch Drehgeber, die sowohl vor als auch nach dem Federdämpfer angebracht sind, ermittelt. Zusätzlich wird über eine Drehmomentmessnabe die in das Schwingungsmodell des Prüfstands eingeleitete Drehmomentamplitude als Eingangsgröße gemessen, siehe Abbildung 2.33.

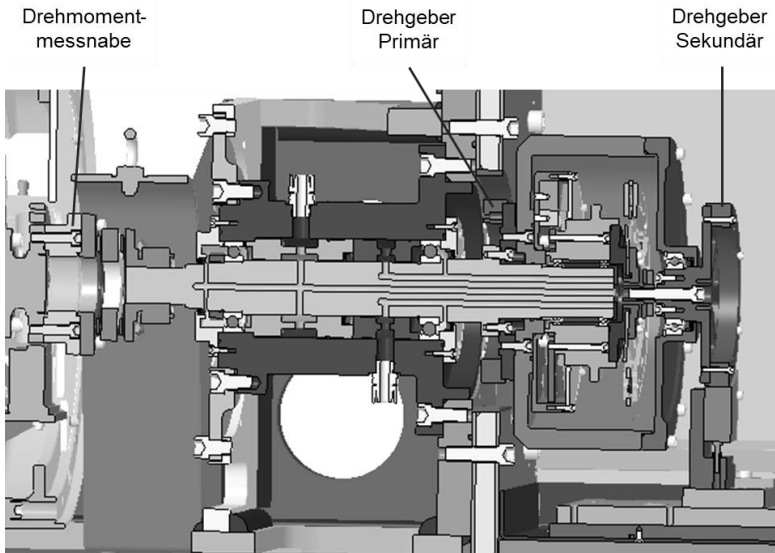


Abbildung 2.33: Messgrößenerfassung für Drehzahl und Drehmoment zur FKP-Funktionsbestimmung – eigene Darstellung

Über die Ermittlung des Verhältnisses der beiden Drehzahlamplituden $\hat{n}_{\text{primär}}$ und $\hat{n}_{\text{sekundär}}$ lässt sich die Vergrößerungs- beziehungsweise die Vergrößerungsfunktion ermitteln:

$$v = \frac{\hat{n}_{\text{Sekundär}}}{\hat{n}_{\text{Primär}}} \quad 21$$

Für die ermittelte Antiresonanzfrequenz der Vergrößerungsfunktion aus dem Gesamtsystem gilt, dass je nach Federsteifigkeit und Wahl der Drehzahl diese Frequenz der Tilgerfrequenz des Fliehkraftpendels entspricht.

2.7.2 Versuchsdurchführung zur experimentellen Ermittlung der Fliehkraftpendel Vergrößerungsfunktion

Die Ermittlung der Fliehkraftpendel Vergrößerungsfunktion erfolgt durch das Einstellen mehrerer stationärer Betriebspunkte am Prüfstand und der anschließenden diskreten Auswertung der resultierenden Drehzahlamplituden mittels der Fourier-Analyse.

Dabei wird das Fliehkraftpendel im vorgestellten Prüfaufbau zunächst auf eine konstante mittlere Drehzahl beschleunigt. Die Einleitung der Schwingungsanregung erfolgt über die E-Maschine, wobei der Drehzahl eine Drehmomentamplitude in verschiedenen Frequenzschritten überlagert wird, siehe Abbildung 2.34. Dadurch lässt sich das Verhalten des Fliehkraftpendels quasi stationär (im eingeschwungenen Zustand) untersuchen. Hintergrund ist, dass dynamische Einschwingvorgänge infolge der erzwungenen Anregung nicht betrachtet werden sollen, da sie zur Erfüllung des Validierungsziels mit der Bestimmung der Fliehkraftpendelfunktion mittels der Vergrößerungsfunktion keine Relevanz aufweisen, beziehungsweise sich nicht eignen.

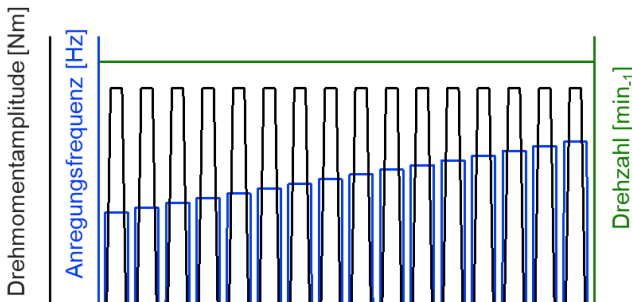


Abbildung 2.34: Prüfprogramm zur Ermittlung der Vergrößerungsfunktion – eigene Darstellung

Abhängig von der eingeleiteten Schwingungsanregung ergeben sich durch die Tilgerwirkung des Fliehkraftpendels je nach Frequenzschritt unterschiedliche Schwingungsamplituden der Drehmassen. Diese werden über die Drehzahlsensoren aufgezeichnet und ausgewertet. Sobald die Anregungsfrequenz f_A bei der mittleren Drehzahl n der Fliehkraftpendelordnung q entspricht, stellt sich an der Sekundärmasse ein Minimum der Schwingungsamplitude ein.

$$f_A = \frac{n}{60} q$$

22

Anhand der Fourier-Analyse für die Signale von Primär- und Sekundärdrehzahl der einzelnen Frequenzschritte kann die Vergrößerungsfunktion des Schwingungssystems aus dem Amplitudengang ermittelt werden. Jeder Frequenzschritt entspricht einem Punkt der ermittelten Vergrößerungsfunktion und gibt das Amplitudenverhältnis zwischen den beiden Drehzahlen wieder, siehe Abbildung 2.35.

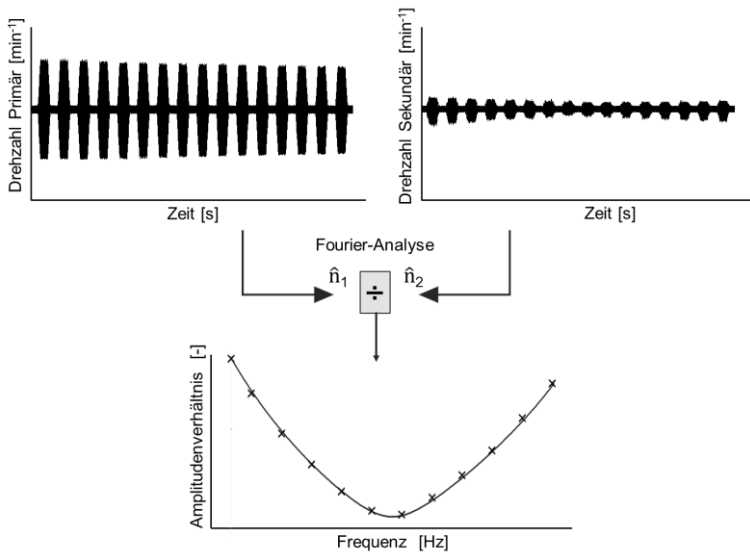


Abbildung 2.35: Beschreibung der Auswertung der Messgrößen zur Ermittlung der FKP-Vergrößerungsfunktion – eigene Darstellung

Mittels dieser Vorgehensweise zur experimentellen Ermittlung der Vergrößerungsfunktion des Prüfstands, kann auf die Abstimmordnung des Pendels rückgeschlossen bzw. die konstruktive Auslegung überprüft werden. Außerdem kann anhand des Absolutwerts des minimalen Amplitudenverhältnisses qualitativ die Schwingungseigenschaft des Fliehkraftpendels infolge der Dämpfung bewertet werden.

2.7.3 Grenzen der bisherigen Teilsystemvalidierung von Fliehkraftpendelsystemen

Bei der vorgestellten Methode zur Ermittlung der Vergrößerungsfunktion für die Teilsystemvalidierung von Fliehkraftpendelsystemen liegt das Validierungsziel im Fokus der Funktionsbestimmung. Gemäß des IPEX X-in-the-Loop-Ansatzes wird in diesem Kontext das Fliehkraftpendel als „System-in-Development“ zur Eigenschaftserfüllung betrachtet und dessen dynamisches Verhalten als eine Art Black-box angesehen. Anhand dieser Betrachtung können nur bedingt Optimierungspotentiale bzw. Rückschlüsse über die Beeinflussung der Tilgungswirkung des Fliehkraftpendels erhoben werden. Allerdings hat sich diese Vorgehensweise in der Entwicklungspraxis bei Schaeffler bewährt, um eine qualitative Bewertung von Fliehkraftpendelsystemen durchzuführen sowie gezielt Simulationswerkzeuge zu erweitern.

Um Erkenntnisse über das dynamische Verhalten des Fliehkraftpendels zu gewinnen, fehlt allerdings die Transparenz des Wirkzusammenhangs zwischen der Schwingbewegung der Pendelmassen und dem daraus resultierenden Rückstellmoment. Dies ist allerdings notwendig, um die Tilgungseigenschaften des Fliehkraftpendels besser beschreiben zu können.

Die vorliegende Forschungsarbeit knüpft an diesem Punkt an und formuliert das Ziel der Entwicklung einer methodischen Teilsystemanalyse, um Erkenntnisse über diese nichtlinearen Zusammenhänge zu gewinnen. Anhand der analytischen Methode wird eine quantitative Bewertung für verschiedene Fliehkraftpendelsysteme ermöglicht und das Wissen über Auswirkungen verschiedener Variationen auf das Systemverhalten der zukünftigen Produktentwicklung zugänglich gemacht.

Um den Wirkzusammenhang des Fliehkraftpendels zwischen der Pendelauslenkung und dem Rückstellmoment zu quantifizieren, werden im Folgenden messtechnische Lösungsansätze vorgestellt. Diese stellen die Basis für die Umsetzung der

verwendeten Messtechnik in der Validierungsumgebung im Rahmen dieser Arbeit dar.

2.7.4 Ausgewählte Messtechnikansätze zur Ermittlung von relevanten Systemgrößen des Fliehkraftpendels

Für die Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Fliehkraftpendeln ist eine bedarfsgerechte Erfassung der relevanten Systemgrößen notwendig. Die quantitative Beschreibung des Wirkzusammenhanges zwischen der Pendelbewegung und dem Rückstellmoment soll für die Validierung von Fliehkraftpendelsystemen neben der Erfassung der Drehzahl und des Drehmoments (siehe Kapitel 2.7.1) auch über die Winkelerfassung der Pendelmassen erfolgen.

Eine Herausforderung besteht darin, dass das durch die Pendelmassenbewegung resultierende Gegenmoment nicht direkt am Entstehungsort gemessen werden kann und deshalb ausschließlich eine Kombination verschiedener Messprinzipien Abhilfe schafft. Hierfür werden unter anderem aktuelle Forschungsergebnisse aus Untersuchungen zur Identifikation der Federdynamik in Antriebssystemen aufgegriffen und die wirksame Verknüpfung verschiedener Messprinzipien zur Bestimmung des anliegenden Drehmoments vorgestellt (Albers, Boog, Koch & Stoll, 2015; Albers, Boog, Koch, Müller & Ott, 2015; Albers, Berger & Boog, 2017). Diese Messprinzipien bestehen aus der Drehmomentmessung mit notwendiger Trägheitskompensation zur Eliminierung des Koppelsystemeinflusses aus Kapitel 2.1.4 sowie aus der Drehzahlerfassung und der Beschleunigungsberechnung. Im Anschluss wird ein messtechnisches Verfahren aus dem erfolgreichen Einsatz in der Entwicklung von Schaeffler zur Erfassung der Pendelmassenauslenkung dargelegt.

2.7.4.1 Drehmomenterfassung

Eine gebräuchliche Methode zur Bestimmung des Drehmoments in rotierenden Systemen bietet die direkte Messung durch die Verwendung von Drehmoment-Messflanschen. Das Drehmoment wird dabei überwiegend über einen DMS-Drehmomentaufnehmer, bestehend aus Dehnmessstreifen (DMS), die auf einem elastisch verformbaren Messkörper angebracht sind, ermittelt (Schicker & Wegener, 2002). Die Wirkungsweise der Dehnmessstreifen basiert auf dem Prinzip der Veränderung des elektrischen Widerstands infolge von Dehnung. In Verbindung mit einer Messbrücke (Wheatstone-Brückenschaltung) zeigen sich die Dehnmessstreifen beständig gegenüber wichtigen Einflussgrößen wie Linearität, Hysterese und Wiederholbarkeit, bzw. bieten sie geeignete Kompensationsmöglichkeiten (Schicker & Wegener, 2002).

Durch Anlegen einer Versorgungsspannung kann anhand eines aufgezeichneten und verstärkten Messsignals durch die Widerstandsänderung des DMS auf das vorliegende Drehmoment geschlossen werden (Tränkler & Reindl, 2014). Bei rotierenden Systemen wie im vorliegenden Fall erfolgt die Messsignalübertragung beispielsweise berührungslos (Telemetrie). Über einen Rotor und einen Stator findet dabei sowohl die Übertragung der Versorgungsspannung als auch des Messsignals über eine induktive Kopplung statt (Schicker & Wegener, 2002).

Für die Auswertung des direkt gemessenen Drehmoments ist es notwendig, die physische Messstelle an den Ort der Entstehung zu verschieben, um die Trägheitseinflüsse aus den dazwischen liegenden Elementen des Prüfaufbaus zu kompensieren (Albers, Pinner, Yan, Hettel & Behrendt, 2016). Am Beispiel der Identifikation des wirkenden Moments an den Federn eines Torsionsdämpfers entspricht das einer virtuellen Verschiebung der Messstelle direkt an das Wirkflächenpaar zwischen der Feder und des Torsionsdämpfersystems. Diese erfolgt durch die Beschreibung der dazwischenliegenden Koppelsystemcharakteristik. Bei ausreichend hohen Bauteilsteifigkeiten und Berücksichtigung der relativen Signaltotzeit zwischen Drehzahl- und Drehmomentmesskette kann das an der Feder angreifende Moment M_F über das Kräftegleichgewicht berechnet werden (Albers, Berger et al., 2017).

$$M_F(t) + J_{KS} \dot{\omega}_{KS}(t) = M_{Sensor}(t) \quad 23$$

Die Kompensation des gemessenen Moments M_{Sensor} erfolgt durch die Berücksichtigung der Trägheit des Koppelsystems zwischen physischer und virtueller Messstelle J_{KS} und dessen Beschleunigung $\dot{\omega}_{KS}$.

Abbildung 2.36 veranschaulicht diese Methode der virtuellen Messstellenverschiebung anhand des Beispiels einer Drehmomentmessung an einem Zweimassenschwungrad.

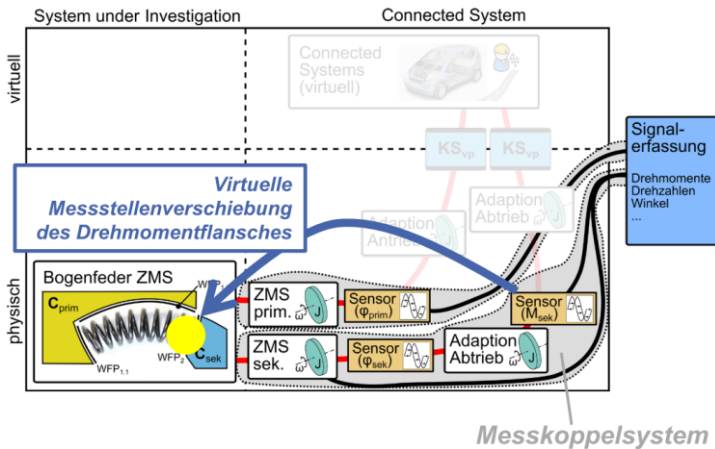


Abbildung 2.36: Virtuelle Verschiebung der Drehmomentmessstelle durch Kompensation des Mess-Koppelsystemeinflusses nach Albers und Berger et al. (2017)

2.7.4.2 Drehzahlerfassung mittels Inkrementaldrehgeber

Die Erfassung der Drehzahl erfolgt in der, in Kapitel 2.7.1 vorgestellten, Validierungsumgebung zum Zweck der Ermittlung der Fliehkraftpendel Vergrößerungsfunktion aus den Drehzahlamplituden von Primär- und Sekundärseite. Allerdings können diese Messstellen je nach Messprinzip zusätzlich genutzt werden, um beispielsweise Winkelbeschleunigungen zur Kompensation eines Trägheitsmoments bei der Drehmomentmessung (siehe Kapitel 2.7.4.1) zu berechnen oder den Differenzwinkel zwischen den beiden Sensoren zu bestimmen. Beides hat Relevanz für die Bestimmung des FKP Rückstellmoments im weiteren Verlauf der Forschungsarbeit, siehe Kapitel 6.3.2.

Die Erfassung der Drehwinkel bzw. Drehzahl erfolgt gewöhnlich über eine Messstelle, die eine der beiden Größen erfasst und die andere über anschließende Differenzierung oder Integration berechnet (Matitschka et al., 2015). Wie in Prüfständen der Antriebssystemtechnik vorwiegend verwendet, sind auch in der vorgestellten Validierungsumgebung Inkrementaldrehgeber implementiert (Paulweber & Lebert, 2014). Diese bestehen aus einem im Kraftfluss angebrachten Rad mit

einer definierten Anzahl an äquidistanten magnetischen Leiterbahnen als Inkremente. Ein induktiver Sensor misst berührungslos die periodische Änderung des Signals und ermittelt durch eine entsprechende Signalverarbeitung eine Drehzahl bzw. einen Drehwinkel.

Für eine hohe Auflösung erfolgt die Signalauswertung bevorzugt über zwei um 90 Grad versetzt angeordnete Signalaufnehmer, die jeweils zwei phasenverschobene Schwingungssignale, sogenannte SinCos-Signale aufnehmen (Tränkle & Reindl, 2014). Die Auflösung dieser Signale kann mit einem sogenannten Interpolationsfaktor vergrößert werden. Anschließend erfolgt eine Digitalisierung in Rechtecksignale, um die Übergänge der Pegelwerte mittels eines Zählermoduls besser erfassen zu können, siehe Abbildung 2.37.

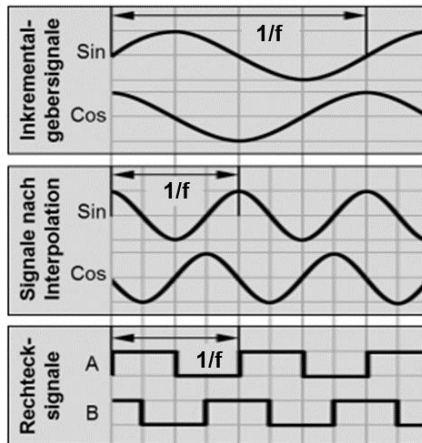


Abbildung 2.37: Signalverarbeitung von Inkrementaldrehgeber nach Matitschka et al. (2015) und Tränkle und Reindl (2014)

Simulative Untersuchungen bezüglich der Güte verschiedener Auswertungen des Zählermoduls, wie beispielsweise der Vierflankenauswertung und der Pulsweitenmessung, sind in Matitschka et al. (2015) dargestellt. Die in dieser Arbeit verwendete Vierflankenauswertung ermittelt den jeweiligen Zählimpuls jeder steigenden und fallenden Flanke der beiden Signalspuren, da diese eine geeignete Betriebsart zur Ermittlung der Systemgrößen des Fliehkraftpendels darstellen. Dadurch kann

über die Zeitdifferenz zwischen den einzelnen Sensorimpulsen jeweils ein Winkel pro Zeiteinheit bestimmt und anhand dessen die entsprechende Drehzahl berechnet werden.

Eine detaillierte Erklärung der winkelsynchronen Erfassung der Drehzahl und anderen Methoden ist in Puente León und Kiencke (2012) dargestellt.

2.7.4.3 Winkelerfassung der Pendelbewegung

Um das Schwingverhalten der Pendelmassen eines Fliehkraftpendels zu untersuchen, sind in der Literatur optische Messmethoden wie Highspeed-Kameraaufnahmen beschrieben (Mayet et al., 2013). Durch diese lässt sich die Schwingbewegung geeignet erfassen, um beispielsweise qualitative Bewertungen bezüglich der Synchronität einzelner Pendelmassen zueinander durchzuführen. Allerdings ist eine Quantifizierung der einzelnen Auslenkungsamplituden aufgrund einer fehlenden optischen Zugänglichkeit zur Untersuchung von FKP-Systemen bei Betrieb in Öl nicht zielführend.

Für die dynamische Verlaufsbestimmung des Rückstellmoments eines Fliehkraftpendels über dessen Auslenkung wird die in der Entwicklungspraxis von Schaeffler bewährte Methode der direkten Magnetfeldmessung durch Hallsensorik angewandt. Anhand des gemessenen Spannungssignals eines Hallsensors kann auf die Pendelauslenkung einer Pendelmasse geschlossen werden.

Aufgrund des Halleffekts verändert sich die elektrische Spannung im Sensor innerhalb eines Magnetfelds. Das Magnetfeld wird durch zwei an der Pendelmasse angebrachten Dauermagnete mit unterschiedlicher Ausrichtung ihres Nord- und Südpols erzeugt, während der Hallsensor fest am Pendelmassträger befestigt wird. Der magnetische Fluss erzeugt am Hallsensor je nach Pendelbewegung unterschiedliche Spannungswerte, da sich die relative Position des Sensors im Magnetfeld ändert, siehe Abbildung 2.38. Anhand dieser Sensorinformationen lassen sich die korrelierenden Pendelwinkel ermitteln.

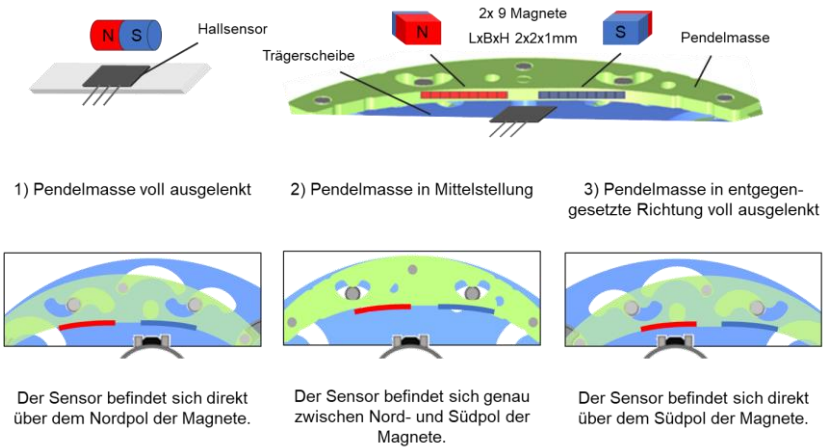


Abbildung 2.38: Einsatz von Hallsensoren zur Ermittlung der Pendelmassenauslenkung bei der Fa. Schaeffler – eigene Darstellung

3 Zielsetzung und Motivation

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung des komplexen, nichtlinearen Systemverhaltens von Fliehkraftpendelsystemen, die in Kombination mit konventionellen Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung im Gesamtsystem Fahrzeug zum Einsatz kommen. Hierzu liegt die Fokussierung auf einer experimentellen Forschungsarbeit, um einen hohen Detaillierungsgrad des komplexen Teilsystems Fliehkraftpendel ohne Vernachlässigung nicht bekannter oder nicht ausreichend genau abgebildeter Wechselwirkungen zu gewährleisten. Im Folgenden wird erläutert, welche Motive der vorliegenden Arbeit zugrunde liegen und welche Forschungsziele verfolgt werden.

3.1 Motivation und Forschungsbedarf

Aus dem Stand der Forschung geht hervor, dass die verschiedenen Strategien in der Antriebsstrangentwicklung zur Erfüllung der CO₂-Reduzierungsziele weiterhin eine zunehmende Relevanz für schwingungsreduzierende Maßnahmen im Automobil aufzeigen. Steigende Anforderungen an die Schwingungsreduzierung mit gleichzeitig vermindertem Bauraum, besonders in Hybridantriebsystemen, erfordern eine stetige Weiterentwicklung bzw. Optimierung der Systeme zur Minderung der Schwingungen im Antriebsstrang. Insbesondere aufgrund seiner kompakten Bauweise und effizienten Schwingungskompensation durch Energiespeicherung avanciert das Fliehkraftpendel zur Schlüsseltechnologie unabhängig von der Antriebsstrangtopologie (Faust, 2014). Eine stetige Weiterentwicklung der Triebstrangsysteme durch effizientere Bauraumausnutzung erfordert die Entwicklung und Optimierung von FKP-Konzepten, da diese weitestgehend an ihren Leistungsgrenzen bezüglich ihrer Schwingungsamplituden betrieben werden.

Optimierungen werden durch verschiedene Variationen im Sinne des Modells der PGE – Produktgenerationsentwicklung umgesetzt (Schottmüller et al., 2019). Der Fokus in der Entwicklung neuer FKP-Generationen liegt neben der Abstimmung der FKP-Ordnung an dem jeweiligen Gesamtsystem, insbesondere auch auf der Erhöhung des Energiespeicherpotentials oder der Minimierung bezüglich der – in Kapitel 2.6.4 vorgestellten – Störgrößen auf die Wirksamkeit des Fliehkraftpendels. Einflüsse dieser Optimierungen auf das nichtlineare Verhalten des FKP-Rückstellmoments durch das Einleiten von Momentamplituden in höheren Ordnungen sind nach derzeitigem Stand der Forschung nicht bekannt. Deren Relevanz nimmt jedoch tendenziell zu, da aufgrund von bauraum- und festigkeitsspezifischen Restriktionen ein

hohes Energiespeicherpotential im Fliehkraftpendel nicht ohne weiteres durch die Erhöhung der Pendelmassen zu erreichen ist und demnach große Schwingungsamplituden nicht ohne Funktionseinschränkungen zu vermeiden sind (Kooy et al., 2011).

Die kinematischen Zusammenhänge werden in der aktuellen Literatur mit Annahmen und Vereinfachungen beziehungsweise teils nur mit sehr großem Aufwand in mathematischen Modellen abgebildet und beschrieben, um die daraus resultierenden nichtlinearen Effekte numerisch zu berechnen (Alsuwaiyan & Shaw, 2002; Chao et al., 1997; Denman, 1992; Lee & Shaw, 1997; Mayet et al., 2013; Meingaßner, Mayet et al., 2014).

Allerdings sind diese mathematischen Modelle im Rahmen der Produktentwicklung wenig effizient und es existieren weiterhin nicht verstandene Mechanismen. Beispielsweise bildet die Simulation aktuell keine realen Reibungen und Dämpfungen des Fliehkraftpendels ab, wodurch teilweise Optimierungspotentiale in Lösungen neuer FKP-Konzepte nicht vollständig ausgeschöpft werden können. Deshalb bedarf es zur zielgerichteten Weiterentwicklung bzw. Bewertung zukünftiger Konzepte, trotz der Trends hin zu simulationsgestützten Werkzeugen, einer experimentellen Validierung, die diese Einflüsse aus dem Teilsystem Fliehkraftpendel im realen Aufbau abbildet. Anhand von Versuchsergebnissen aus der vorliegenden Arbeit soll damit eine wesentliche Forschungslücke in der FKP-Entwicklung geschlossen werden.

Aus dem Stand der Forschung geht hervor, dass aktuell keine zufriedenstellende Lösung bekannt ist, FKP-Konzepte hinsichtlich des nichtlinearen Verhaltens durch das Einleiten höherer Momentamplituden zu bewerten. Bisherige Prüfmethode zielen vorwiegend auf die Erfassung funktioneller Eigenschaften, wie das Messen des FKP-Übertragungsverhaltens oder auf die Bewertung des Maßes an Schwingungsreduzierung durch Restschwingungsanalysen im Gesamtfahrzeug, siehe Kapitel 2.7. Diese bieten allerdings nur eine begrenzte Möglichkeit, das Systemverhalten des Fliehkraftpendels ausreichend genau zu beschreiben. Eine geeignete Synthese für zukünftige FKP-Generationen ist ebenfalls kaum möglich, denn es sind keine Rückschlüsse über das tatsächliche dynamische Verhalten des Fliehkraftpendels infolge der Schwingungsanregung möglich. Das Systemverhalten des Fliehkraftpendels wird aktuell als eine Art Black-Box erfasst, eine zielgerichtete Erforschung und Optimierung des komplexen Teilsystems kann aufgrund von fehlender funktionseller Transparenz der nichtlinearen Systemeigenschaften nicht erreicht werden.

3.2 Zielsetzung

Im Zuge dieses Promotionsvorhabens soll nun die dargestellte Forschungslücke geschlossen werden und eine methodische Analyse des Teilsystems Fliehkraftpendel auf Komponentenebene ermöglichen. Dieses methodische Vorgehen trägt in der Produktentwicklung zum Erkenntnisgewinn über die nichtlinearen Zusammenhänge zwischen Rückstellmoment und Pendelmassenbewegung und deren Beeinflussbarkeit durch konstruktive Parameter bei. In einer Analyse werden Gestalt-Funktions-Zusammenhänge zum nichtlinearen Systemverhalten des Fliehkraftpendels und deren relevante Einflussparameter durch eine gezielte Systemanalyse erforscht und identifiziert. Auf Basis dieser Analyseergebnisse soll eine Methode entwickelt werden, die FKP-Systeme (unabhängig ihres Anwendungsgebiets im Antriebsstrang) anhand ihres nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Rückstellmoment und Schwingamplitude bewerten kann. Insbesondere soll durch die Entwicklung einer Validierungsumgebung eine Quantifizierung der nichtlinearen Effekte durch entsprechende messtechnische Erfassung in FKP-Systemen ermöglicht werden. Anhand dieser experimentellen Validierung können zukünftig verschiedene Variationsarten in FKP-Konzepten an einem Komponentenprüfstand hinsichtlich ihres Einflusses auf das nichtlineare Rückstellmoment untersucht und bewertet werden. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse sollen das Systemverständnis zum Fliehkraftpendel maßgeblich erweitern und dadurch einen Beitrag leisten, nutzbare Informationen für zukünftige Konstruktionen zur Verbesserung der schwingungstilgenden Eigenschaften des Fliehkraftpendels zu liefern. Diese Informationen können direkt in den Prozess der Zielsystembildung für nachfolgende Produktgenerationen überführt werden.

3.3 Forschungshypothesen

Auf Basis des dargestellten Forschungsbedarfs und der daraus begründeten Zielsetzung werden Forschungshypothesen abgeleitet, welche die wissenschaftliche Grundlage der vorliegenden Arbeit bilden. Sie stellen fundamentale Annahmen dar, die im Folgenden bestätigt oder widerlegt werden sollen.

Forschungshypothese 1: Erweiterung des Systemverständnisses

Mit der quantitativen Beschreibung des nichtlinearen Wirkzusammenhangs zwischen Rückstellmoment und Pendelbewegung lässt sich das Systemverständnis für konstruktive Eigenschaften eines Fliehkraftpendels maßgeblich erweitern und darüber hinaus kann daran eine Bewertung verschiedener FKP-Konzepte anhand des jeweiligen nichtlinearen Systemverhaltens durchgeführt werden.

Forschungshypothese 2: Nutzen für die Produktentwicklung

Auf Basis der dynamischen Charakterisierung von FKP-Systemen können anhand der gewonnenen Erkenntnisse gezielt Vorgehensweisen zur Synthese neuer Systemlösungen von Fliehkraftpendel im Sinne der PGE - Produktgenerationsentwicklung abgeleitet werden, um den Entwicklungsprozess zu unterstützen.

3.4 Forschungsfragen

Zur Überprüfung der aufgestellten Forschungshypothesen werden folgende Forschungsfragen gestellt. Deren Beantwortung tragen im Wesentlichen dazu bei, die gesteckten Forschungsziele zu erreichen.

Forschungsfrage 1.1: Systemanalyse Fliehkraftpendel als dynamisches System

Wie können die relevanten Wechselwirkungen zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung durch eine geeignete Systemanalyse bezüglich des nichtlinearen Zusammenhangs identifiziert und beschrieben werden? Welche Abhängigkeiten existieren für die relevanten Größen?

Forschungsfrage 1.2: Charakterisierung des nichtlinearen Systemverhaltens

Wie sieht eine geeignete Bewertungsmethode aus, um unterschiedliche FKP-Konzepte anhand ihres nichtlinearen Systemverhaltens zu charakterisieren?

Forschungsfrage 1.3: Validierungsumgebung der Bewertungsmethode

Welche Modellbildung beziehungsweise welche Validierungsumgebung ist notwendig, um die Bewertungsmethode im physischen Aufbau des Fliehkraftpendels anzuwenden und die nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment zu quantifizieren?

Forschungsfrage 2.1: Nutzen für die Entwicklung

Kann auf Basis der dynamischen Charakterisierung von Fliehkraftpendel die Entwicklung neuer Pendelkonzepte im Sinne der PGE- Produktgenerationsentwicklung unterstützt werden?

Zur Beantwortung der Forschungsfragen wird im folgenden Kapitel die methodische Vorgehensweise erläutert.

4 Forschungsansatz – Handlungssystem und methodische Vorgehensweise

Zur Beantwortung der Forschungsfragen wird in diesem Kapitel das Forschungsdesign vorgestellt, welches den Rahmen für die methodische Vorgehensweise zur Erreichung der Zielsetzung darstellt. Das Forschungsvorgehen erfolgt dabei in Anlehnung an die Design Research Methodologie (DRM) nach Blessing und Chakrabarti (2009) und gliedert sich in vier Phasen, die in Abbildung 4.1 dargestellt sind und im Folgenden kurz beschrieben werden.

	Methoden	Phase	Ergebnis
Analyse	<ul style="list-style-type: none"> Literatur-Recherche Kooperative Promotion 	Klärung des Forschungsgegenstands	<ul style="list-style-type: none"> Forschungsbedarf Ableitung Zielsetzung Forschungshypothesen
Analyse	<ul style="list-style-type: none"> Systemanalyse mittels Contact&Channel²-Ansatz 	Deskriptive Studie 1	<ul style="list-style-type: none"> Erweiterung des Verständnisses über nichtlineares Systemverhalten
Synthese	<ul style="list-style-type: none"> Validierung gemäß des IPEK-X-in-the-Loop-Frameworks 	Präskriptive Studie	<ul style="list-style-type: none"> Entwicklung eines Ansatzes zur dynamischen Charakterisierung und Bewertung Verifikation der Modellbildung
Analyse	<ul style="list-style-type: none"> Retrospektive Methoden-anwendung anhand Variationsarten der PGE-Produktgenerationsentwicklung 	Deskriptive Studie 2	<ul style="list-style-type: none"> Methodenevaluation anhand Fallbeispielen aus Entwicklungspraxis Potential der Methode in der PGE-Produktgenerationsentwicklung

Abbildung 4.1: Forschungsvorgehen der vorliegenden Arbeit im Kontext der Design Research Methodology nach Blessing und Chakrabarti (2009)

4.1 Klärung des Forschungsgegenstands

Die erste Phase zur Klärung des Forschungsgegenstands (DRM: Research Clarification) wurde bereits in Kapitel 2 zum Stand der Forschung beschrieben und die Bedarfe aufgezeigt, die das Forschungsvorhaben motivieren. Mit dem daraus abgeleiteten Ziel zur Entwicklung einer Bewertungsmethode für das nichtlineare Systemverhalten des Fliehkraftpendels und dem Aufstellen der Forschungshypothesen stellen diese die Ergebnisse aus dieser ersten Phase dar.

4.2 Deskriptive Studie 1

In der zweiten Phase (DRM: Descriptive Study I) wird im folgenden Kapitel 5 auf Basis einer empirischen Untersuchung das nichtlineare Systemverhalten eines Fliehkraftpendels analysiert. Als Beispielsystem dient hierbei ein bifilares FKP-System mit einer Kreisbahn aus dem Einsatz in Kombination mit einem Torsionsdämpfer in einem Drehmomentwandler. Mit dem Ziel ein allgemeines Verständnis bezüglich der nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment zu schaffen, werden mit Hilfe von Contact&Channel²-Modellen relevante Gestalt- und Funktions-Zusammenhänge erarbeitet und deren Einflüsse auf das nichtlineare Rückstellmoment ermittelt. Besonderer Fokus liegt auf der Analyse der einzelnen Bestandteile des nichtlinearen Rückstellmoments, deren Ausprägungen und Erscheinungsformen. Die Ergebnisse der Analysetätigkeit dienen direkt zur Beantwortung der ersten Forschungsfrage und bilden die Grundlage für die Methodenentwicklung zur Bewertung verschiedener FKP-Systeme anhand derer nichtlinearen Dynamik in der darauffolgenden Phase.

4.3 Präskriptive Studie

Im Rahmen der präskriptiven Studie (DRM: Prescriptive Study) wird in dieser dritten Phase in Kapitel 6, basierend auf den zuvor gewonnenen Erkenntnissen über die nichtlinearen Effekte des FKP-Rückstellmoments, eine Methode zur dynamischen Charakterisierung von FKP-Systemen entwickelt und definiert, wie auf dieser Basis eine Bewertung erfolgen kann. Dabei wird gezeigt, inwieweit diese Methode im Rahmen der PGE – Produktgenerationsentwicklung von Fliehkraftpendeln genutzt werden kann. Der Methodenbegriff wird in der vorliegenden Arbeit nach der Definition in der KaSPro – Karlsruher Schule für Produktentwicklung wie folgt verwendet:

„Methoden beschreiben ein zielgerichtetes Vorgehen. Sie haben einen deskriptiven Charakter und bilden das verallgemeinerte Wissen zu bestimmten Anwendungsfällen ab. Sie sollen dem Anwender als Hilfestellung zur Erreichung eines Ziels dienen. Der Ausgang der Anwendung einer Methode ist offen“(IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie, 2021).

Das Ziel bei der Anwendung der entwickelten Methode ist es, wie die Aufbereitung der erfassten nichtlinearen Zusammenhänge zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung genutzt werden können, um FKP-Systeme zu bewerten. Hierfür werden in Kapitel 6.2 gezielt die Ergebnisse aus der deskriptiven Studie 1 aufgegriffen und ein Bewertungsansatz abgeleitet. Mit diesem Ansatz kann der Einfluss verschiedener Variationsarten in FKP-Systemen auf diese Wirkzusammenhänge bestimmt werden und ein Auswahlkriterium für nachfolgende Produktgenerationen darstellen.

Neben dem Bewertungsansatz stellt die Entwicklung einer geeigneten Prüfumgebung zur Erfassung des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung ebenfalls ein Teil der Methode dar. Dabei hängt die Qualität der Testergebnisse entscheidend von der Qualität der Modellbildung ab (Albers, Behrendt et al., 2016).

Im Zuge dessen erfolgt in Kapitel 6.3 mittels des IPEK X-in-the-Loop-Frameworks eine physische Modellbildung zur Erfassung der nichtlinearen Effekte und deren Einflussfaktoren des jeweiligen FKP-Systems im realen Aufbau. Im Fokus stehen hierbei die Anforderungen an den Prüfaufbau als Zielsystem sowie eine geeignete Auswahl der Messmittel und Testfälle zur Quantifizierung der nichtlinearen Effekte.

4.4 Deskriptive Studie 2

Im letzten Schritt wird in der Deskriptiven Studie 2 (DRM: Descriptive Study I) die entwickelte Methode zur Bewertung in Kapitel 8 an verschiedenen Fallbeispielen von FKP-Systemen aus der Entwicklungspraxis angewendet. Dabei wird überprüft, inwieweit die Methode in der PGE – Produktgenerationsentwicklung eingesetzt werden kann, um das Wissen über das komplexe, nichtlineare Verhalten aus den Referenzsystemen zur Ableitung zielführender Variationsarten für zukünftige Generationen zu nutzen.

5 Analyse des nichtlinearen Rückstellmoments eines Fliehkraftpendelsystems

Inhalt dieses Kapitels stellt die Systemanalyse eines bifilaren FKP-Systems mit einer Kreisbahn dar, dessen Bewegungsgleichungen bereits aus dem Kapitel 2.6.1 im Stand der Forschung bekannt sind. Um das Verständnis über die nichtlinearen Effekte und deren Beeinflussbarkeit für den Produktentwickler zu erweitern, sollen im Folgenden diese nichtlinearen Bewegungsgleichungen zusammen mit visuell greifbaren C&C²-M (siehe Kapitel 2.1.2) sequenziell bezüglich der Bestandteile des Rückstellmoments näher analysiert werden. Das Ziel ist es hierbei besonders, die Ausprägung und die Erscheinungsform dieser Nichtlinearität im Rückstellmoment zu identifizieren und für eine nachfolgende Bewertung zugänglich zu machen.

Folgende Teilfragestellungen haben eine besondere Relevanz zur Beantwortung der Forschungsfrage 1.1 aus Kapitel 4:

- Aus welchen Bestandteilen setzt sich das FKP-Rückstellmoment zusammen?
- Welche Einflussparameter existieren für diese Bestandteile?
- Welches Erscheinungsbild haben diese Bestandteile?

Die Ergebnisse aus dieser Analyse sind abhängig vom betrachteten FKP-System, da die Bestandteile des Rückstellmoments durch die jeweiligen Bewegungsgleichungen definiert sind. Die Vorgehensweise der Analyse kann allerdings auch auf andere FKP-Systeme übertragen werden und dient im vorliegenden Fall als Baustein für die anschließende Definition der Methode zur Bewertung von FKP-Systemen.

Zudem wird zur Fokussierung auf die nichtlinearen Effekte aus der Pendelkinematik bei der Modellbildung zunächst auf die Berücksichtigung des Betriebsmediums (Öl) verzichtet. Diese Einflüsse sollen jedoch im weiteren Verlauf der Arbeit mittels der experimentellen Modellbildung mituntersucht werden.

5.1 Contact&Channel²-Sequenzmodell für Fliehkraftpendel

Mit dem Ziel das Verständnis der dynamischen, nichtlinearen Wirkweise des Fliehkraftpendels zu vertiefen, werden C&C²-Sequenzmodelle für die verschiedenen Zustände während der Schwingung abgeleitet. Anhand derer sollen die Einflussfaktoren und die Abhängigkeiten der Pendelmassenbewegung und das daraus resultierende Rückstellmoment des Fliehkraftpendels visualisiert und die Zusammenhänge zwischen Gestalt und Funktion dargestellt werden. Auf dieser Basis entsteht durch die C&C²-Sequenzmodellierung außerdem die Möglichkeit einer systematischen Erweiterung der Systemkenntnisse über Gestalt-Funktions-Zusammenhänge in der Analyse von Variationen im Fliehkraftpendel und deren mögliche Beeinflussung der nichtlinearen Effekte (Schottmüller et al., 2019).

5.1.1 Aufbau der Contact&Channel²-Modellierung von Fliehkraftpendelsystemen

Sowohl die Grundlagen des C&C²-A (siehe Kapitel 2.1.2) als auch die Bewegungsgleichungen eines bifilaren Fliehkraftpendels mit Kreisbahn (siehe Kapitel 2.6.1) sind im Stand der Forschung beschrieben und sollen nun miteinander verknüpft werden, um das Verständnis über die nichtlineare Wirkweise zu vertiefen.

Zum Verständnis eines veränderlichen komplexen Systems wie dem Fliehkraftpendel ist die Modellbildung der zustandsabhängigen Veränderungen notwendig. Das C&C²-Sequenzmodell ermöglicht diese Modellierung, um das System näher zu beschreiben und einer Analyse zugänglich zu machen.

Im Allgemeinen lassen sich bei der Betrachtung der Schwingungskompensation durch beispielsweise ein Schwungrad generell verschiedene Zustände (Sequenzen) ableiten, um das Verhalten genauer zu beschreiben (Matthiesen, 2002). Analog hierzu können auch für das Fliehkraftpendel drei Sequenzen zur grundsätzlichen Erklärung der komplexen Funktionsweise herangezogen werden.

Eine Unterteilung für die verschiedenen Zustände einer Sequenz ist wie folgt:

1. Aufnahme der Systemenergie
2. Zwischenspeicherung der Schwingungsenergie in Pendelmassenauslenkung
3. Abgabe der Schwingungsenergie der Pendelmassen

Abbildung 5.1 zeigt ein C&C²-Modell eines Torsionsdämpfersystems mit Fliehkraftpendel:

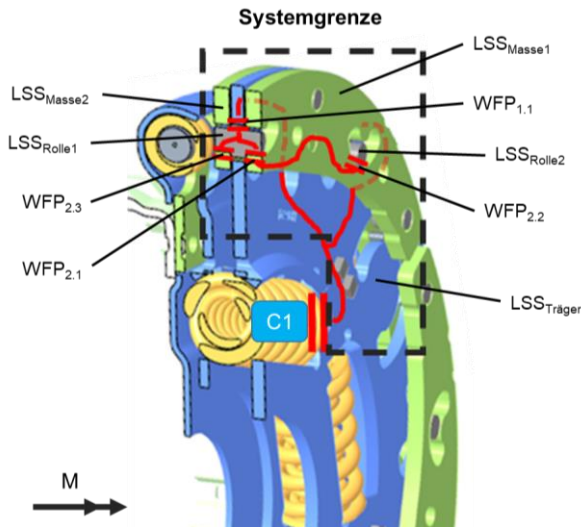


Abbildung 5.1: Contact&Channel²-Modell für ein Fliehkraftpendeldämpfer

Über den Connector C_1 wird die Schwingungsenergie aus dem Antriebsstrang an den Pendelmassenträger eingeleitet, im weiteren Verlauf über dessen Eigenschaft als Leitstützstruktur $LSS_{Träger}$ mittels der Rollen (LSS_{Rolle1} und LSS_{Rolle2}) übertragen und in dem entsprechenden Pendelmassenpaar (LSS_{Masse1} und LSS_{Masse2}) aufgenommen. Die Energiespeicherung erfolgt über die Fliehkraft und der Auslenkung der Pendelmassen aus ihrer Ruheposition. Aufgrund der ausgeführten Gegenbewegung entsteht eine Rückwirkung auf die Trägerscheibe beziehungsweise den Antriebsstrang und die Schwingungsenergie wird im Falle der idealen Tilgung gegenphasig an das System wieder abgegeben.

Für das in der vorliegenden Forschungsarbeit verfolgte Ziel der Entwicklung einer Bewertungsmethode hinsichtlich des nichtlinearen Rückstellmoments von FKP-Systemen, ist eine Fokussierung auf den Zustand der Abgabe der Schwingungsenergie der Pendelmassen erforderlich und soll mit dem C&C²-Sequenzmodell geeignet abgebildet werden. Dabei werden die Kernelemente des C&C²-A (siehe Kapitel 2.1.2), welche sich auf die Rückstellmomentübertragung beziehen, qualitativ beschrieben und mit Eigenschaften charakterisiert.

Für das erzeugte Rückstellmoment ist die Pendelauslenkung ausschlaggebend. Dementsprechend wird für die nachfolgende Analyse eine Einteilung in verschiedene Zustände bezüglich der Pendelmassenbewegung gewählt. Für eine geeignete Darstellung des Fliehkraftpendels im C&C²-M für die Analyse des Rückstellmoments wird die Systemgrenze um ein Pendelmassenpaar gezogen. Dabei beinhalten die betrachteten C&C²-Sequenzmodelle ausschließlich die Bewegung von einem Pendelmassenpaar, unter der idealisierten Annahme, dass alle Pendelmassen identische (gleichphasige) Bewegungen ausführen.

Aus der Schwingbewegung der Pendelmassen ergeben sich wiederum drei wesentliche Zustände, welche aufgrund der zeitlichen Änderung des Schwingungsenergieeintrags in vier stets nacheinander durchlaufende Sequenzen unterteilt werden können, siehe Abbildung 5.2.

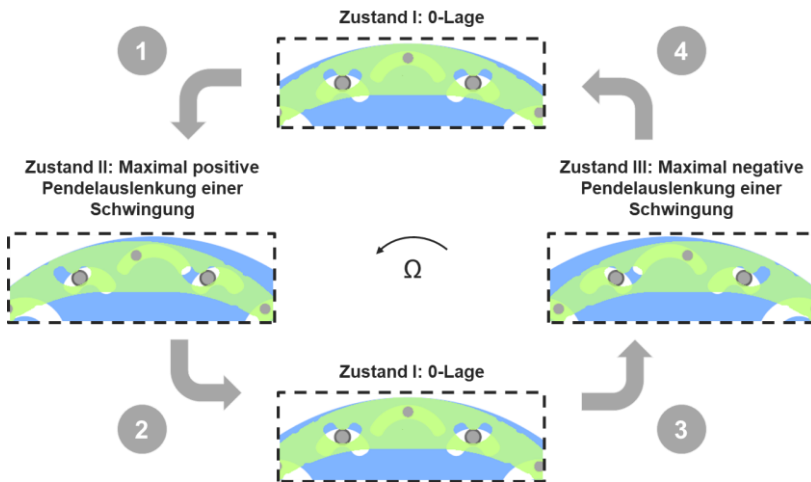


Abbildung 5.2: Zeitlicher Verlauf von verschiedenen Zuständen der Pendelmasse während einer Schwingung

In der 0-Lage befindet sich die Pendelmasse in der Position mit dem maximalen Abstand zur Rotationsachse ohne Auslenkung. Des Weiteren existieren die beiden maximalen Auslenkungen der Pendelmassen während einer Schwingung sowohl in

positiver als auch in negativer Bewegungsrichtung. Entscheidend für die Betrachtung des nichtlinearen Rückstellmoments ist die sequentielle Betrachtung der Übergänge zwischen den einzelnen Zuständen, was im Folgenden durch Darstellung der einzelnen C&C²-M in unterschiedlichen Zuständen und deren Verknüpfung mit der mathematischen Rückstellmomentgleichung verdeutlicht wird.

5.1.2 Beschreibung des FKP-Rückstellmoments im Contact&Channel²-Sequenzmodell

C&C²- Sequenzmodell: 0-Lage der Pendelmassen

Bevor die Analyse des Rückstellmoments in den einzelnen Sequenzschritten erfolgt, wird zunächst das C&C²-M für den Zustand der 0-Lage der Pendelmasse erstellt und zum allgemeinen Verständnis der FKP-Funktion näher betrachtet. Die Pendelmasse befindet sich im maximalen Abstand zum Rotationszentrum der Trägerscheibe ohne Auslenkung, siehe Abbildung 5.3.

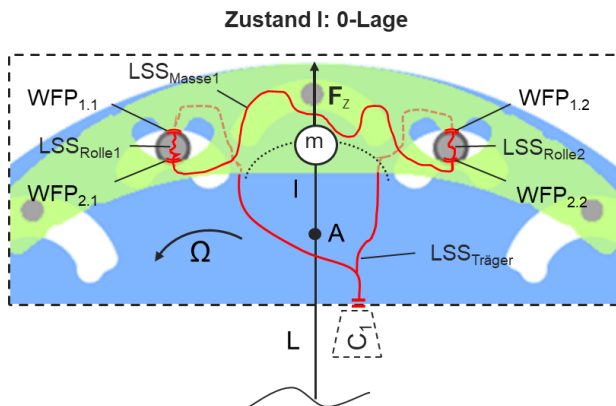


Abbildung 5.3: Contact&Channel²-Model eines Fliehkraftpendels für Zustand I (0-Lage) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Der Connector C_1 beinhaltet als Eingangsgröße für das FKP-System, die kinetische Energie infolge der Drehzahl (Rotationsenergie) aus dem Antriebsstrang, die über

die Trägerscheibe als $LSS_{\text{Träger}}$ an die jeweiligen Pendelmassenaufhängungen (Rollen) weitergeleitet wird. Über die Wirkflächenpaare $WFP_{1,1}$ und $WFP_{2,1}$ wird die Energie über die Rollen (LSS_{Rolle1} und LSS_{Rolle2}) weitergeleitet. Diese übertragen wiederum über die $WFP_{1,2}$ bzw. $WFP_{2,2}$ die Rotationsenergie an die Pendelmasse, welche diese speichert. Aufgrund der Eigenschaft als Schwingungstilger, verfügt das Fliehkraftpendel nur über einen Connector mit dem Triebstrang und befindet sich in einem geschlossenen Kraft- bzw. Momentfluss.

Wird die Abgabe des Rückstellmoments betrachtet liefert dieser Zustand keinen Beitrag zur Schwingungstilgung, da kein Moment von der Pendelmasse an das System zurückgeführt wird und die Pendelmasse ausschließlich mit der Drehzahl des Gesamtsystems rotiert. Allerdings befindet sich die Pendelmasse im Fliehkraftfeld, wodurch ersichtlich wird, welche Bedeutung die Eigenschaften der Pendelmasse als LSS_{Masse1} für die FKP-Funktion der Schwingungstilgung aufweist. Über den Schwerpunktabstand zum Rotationszentrum (Pendellänge l und Abstand L) und dem Betrag der Masse m sowie den zugrunde liegenden Bewegungsgleichungen durch die Pendelmassenführung (Anordnung der $WFP_{1,1}$, $WFP_{1,2}$, $WFP_{2,1}$, $WFP_{2,2}$ und der Bahngeometrie) ist das Energiespeicherpotential, beziehungsweise das maximal übertragbare Rückstellmoment, für die Schwingungstilgung definiert.

C&C²-Sequenzmodell: Positive Auslenkung von 0-Lage in Drehrichtung

Wird über den Connector C_1 neben der Rotations- auch Schwingungsenergie in die Pendelmasse eingeleitet, wird diese entsprechend ausgelenkt. Die Zustandsänderung von 0-Lage in die Pendelauslenkung ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

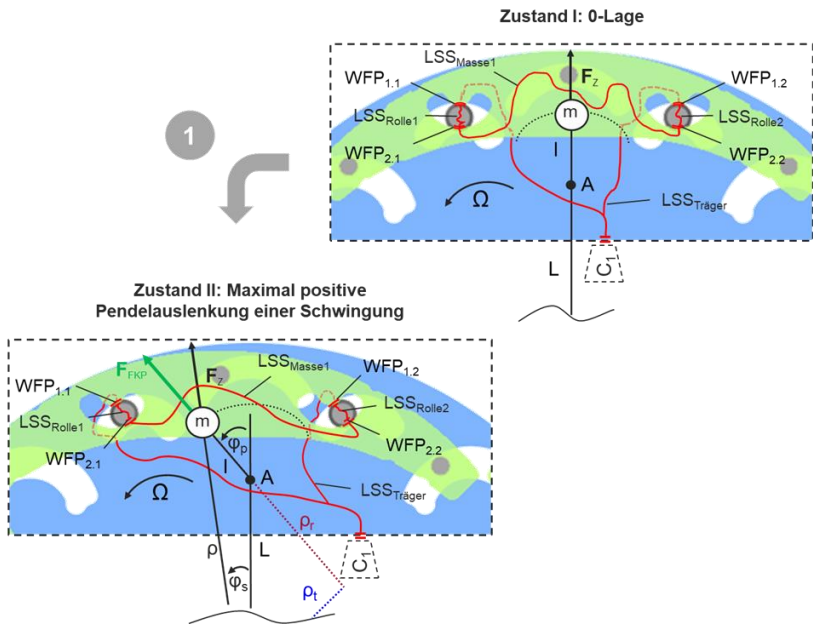


Abbildung 5.4: Contact&Channel²-Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in positiver Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 1) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Der Zustand II für die maximale Auslenkung einer Pendelschwingung in Drehrichtung des Pendelträgers beschreibt den Zeitpunkt, an dem die Schwingungsamplitude der Pendelmass ihr Maximum erreicht hat. Aufgrund der selbstregulierenden Eigenschaft des Fliehkraftpendels ist dieser Zustand zum einen abhängig vom Energieeintrag aus dem Gesamtsystem über den Connector und zum anderen von den zuvor beschriebenen Eigenschaften der Pendelmass als LSS (Masse, Bewegungsgleichung und Bahngeometrie).

Durch die Auslenkung der Pendelmass verändern sich die Positionen der $WFP_{1,1}$, $WFP_{1,2}$ gemäß des Bahnverlaufes in der Trägerscheibe bzw. $WFP_{2,1}$, $WFP_{2,2}$ infolge der Geometrie in der Pendelbahn. Durch die Schwerpunktbewegung der Masse ent-

steht ein Hebelarm, der für das Rückstellmoment verantwortlich ist. Die Anordnungen der Wirkflächenpaare folgen im vorliegenden Beispielsystem der gleichen, parallelen Bewegung. Demzufolge bewegt sich auch der Schwerpunkt der Pendelmasse auf einer symmetrischen Bahn und die Masse kann vereinfacht als Punktmasse betrachtet werden, siehe Kapitel 2.6.1.

Der Verlauf des theoretischen Rückstellmoments des Fliehkraftpendels für zwei unterschiedliche maximale Auslenkungen in der Änderung von Zustand I zur Zustand II ist der Abbildung 5.5 zu entnehmen. Für die Betrachtung gilt die Annahme der idealen Tilgung der Schwingung der Trägerscheibe, deren Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_s$ demnach als konstant betrachtet wird, siehe aus Kapitel 2.6.1. Hintergrund ist, dass maßgeblich die Einflüsse aus der Pendelmassenbewegung auf das FKP-Rückstellmoment analysiert werden sollen.

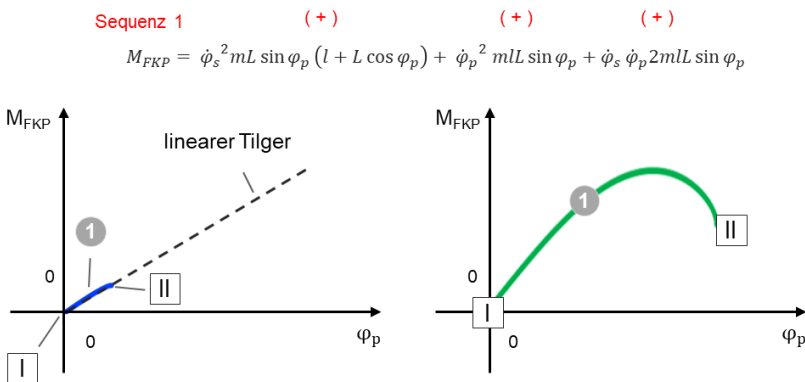


Abbildung 5.5: Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung mit positiver Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 1) für zwei unterschiedlich große Amplituden

Für die kleine Pendelauslenkung (links) gilt die mathematische Kleinwinkelnäherung und es existiert ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen den Amplituden des Rückstellmoments und der Pendelauslenkung. Bei vergleichsweise großen Schwingwinkeln (rechts) weicht der dynamische Verlauf des Rückstellmoments von dieser Linearität deutlich ab. Gründe hierfür sind (im Gegensatz zu einem linearen Tilgersystem) die zunehmenden Einflüsse der verschiedenen Bestandteile des

FKP-Rückstellmoments durch die steigende Auslenkung φ_p und der damit ansteigenden Geschwindigkeit der Pendelmasse $\dot{\varphi}_p$, siehe Abbildung 5.6. Aus der Momentgleichung geht hervor, dass alle Anteile des wirkenden Rückstellmoments nichtlineare Anteile beinhalten. Ihr Einfluss auf das Rückstellmoment ändert sich je nach Sequenz.

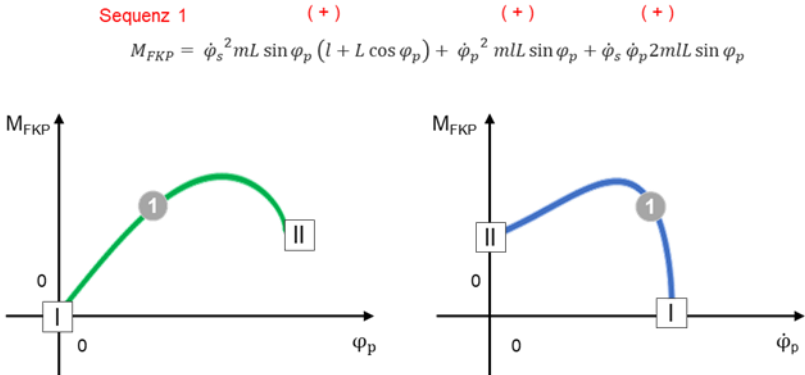


Abbildung 5.6: Abhängigkeit des theoretischen FKP-Rückstellmomentverlaufs einer Pendelmassenschwingung mit positiver Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 1) von der Pendelauslenkung (links) und von der damit korrelierenden Pendelgeschwindigkeit (rechts)

In der Sequenz der positiven Auslenkung in Drehrichtung weisen die Geschwindigkeiten der Pendelmasse $\dot{\varphi}_p$ und der Trägerscheibe $\dot{\varphi}_s$ das gleiche Vorzeichen auf (siehe Gl. 13) in Kapitel 2.6.1. Durch die positive Winkelamplitude φ_p erhöht sich somit das Rückstellmoment während der Schwingung zur maximalen Auslenkung.

Da im Folgenden speziell das nichtlineare Verhalten des Rückstellmoments untersucht wird, werden ausschließlich Auslenkungsamplituden φ_p (und Pendelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_p$) betrachtet, bei welchen sich diese nichtlinearen Effekte bemerkbar machen.

C&C²-Sequenzmodell: Positive Auslenkung entgegen der Drehrichtung

Nimmt die über den Connector eingeleitete Schwingungsamplitude aus dem Antriebsstrang wieder ab, so ändert sich die Bewegungsrichtung der Pendelmasse und schwingt entgegen der Drehrichtung. Die Sequenz endet mit dem Erreichen der 0-Lage der Pendelauslenkung, siehe Abbildung 5.7.

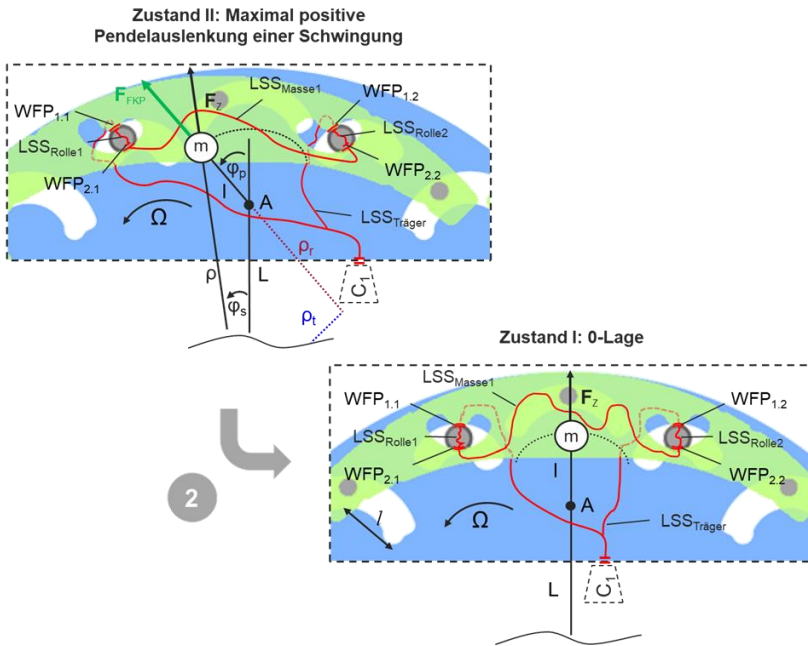


Abbildung 5.7: Contact&Channel²-Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in positiver Auslenkung entgegen der Drehrichtung (Sequenz 2) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Die zuvor erläuterten Veränderungen der Wirkflächenpaar-Positionen von WFP_{1,1}, WFP_{1,2} bzw. WFP_{2,1} und WFP_{2,2} durchlaufen denselben Weg wieder zurück bis zur 0-Lage. Allerdings hat die geänderte Bewegungsrichtung einen Einfluss auf das er-

zeugte Rückstellmoment der Pendelmasse. In der vorangegangenen Sequenz waren die Geschwindigkeiten der Trägerscheibe $\dot{\varphi}_s$ und der Pendelmasse $\dot{\varphi}_p$ gleich orientiert, wodurch sich das Rückstellmoment abweichend zu einem linearen Zusammenhang erhöht. Durch den Vorzeichenwechsel der Pendelgeschwindigkeit in Bezug auf die Trägerscheibengeschwindigkeit ändert sich demnach auch das Vorzeichen im dritten Term und entsprechend ändert sich dessen Einfluss auf das Rückstellmoment, siehe Abbildung 5.8. Bei der Betrachtung des Rückstellmoments bezogen auf die Abhängigkeit zur Pendelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_p$ ist dieser Vorzeichenwechsel auch der Grund für eine differenzierte Zustandseigenschaft in der 0-Lage (Zustand I*).

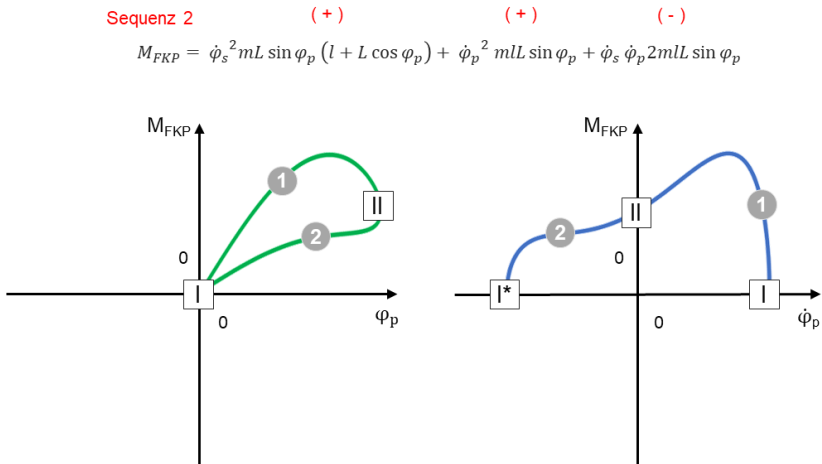


Abbildung 5.8: Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung für die Zustandsänderungen 1 und 2 in Abhängigkeit der Pendelauslenkung (links) und der Pendelgeschwindigkeit (rechts)

C&C²-Sequenzmodell: Negative Auslenkung von 0-Lage entgegen der Drehrichtung

Die Sequenz der Pendelmassenbewegung von 0-Lage hin zum Zustand III für die maximale Auslenkung der Pendelmasse in negativer Bewegungsrichtung ist in Ab-

Abbildung 5.9 dargestellt. Aufgrund der symmetrischen Bahngeometrie im vorliegenden Fallbeispiel ist die Schwingbewegung und somit die zeitliche Änderung der Positionen der $WFP_{1,1}$, $WFP_{1,2}$ bzw. $WFP_{2,1}$ und $WFP_{2,2}$ analog der Sequenz für die positive Auslenkung.

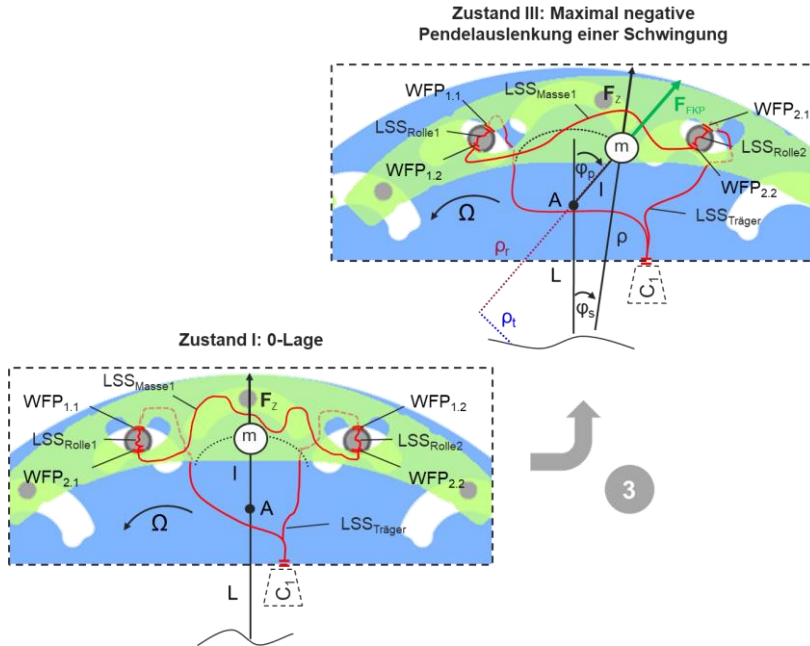


Abbildung 5.9: Contact&Channel²-Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in negativer Auslenkung entgegen der Drehrichtung (Sequenz 3) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Durch die Auslenkung der Pendelmasse in die negative Drehrichtung ist auch das wirkende Rückstellmoment des Fliehkraftpendels negativ, da sich alle Vorzeichen umkehren. In der Sequenz schwingt die Pendelmasse weiterhin entgegen der Drehrichtung, wodurch der dritte Rückstellmomentterm weiterhin ein anderes Vorzeichen aufweist als die beiden restlichen Terme, siehe Abbildung 5.10.

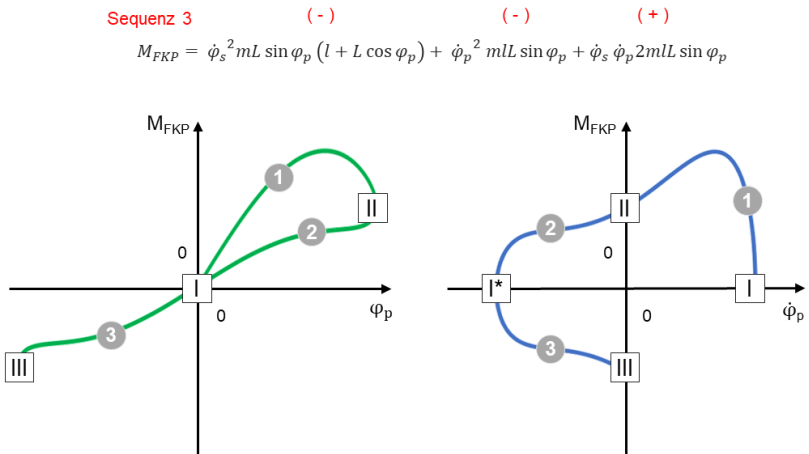


Abbildung 5.10: Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung für die Zustandsänderungen 1 - 3 in Abhängigkeit der Pendelauslenkung (links) und der Pendelgeschwindigkeit (rechts)

C&C²-Sequenzmodell: Negative Auslenkung mit Schwingung in Drehrichtung

Das Sequenzmodell des Fliehkraftpendels wird vervollständigt durch die letzte Sequenz mit der Schwingung des Pendels aus maximaler negativen Auslenkung hin zur 0-Lage in Abbildung 5.11.

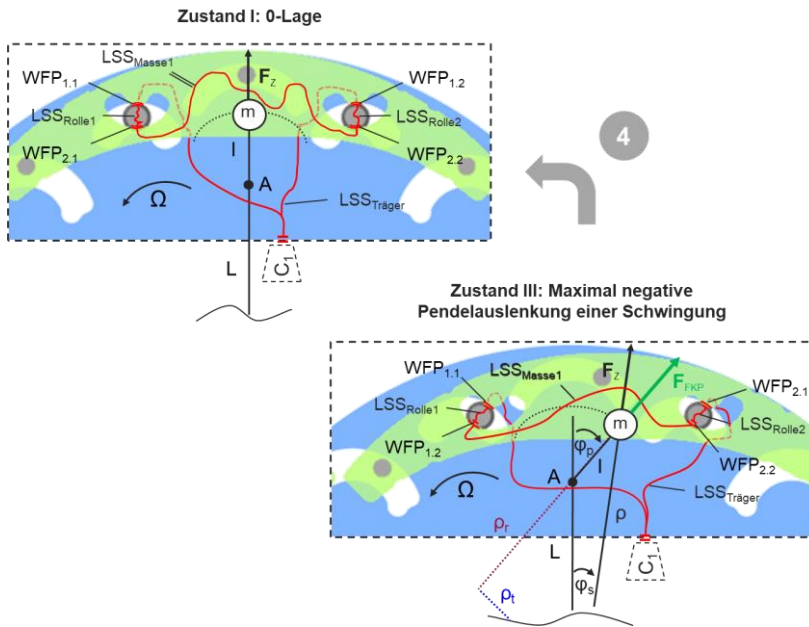


Abbildung 5.11: Contact&Channel²-Sequenzmodell für die Zustandsänderung der Pendelmassenbewegung in negativer Auslenkung in Drehrichtung (Sequenz 4) – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Das Vorzeichen der Pendelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_p$ verändert sich erneut, wodurch sich auch die Rückstellmomentgleichung verändert. Der nichtlineare Verlauf des Rückstellmoments in der letzten Sequenz ist in Abbildung 5.12 abgebildet

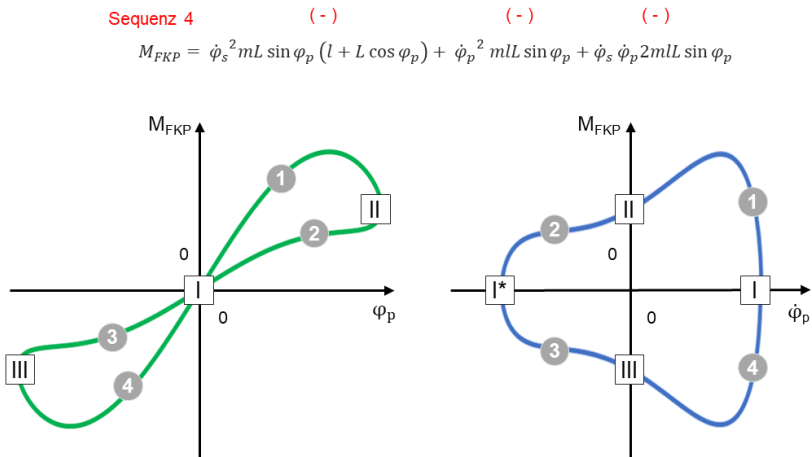


Abbildung 5.12: Theoretischer FKP-Rückstellmomentverlauf einer Pendelmassenschwingung für die Zustandsänderungen 1 - 4 in Abhängigkeit der Pendelauslenkung (links) und der Pendelgeschwindigkeit (rechts)

Aufgrund der periodischen Torsionsschwingungsanregung durch den Verbrennungsmotor werden die einzelnen beschriebenen Sequenzen stetig wiederholt. Für das gesamte C&C²-Sequenzmodell ergeben sich somit Rückstellmomentschleifen für das betrachtete FKP-System. Anhand dieser Schleifen ist deutlich die nichtlineare Charakteristik des Rückstellmomentverlaufs des Fliehkraftpendels zu erkennen. Allerdings lassen die Kurven zunächst wenig Rückschlüsse auf die Beeinflussung der Tilgerwirkung zu, wodurch eine detailliertere Analyse der einzelnen Bestandteile und deren Ausprägungen notwendig ist.

5.2 Analyse der nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment

Für die Analyse der nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment werden die einzelnen Bestandteile aus der Momentgleichung näher betrachtet und untersucht, in wieweit sich deren einzelne, nichtlineare Einflüsse auf das resultierende Rückstellmoment auswirken.

Wie bereits zuvor erwähnt, enthalten alle Bestandteile des Rückstellmoments aus der mathematischen Beschreibung heraus nichtlineare Anteile aufgrund ihrer Winkel- und Winkelgeschwindigkeitsabhängigkeit während der Pendelmassenbewegung. Zur Analyse werden diese Bestandteile zunächst anhand ihrer weiteren Abhängigkeiten von Systemgrößen definiert, diese sind:

1. Zentrifugalmoment aus der Trägerscheibengeschwindigkeit:

$$M_{Zs}(t) = \dot{\varphi}_s^2 mL \sin \varphi_p (l + L \cos \varphi_p) \quad 24$$

2. Zentrifugalmoment aus der Pendelgeschwindigkeit:

$$M_{Zp}(t) = \dot{\varphi}_p^2 mL \sin \varphi_p \quad 25$$

3. Moment aus den relativen Geschwindigkeiten zwischen Scheibe und Pendelmasse (Coriolis):

$$M_{Co}(t) = \dot{\varphi}_s \dot{\varphi}_p 2mL \sin \varphi_p \quad 26$$

Diese nichtlinearen Bestandteile des Rückstellmoments werden in der Folge weiter analysiert, wobei auf eine visuelle Darstellung der Abhängigkeit der Rückstellmomentbestandteile aus den Gleichungen 25 und 26 zur Pendelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_p$ aufgrund deren Korrelation zur Auslenkung φ_p verzichtet wird.

5.2.1 Zentrifugalmoment aus der Trägerscheibengeschwindigkeit

Um das Zentrifugalmoment aus der Scheibenbewegung M_{Zs} zu beschreiben, wird das C&C²-Sequenzmodell für den Zustand II herangezogen, siehe Abbildung 5.13.

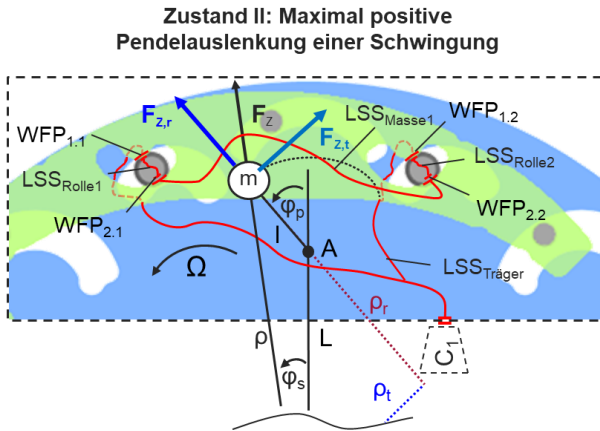


Abbildung 5.13: Contact&Channel²-Sequenzmodell zur Erklärung des Zentrifugalmoments aus der Scheibenbewegung in Zustand II – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Über den Connector C_1 wird die Drehbewegung des Triebstrangs an die Träger-scheibe $LSS_{Träger}$ eingeleitet. Diese Bewegung wird über die $WFP_{1,1}$, $WFP_{1,2}$ bzw. $WFP_{2,1}$ und $WFP_{2,2}$ an die Pendelmassen übertragen. Es resultiert eine nach außen gerichtete Zentrifugalkraft, die auf die LSS_{Masse} wirkt:

Zentrifugalkraft:

$$F_Z(t) = \dot{\varphi}_s^2 m \rho \quad 27$$

Mit:

$$\rho = l + L \quad 28$$

Der radiale Fliehkraftanteil $F_{Z,r}$ bewirkt dabei ein Rückstellmoment auf die Träger-scheibe. Der dazugehörige Hebelarm ρ_r steht ebenfalls in direkter Abhängigkeit mit

der Auslenkung der Pendelmasse und den FKP-Auslegungsgrößen der Pendellänge l sowie dem Abstand L des Aufhängungspunkt A zum Rotationszentrum aus Kapitel 2.6.1.

Radialer Anteil der Zentrifugalkraft:

$$F_{Z,r}(t) = \dot{\varphi}_s^2 m \rho_r \quad 29$$

Mit:

$$\rho_r(t) = l + L \cos \varphi_p \quad 30$$

$$\rho_t(t) = L \sin \varphi_p \quad 31$$

In Abbildung 5.14 sind die einzelnen zeitlichen Verläufe der entsprechenden Größen für das Zentrifugalmoment aus der Trägerscheibengeschwindigkeit dargestellt. Anhand der Abbildung ist zu erkennen, dass mit steigender Pendelauslenkung φ_p der FKP-Rückstellmomentanteil M_{Zs} zunehmend nichtlinear wirkt. Da sowohl der radiale Fliehkraftanteil $F_{Z,r}$ als auch der Hebelarm ρ_t jeweils weitestgehend harmonische Schwingungen darstellen, kann das resultierende Moment als eine Überlagerung betrachtet werden, siehe Kapitel 2.3.2. Mittels der Fourier-Analyse kann nun ermittelt werden, welche Amplitudenanteile in der Schwingung vorliegen:

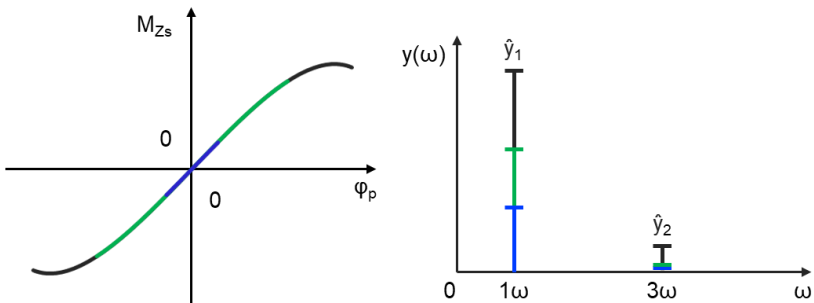


Abbildung 5.14: Verlauf des Zentrifugalmoments aus Trägerscheibengeschwindigkeit für drei verschiedene Pendelauslenkungen (links) und das dazugehörige Amplitudenspektrum (rechts)

Aus Abbildung 5.14 geht hervor, dass für das Zentrifugalmoment aus der Trägerscheibengeschwindigkeit M_{Zs} mit zunehmender Pendelauslenkung φ_p zusätzlich zum Betrag der haupterregenden Ordnung eine Überlagerung der dritten haupterregenden Ordnung wirkt. Die zunehmende Relevanz der dritten haupterregenden Ordnung bei sehr großer Pendelauslenkung nimmt in FKP-Systemen allerdings eine eher untergeordnete Rolle ein, da die maximale Pendelauslenkung aufgrund des Designraums konstruktiv limitiert ist, siehe Kapitel 2.6.3.

5.2.2 Zentrifugalmoment aus der Pendelgeschwindigkeit

Das Zentrifugalmoment aus der Pendelgeschwindigkeit M_{Zp} ergibt sich aus der wirkenden Fliehkraft, die auf die Pendelmasse aufgrund ihrer eigenen Schwingung wirkt. Die über den Connector C_1 aus dem Antriebsstrang eingebrachte Schwingungsenergie führt zur Schwingbewegung der Pendelmasse. Dabei bewegt sich die Pendelmasse auf der Bahn mit dem Radius l um ihren Aufhängungspunkt und erfährt durch diese Schwingbewegung eine nach außenwirkende Kraft F_{Zp} . In Abbildung 5.15 ist hierfür das C&C²-M für eine positive Auslenkung in Drehrichtung, die nicht der maximalen Auslenkung der Schwingung entspricht, abgebildet.

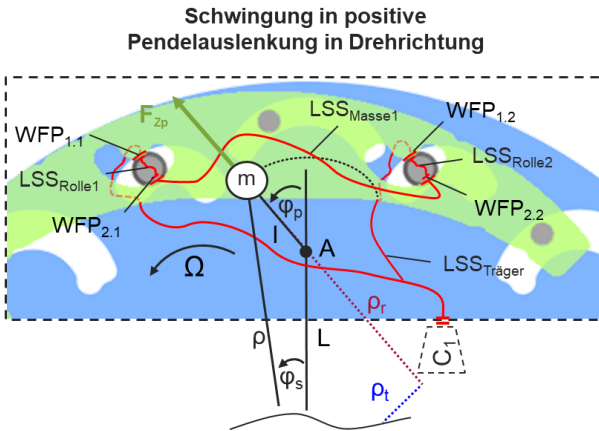


Abbildung 5.15: Contact&Channel²-Sequenzmodell zur Erklärung des Zentrifugalmoments aus der Pendelbewegung während der Zustandsänderung von Zustand I zu Zustand II – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Die auf das Pendel wirkende Fliehkraft ist über die Pendelmasse m , den Abstand des Schwerpunkts zum Aufhängungspunkt l und der entsprechenden quadratischen Pendelgeschwindigkeit definiert:

Zentrifugalkraft aus der Pendelgeschwindigkeit:

$$F_{Zp}(t) = \dot{\phi}_p^2 ml \quad 32$$

Die Winkelbeziehung zwischen der Pendelauslenkung und dem Abstand zum Rotationszentrum der Trägerscheibe beschreibt auch in diesem Fall den Hebelarm ρ_t für das entsprechende Moment, siehe Gleichung 31.

In der nachfolgenden Grafik ist der Einfluss verschiedener Auslenkungsamplituden auf das Zentrifugalmoment aus der Pendelgeschwindigkeit M_{Zp} abgebildet.

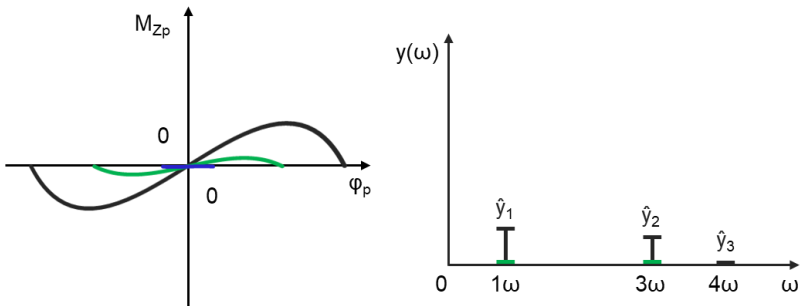


Abbildung 5.16: Verlauf des Zentrifugalmoments aus der Pendelgeschwindigkeit für drei verschiedene Pendelauslenkungen (links) und das dazugehörige Amplitudenspektrum (rechts)

Für die Nichtlinearität des FKP-Rückstellmoments ist im Zentrifugalmoment aus der Pendelgeschwindigkeit auch hier eine nichtlineare Charakteristik zu erkennen. Bereits bei kleinen Auslenkungswinkeln ist dies erkennbar, allerdings aufgrund der kleinen Amplituden vernachlässigbar. Dieser Anteil der Rückstellmomentgleichung kann ebenfalls als eine Schwingungsüberlagerung betrachtet werden. Die Fourier-Analyse in Abbildung 5.16 rechts zeigt die Überlagerung der ersten haupterregenden Ordnung und Amplitudenanteile in der dritten Ordnung. Zudem existiert bei vergleichsweise großen Pendelauslenkungen auch ein Anteil in der vierten Hauptordnung aufgrund des zusätzlichen Einflusses aus der Abhängigkeit zur Pendelgeschwindigkeit. Der Amplitudenbetrag ist allerdings im Vergleich zu den anderen Ordnungen hingegen sehr gering.

5.2.3 Moment aus den relativen Geschwindigkeiten zwischen Scheibe und Pendelmasse

Zur Erläuterung des resultierenden Moments aus den zwei relativen Geschwindigkeiten der Trägerscheibe und der Pendelmasse wird ebenfalls das C&C²-Sequenzmodell genutzt, welches eine momentane positive Auslenkung der Pendelmasse in Drehrichtung zeigt.

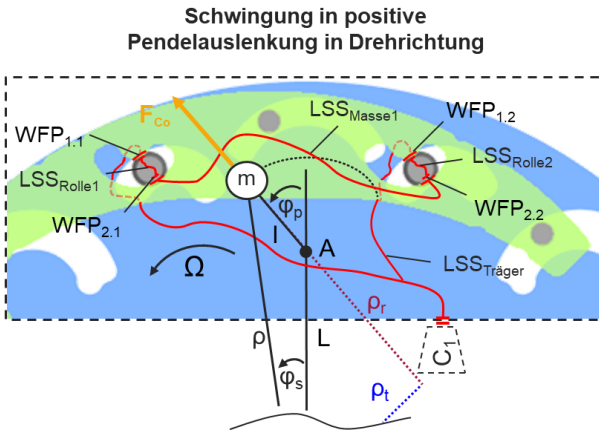


Abbildung 5.17: Contact&Channel²-Sequenzmodell zur Erklärung des Coriolismoments während der Zustandsänderung von Zustand I zu Zustand II – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Durch die Einleitung der Rotations- und Schwingungsenergie des Triebstrangs über den Connector C_1 wird die Pendelmasse ausgelenkt. Die Trägerscheibe als LSS rotiert mit der Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_s$. Aufgrund der eingeleiteten Schwingungsenergie rotiert die Pendelmasse zusätzlich mit einer eigenen relativen Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_p$. Je nach betrachtetem Zustand beziehungsweise Sequenz ist diese in Bezug zur Trägerverschwindigkeit unterschiedlich in Vorzeichen und Amplitude, siehe Kapitel 5.1.2.

Durch die Überlagerung einer Drehzahl mit einer Relativbewegung tritt eine Corioliskraft auf. Diese ist in der oben dargestellten Sequenz 2 (Bewegung der Pendelmasse in Drehrichtung der Scheibe) nach außen gerichtet. Ändert sich die Drehgeschwindigkeit im umgekehrten Fall, sobald das Pendel entgegen der Drehrichtung schwingt, wirkt die Kraft nach innen.

Anders als die Zentrifugalkraft aus der Trägerscheibengeschwindigkeit verschwindet die Corioliskraft, sobald sich die Masse nicht mehr relativ zum rotierenden Bezugssystem bewegt. Zum Zeitpunkt des Zustands II ist die Geschwindigkeit der Masse $\dot{\varphi}_p$ gleich null und die Corioliskraft ist nicht mehr vorhanden, da keine Relativgeschwindigkeit mehr existiert.

Zusammen mit dem Hebelarm ρ_t aus Gleichung 31 bewirkt diese Kraft analog zu den zuvor betrachteten Kräften ein Moment über die Auslenkung der Pendelmasse und setzt sich wie folgt zusammen:

Corioliskraft:

$$F_{Co}(\dot{t}) = \dot{\varphi}_s \dot{\varphi}_p 2ml$$

33

Das resultierende Moment aus den Relativgeschwindigkeiten der Trägerscheibe und der Pendelmasse M_{Co} ist links für verschiedene Pendelauslenkungen in Abbildung 5.18 dargestellt:

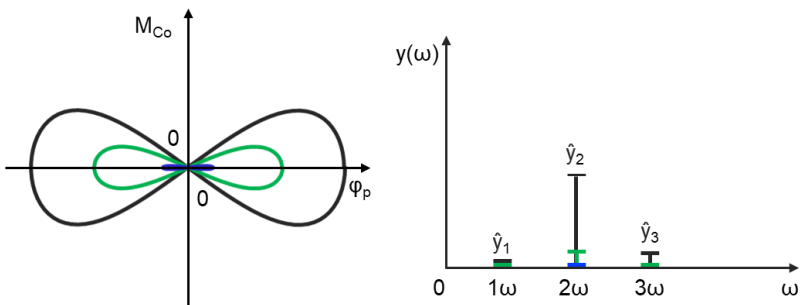


Abbildung 5.18: Verlauf des Coriolismoments für drei verschiedene Pendelauslenkungen (links) und das dazugehörige Amplitudenspektrum (rechts)

Bei der Betrachtung zwischen dem Moment und der Pendelauslenkung ist erkennbar, dass es zu keinem Zeitpunkt einen linearen Verlauf aufweist. Bei kleinen Auslenkungen ist der Amplitudeneintrag des Moments noch vernachlässigbar, mit steigendem Pendelwinkel bewirkt dieser Bestandteil allerdings, dass während einer Schwingung das FKP-Rückstellmoment sowohl verstärkt als auch abgeschwächt wird.

Die Fourier-Analyse zeigt hier, dass das Moment eine dominierende Amplitude in der zweiten haupterregenden Ordnung aufweist. Die im Schwingungssystem dar-

über hinaus erzeugten Amplituden in der ersten und dritten haupterregenden Ordnung sind wiederum auf die zusätzliche Abhängigkeit zur Pendelgeschwindigkeit zurückzuführen.

5.3 Zwischenfazit

Mittels der beschriebenen Methode des C&C²-A als Analysewerkzeug konnte das nichtlineare Rückstellmoment näher untersucht und beantwortet die in Kapitel 3.4 gestellte Forschungsfrage 1.1 nach einer geeigneten Systemanalyse von Fliehkraftpendel beantwortet werden. Durch die Verknüpfung der mathematischen Modellierung und der fraktalen Betrachtung in den einzelnen C&C²-Sequenzmodellen, wurden Erkenntnisse über das komplexe, dynamische Systemverhalten des Fliehkraftpendels gewonnen und damit das Verständnis über die nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment qualitativ erweitert werden.

Aus der Analyse des theoretischen FKP-Rückstellmoments für das betrachtete Teilsystem geht hervor, dass alle Bestandteile ab einer gewissen Pendelauslenkung einen nichtlinearen Charakter aufweisen und Amplituden höherer Ordnungen in das Gesamtsystem einbringen. Die Nichtlinearität bei FKP-Systemen ist demnach Prinzip bedingt, beispielsweise durch die relative Schwingbewegung der Pendelmassen zur Trägerscheibe und somit nicht vollständig vermeidbar. Allerdings sind die Ausprägungen der einzelnen Momentanteile stark unterschiedlich und von teils unterschiedlichen Parametern, wie den beiden Geschwindigkeiten der Trägerscheibe und der Pendelmasse abhängig.

Allgemein bestätigt die Analyse den bereits im Stand der Forschung dargestellten Sachgegenstand, dass das Fliehkraftpendel bei kleinen Auslenkungen nahezu linear betrachtet werden kann.

Daraus ergibt sich bereits eine Möglichkeit zur Beeinflussung des nichtlinearen Systemcharakters mit dem Ziel, eine entsprechende Kapazität zur Speicherung der Schwingungsenergie ohne große erforderliche Pendelauslenkungen, zu ermöglichen. Zusätzlich können Veränderungen der Gestalt- und Funktionszusammenhänge die Bewegungsgleichungen und damit das FKP-Rückstellmoment in dessen nichtlinearem Verhalten beeinflussen.

Diese Möglichkeiten der Beeinflussung des nichtlinearen Charakters von FKP-Systemen sind bereits Gegenstand von Variationen in der Entwicklungspraxis, siehe Kapitel 2.6.6.

Auf der Basis der Erkenntnisse aus der Systemanalyse bezüglich der Rückstellmomentanteile des beschriebenen Fallbeispiels wird im Folgenden eine Methode entwickelt, um diese nichtlinearen Effekte, die eine Einleitung von Amplitudenanteilen höherer Ordnungen darstellen, zu quantifizieren und eine Bewertung verschiedener FKP-Variationen zu ermöglichen.

6 Entwicklung der Methode zur Bewertung für FKP-Systeme anhand nichtlinearer Effekte im Rückstellmoment

Wie im Kapitel 2 zum Stand der Forschung dargestellt, kommt der Entwicklung schwingungsreduzierender Systeme wie dem Fliehkraftpendel in heutigen Antriebssträngen eine besondere Bedeutung zu, um die strategischen Maßnahmen zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes im Automobil effizient umzusetzen.

Zur Erfüllung der in Kapitel 3 beschriebenen Zielsetzung soll im folgenden Kapitel ein methodischer Ansatz entwickelt werden, um FKP-Systeme anhand des nichtlinearen Systemverhaltens zu bewerten und um Potentiale in Bezug auf die Optimierung des nichtlinearen Systemcharakters verschiedener FKP-Variationen aufzudecken.

Dabei setzt sich die Methode einhergehend mit den zwei Forschungsfragen 1.2 und 1.3 (siehe Kapitel 3.3) aus zwei Bestandteilen zusammen. Zum einen werden durch die Ableitung von Ziel- bzw. Bewertungsgrößen die nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment zunächst charakterisiert und eine Einteilung hinsichtlich ihrer Bedeutung für die Schwingungstilgung vorgenommen. Zum anderen soll durch die Entwicklung einer Validierungsumgebung zur dynamischen Charakterisierung des Handlungssystems erweitert werden, um die nichtlinearen Effekte von zu validierenden FKP-Systemen im physischen Aufbau zu quantifizieren. Dadurch wird die Anwendung des Bewertungsansatzes bereits in einer frühen Projektphase schnell und effizient ermöglicht. Ein Vorteil ist, dass eine aufwändige simulative bzw. virtuelle Modellierung der mathematischen Zusammenhänge in Kombination mit teils noch nicht verstandener bzw. abgebildeter Wechselwirkungen sogenannter Störeffekte wie beispielsweise der Dämpfung infolge von coulomb'scher und viskoser Reibkräfte im Teilsystem nicht notwendig ist.

Bisher bekannte Validierungsumgebungen für Fliehkraftpendel aus dem Stand der Forschung zielen weitestgehend auf die Überprüfung der Funktionserfüllung anhand von Messungen bezüglich der FKP-Ordnung durch experimentell ermittelte Vergrößerungsfunktionen ab. Anhand des Amplitudenverhältnisses ist das Tilgungspotential des Fliehkraftpendels zwar qualitativ bewertbar, allerdings wird hierbei das dynamische Verhalten des Fliehkraftpendels als Blackbox betrachtet. Auch die Restschwingungsanalyse im Gesamttriebstrang durch Fahrzeugmessungen bietet keine Transparenz über die dynamische Wirkweise des Fliehkraftpendels und

kann ausschließlich das Maß der Funktionserfüllung im Kontext des Gesamtsystems bestimmen.

Auf Basis einer bewährten Validierungsumgebung aus der Entwicklungspraxis von Schaeffler zur Messung der FKP-Vergrößerungsfunktion, wird diese zur Bestimmung des Wirkzusammenhangs zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung im Folgenden gezielt um entsprechende Messprinzipien zur Objektivierung dieser Größen erweitert.

6.1 Ableitung von Ziel- bzw. Bewertungsgrößen für ein Fliehkraftpendelsystem

Für die Bewertung von FKP-Systemen ist die Messung der Vergrößerungsfunktion nicht ausreichend, da das Ergebnis einen Zustand für einen bestimmten Betriebspunkt beschreibt und demnach eine dynamische Betrachtung nur begrenzt möglich bzw. sehr aufwändig ist. Anhand dieser Betrachtung ist keine eindeutige Aussage möglich, welche Prinzip bedingten Kausalitäten bezüglich des nichtlinearen Rückstellmoments aus der Pendelkinematik zu dem jeweiligen Messergebnis führen, da eine starke Abhängigkeit von Störgrößen (Dämpfungseffekte im Fliehkraftpendel) existiert.

Entsprechend ist die direkte Betrachtung des nichtlinearen Wirkzusammenhangs zwischen Rückstellmoment und der Pendelauslenkung als Hauptkriterium zielführend, um FKP-Systeme zu bewerten. Dieser Zusammenhang stellt die charakteristische Größe des jeweiligen FKP-Systems dar.

Zur Herleitung der Methode wird zunächst der lineare Verlauf des Tilgermoments M_t über der Schwingungsamplitude φ_t eines idealen Tilgers als lineares, ungedämpftes Feder-Masse-System betrachtet, siehe Kapitel 2.3.3. In Abbildung 6.1 sind drei unterschiedliche Amplituden des Anregungsmoments M_A und die entsprechende Systemantwort eines linearen Tilgers dargestellt. Für alle drei Schwingungsamplituden resultiert der lineare Zusammenhang zwischen der Auslenkung der Tilgermasse zu deren Tilgermoment. Das heißt, je nach Bedarf der Speicherung der eingeleiteten Energie antwortet der Tilger mit einer entsprechenden Auslenkungsamplitude, die zum Aufbau des jeweiligen Tilgermoments führt und für die Eliminierung der Schwingung aus dem Gesamtsystem benötigt wird.

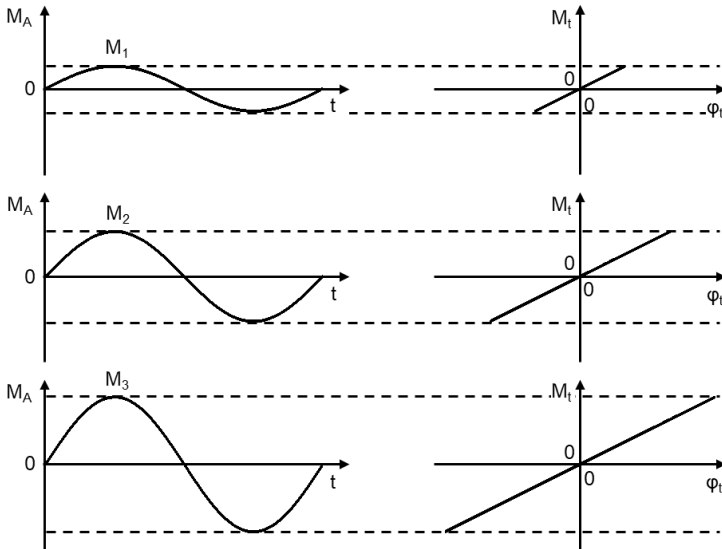


Abbildung 6.1: Systemantwort eines linearen Tilgers (rechts) infolge unterschiedlicher Anregungsamplituden (links)

Das Verhältnis zwischen der Schwingungsamplitude und dem Moment ergibt sich entsprechend der Eigenschaften des Schwingungssystems hinsichtlich seiner Federrate c_t und der Tilgermassenträgheit J_t . Mit steigender Massenträgheit wird eine höhere Steifigkeit benötigt, um die Tilgerfrequenz ω_t an die Anregungsfrequenz anzupassen, siehe Gleichung 7 aus Kapitel 2.5.3.

Das resultierende Tilgermoment des idealen Tilgers ist aufgrund seiner Linearität unabhängig von dem jeweiligen Verhältnis der beiden Größen zur Abstimmung der Tilgerfrequenz. Es existiert keine Abhängigkeit der Amplitude des Tilgermoments zur Auslenkung, siehe Abbildung 6.2.

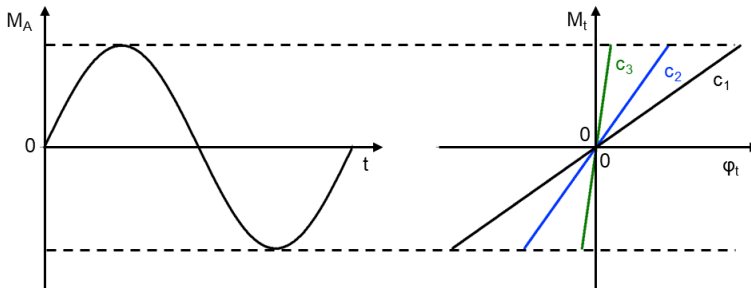


Abbildung 6.2: Systemantworten verschiedener linearer Tilgersysteme infolge einer Anregungsschwingung

Das FKP-Rückstellmoment hingegen weist wie aus den vorangegangenen Kapiteln hervorgeht, aufgrund der nichtlinearen Effekte eine Abhängigkeit bezüglich der Auslenkung der Pendelmassen.

Analog der Eigenschaften des idealen Tilgersystems ist die Systemantwort des Fliehkraftpendels eine, der Schwingungsanregung entsprechende Auslenkungsamplitude der Pendelmassen, um das geforderte Rückstellmoment zu erzeugen. Allerdings resultiert aus dieser Schwingung nicht allein ein Rückstellmoment, welches zur Schwingungstilgung genutzt wird, sondern es beinhaltet auch Momentanteile, die eine abweichende Schwingungsordnung zur Anregungsordnung aufweisen, siehe Kapitel 5.2.

Die Abweichung des FKP-Rückstellmoments bei großen Pendelauslenkungen zum idealen Tilgermoment wurde bereits in Abbildung 5.12 dargestellt. Durch die Darstellung des Rückstellmomentenverlaufs über der Pendelauslenkung lassen sich die nichtlinearen Effekte zwar qualitativ darstellen, jedoch ist anhand der Charakteristik weder eindeutig erkennbar, welche Amplitude für die Schwingungstilgung von Nutzen ist, noch lassen sich die Momentanteile der höheren Schwingungsordnungen bestimmen.

Demnach ist es für die Ableitung von Bewertungsgrößen sinnvoll, den zeitlichen Verlauf des nichtlinearen FKP-Rückstellmoments während einer Schwingung näher zu betrachten. Ein geeignetes Werkzeug hierfür ist die in Kapitel 2.3.4 vorgestellte und bereits in Kapitel 5.2 angewandte Fourier-Analyse. Dadurch können die im

Rückstellmoment enthaltenen Frequenzen bzw. Ordnungen ermittelt und deren Amplituden quantifiziert werden.

Die Anwendung der harmonischen Analyse für die einzelnen Bestandteile des FKP-Rückstellmoments für das betrachtete bifilare Fliehkraftpendel mit Kreisbahn in Kapitel 5.2 ergab bereits, dass eine Charakterisierung des gesamten nichtlinearen FKP-Rückstellmoments anhand der dominierenden drei Hauptordnungen erfolgen kann, siehe Abbildung 6.3. Höhere Ordnungen können aufgrund der betragsmäßig geringen Amplituden für die weitere Betrachtung vernachlässigt werden.

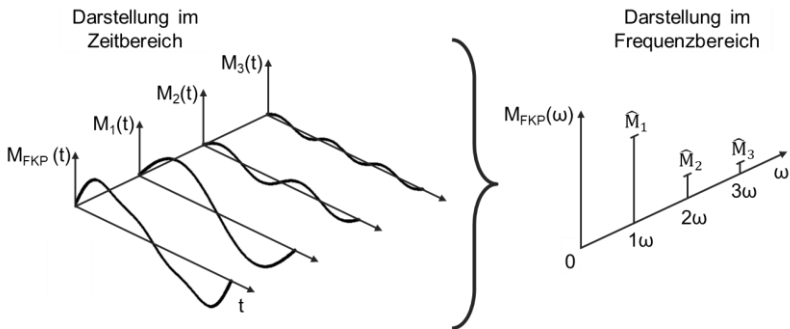


Abbildung 6.3: Zerlegung des FKP-Rückstellmoments in seine harmonischen Hauptschwingungen im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts)

Um die Bedeutung der einzelnen Schwingungsamplituden des FKP-Rückstellmoments für die Schwingungstilgung herauszustellen, werden im Folgenden die Begriffe **Nutzmoment** und **nichtlineare Störmomentanteile** beschrieben:

Die Schwingungsamplitude in der ersten Haupterregungsordnung entspricht der Schwingung in der Anregungsordnung des Gesamtsystems. Die beiden weiteren Amplituden geben Vielfache dieser Ordnung wieder. Da ausschließlich das Rückstellmoment der ersten haupterregenden Ordnung für die Schwingungstilgung genutzt wird, wird dieser Amplitudenanteil im Folgenden als **Nutzmoment** definiert. Die **Einleitung von Amplituden in höheren Ordnungen** entspricht einer zusätzlichen Schwingungsanregung für das Gesamtsystem, woraus sich die Bezeichnung

der **nichtlinearen Störmomentanteile** des Rückstellmoments ergibt. Demnach lässt sich das **Tilgungspotential** in dieser Betrachtung wie folgt definieren:

*Das **Tilgungspotential** eines Fliehkraftpendels entspricht dem Vermögen der Umwandlung aufgenommener Schwingungsenergie in ein zur Schwingungstilgung verfügbares **Nutzmoment**. Das Tilgungspotential ist durch die Einleitung von **nichtlinearer Störmomentanteile** aus der Pendelkinematik beeinträchtigt.*

Mit der Betrachtung der resultierenden Rückstellmomentschleife aus der Pendel-massenschwingung ist die nichtlineare Charakteristik des Fliehkraftpendels qualitativ sehr gut darstellbar. Allerdings ermöglicht die Schleife zunächst nur wenig Rückschlüsse über die Korrelation zwischen dem nichtlinearen Rückstellmoment und seinem Einfluss auf die Schwingungstilgung.

Für den Bewertungsansatz verschiedener FKP-Systeme ist die Fourier-Analyse des zeitlichen Rückstellmomentverlaufs zielführend. Durch die Quantifizierung der Nutz- und der nichtlinearen Störmomentamplituden lassen sich demnach Aussagen bezüglich des Tilgungspotentials verschiedener Variationen in FKP-Systemen treffen.

6.2 Bewertungsansatz bezüglich des FKP-Tilgungspotentials

Um das Tilgungspotential von verschiedenen FKP-Systemen zu vergleichen, ist eine Bestimmung der dynamischen Rückstellmomentcharakteristik des jeweiligen Teilsystems notwendig. Hierfür die Kenntnis über den Verlauf erforderlich, wie sich das Rückstellmoment für verschiedene Auslenkungsamplituden bezüglich des Nutz- und der eingeleiteten Störmomente verhält.

Eine Möglichkeit zur Bestimmung eines Rückstellmomentverlaufs bietet der Ausschwingversuch. Hierzu wird eine Masse maximal ausgelenkt und losgelassen. Aufgrund der schnell abklingenden Schwingungsamplitude, infolge von Dämpfungseffekten im Fliehkraftpendel, ist allerdings kein ausreichend genauer Verlauf des Rückstellmoments über der Auslenkung für einen Bewertungsansatz darzustellen.

Als ein zielführenderer Ansatz erweist sich die erzwungene Schwingungsanregung. Dabei wird die Schwingung des Fliehkraftpendels durch eine zeitabhängige äußere Anregung ausgelöst. Die ausgeführte Schwingung der Pendelmassen ist unabhängig von der Eigenfrequenz des Fliehkraftpendels und resultiert aus der Anregungsfrequenz, d.h. das Fliehkraftpendel antwortet auf die Schwingung mit der Frequenz beziehungsweise der Ordnung, mit der es angeregt wird.

Um die verschiedenen Pendelauslenkungen für die Verlaufsbestimmung des Rückstellmoments zu realisieren, liegt die Anregungsfrequenz nahe der Eigenfrequenz des Fliehkraftpendels und kann über entsprechende Anregungsamplituden gesteuert werden. Analog zur Versuchsdurchführung für die Ermittlung der Vergrößerungsfunktion von FKP-Systemen, werden die einzelnen Schwingungsamplituden der Anregung stufenweise in das Fliehkraftpendel eingeleitet, um quasistationäre Schwingungsantworten zur Auswertung der Pendelauslenkung und des daraus resultierenden Rückstellmoments zu generieren, siehe Abbildung 6.4.

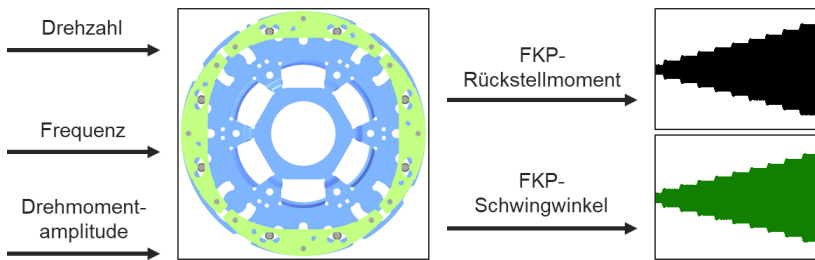


Abbildung 6.4: Vorgehensweise zur Bestimmung des FKP-Rückstellmomentverlaufs über der Pendelauslenkung

Durch diese Vorgehensweise zur Bestimmung der dynamischen Charakteristik des Fliehkraftpendels ist eine Bewertung hinsichtlich der zuvor beschriebenen Größen (Nutzmoment und nichtlineare Störmomente) möglich.

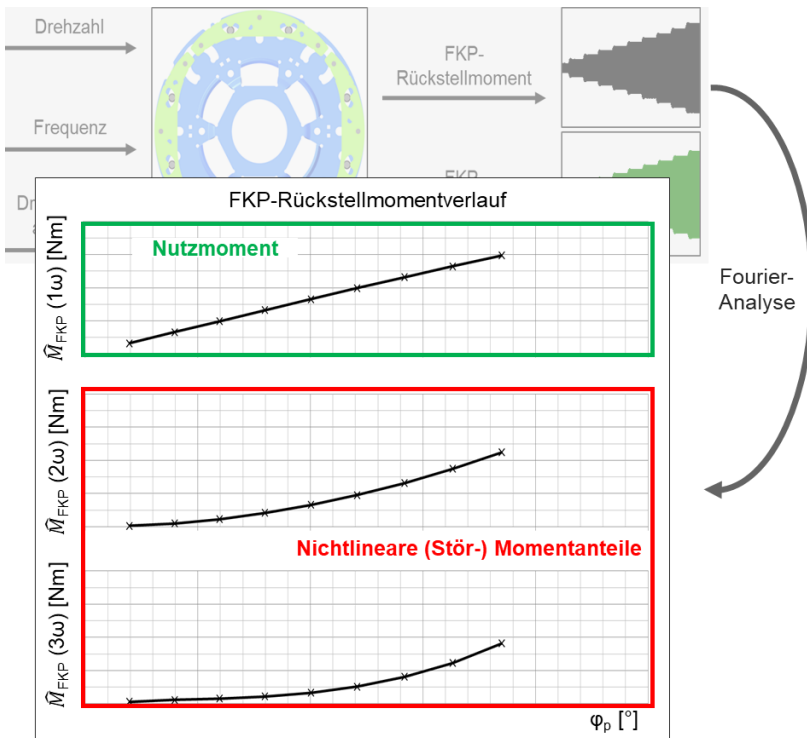


Abbildung 6.5: Methode zur Bewertung der ermittelten dynamischen Charakteristik eines Fliehkraftpendels

Über die Fourier-Analyse lässt sich das ermittelte Rückstellmoment in die Bestandteile der einzelnen Amplituden der drei dominierenden Hauptordnungen zerlegen. Zu jeder einzelnen Amplitude der verschiedenen Hauptordnungen existiert eine entsprechende Pendelauslenkung. In Abbildung 6.5 ergibt sich somit für jede Hauptordnung ein Diagramm mit der jeweiligen Amplitude als Ordinate und dem dazugehörigen Pendelwinkel als Abszisse. Jede Momentstufe der Anregung ergibt je einen Stützpunkt in den aufgetragenen Schaubildern und bildet damit sowohl den Verlauf des Nutzmoments als auch den Verlauf der nichtlinearen Störmomentanteile eines Fliehkraftpendels ab.

Für die Bewertung des Tilgungspotentials verschiedener FKP-Systeme entsteht durch diese Darstellung der dynamischen Charakteristik des jeweiligen Fliehkraftpendels eine geeignete Vergleichsmöglichkeit. Grundlegendes Kriterium für die Bewertung des Potentials zweier Fliehkraftpendel ist, dass bei gleichem verfügbarem Nutzmoment weniger Störmomentanteile an das Gesamtsystem zurückgeleitet werden, siehe Abbildung 6.6.

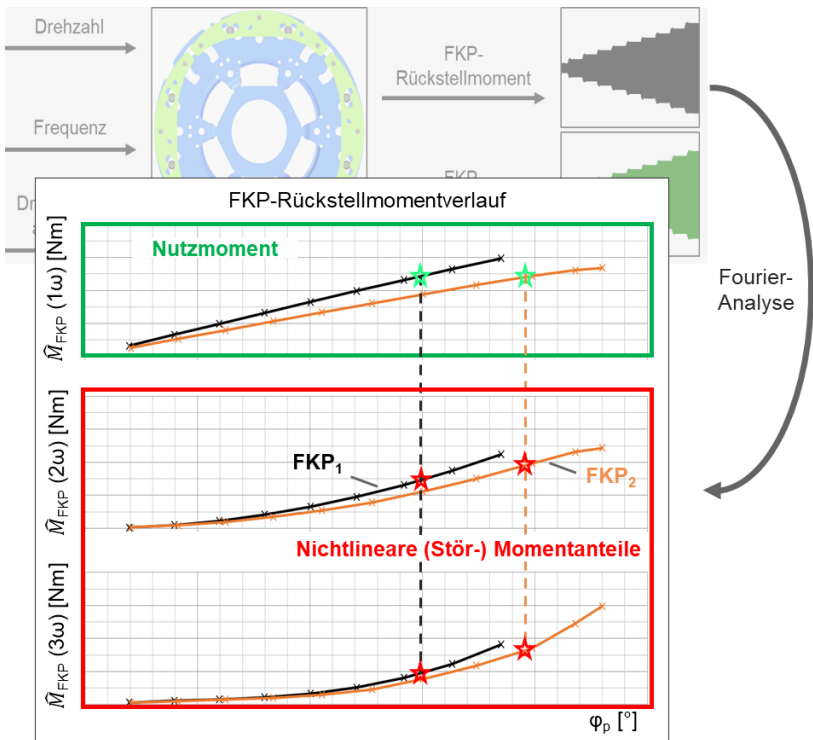


Abbildung 6.6: Beispiel für die Anwendung der Bewertungsmethode anhand zwei verschiedener FKP-Systeme

6.3 Modellbildung mit dem IPEK-X-in-the-Loop Ansatz

Aus dem Stand der Forschung geht hervor, dass mit dem IPEK X-in-the-Loop-Ansatz im Allgemeinen das grundlegende Verständnis in der Teilsystemvalidierung beschrieben werden kann. Der Ansatz stellt die zur Validierung eines Teilsystemverhaltens notwendige Einbeziehung in das Gesamtsystem und in die Umwelt unter Berücksichtigung der Interaktionen mit denselben dar.

Das Fliehkräftpendel als Teilsystem ist ein kleiner Bestandteil im Gesamtsystem Antriebsstrang und steht mit seinen schwingungsreduzierenden Eigenschaften in stetiger Wechselwirkung mit dem Gesamtsystem. Um dementsprechend die Wirksamkeit der Schwingungstilgung des Fliehkräftpendels im Kontext des Antriebsstrangs zu validieren, ist es erforderlich das Teilsystem Fliehkräftpendel in einem Gesamtsystemmodell Fahrzeug abzubilden und die Wechselbeziehungen mit dem Fahrer, der Umwelt und den entsprechenden Fahrmanövern und Testfällen zu berücksichtigen, siehe Abbildung 6.7.

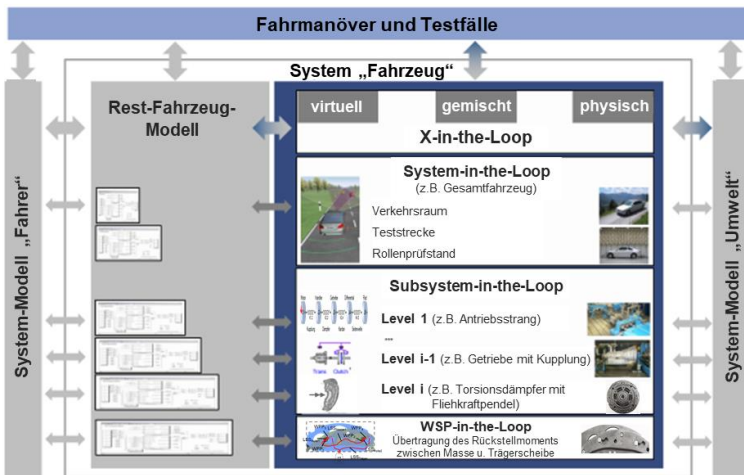


Abbildung 6.7: IPEK-X-in-the-Loop Framework im Kontext der FKP-Entwicklung auf Basis von Düser (2010)

Zur Erfüllung der in der vorliegenden Arbeit gesetzten Ziele der dynamischen Charakterisierung des Teilsystems Fliehkraftpendel, ist eine Gesamtsystembetrachtung zunächst nicht zwingend erforderlich. Grund hierfür ist der eigentliche Zweck der Modellbildung zur Erweiterung des Systemverständnisses des Fliehkraftpendels. Der Fokus liegt bei der Modellbildung in erster Linie in der Bewertung von Variationen in FKP-Systemen hinsichtlich des nichtlinearen Teilsystemverhaltens und weniger auf dem Grad der Funktionserfüllung zur Schwingungstilgung im Gesamtsystem. Bei diesen Validierungsaktivitäten geht es in erster Linie darum, mit der Analyse der Pendelkinematik Erkenntnisse über das nichtlineare Systemverhalten des Fliehkraftpendels zu erhalten

Die Bewertung der nichtlinearen Effekte verschiedener FKP-Systeme ist eine charakteristische Kenngrößenermittlung des Teilsystems und unabhängig von der Einbindung in das Gesamtsystem. Die Betrachtung des Einflusses dieser FKP-Charakteristik auf die Schwingungstilgung in Wechselwirkung mit dem Gesamtsystem liegt demnach außerhalb der betrachteten Forschung.

Das Teilsystem Fliehkraftpendel wird in diesem Zusammenhang als System-under-Investigation betrachtet, wonach eine bedarfsgerechte Abbildung des Teilsystems mit der Systemgrenze um das Fliehkraftpendel (beinhaltet Trägerscheibe mit Pendelmassen) erfolgen kann.

6.3.1 Zielsystem der Validierungsumgebung zur Bestimmung der Wirkzusammenhänge zwischen Rückstellmoment und Pendelauslenkung

Im Rahmen der Entwicklung der Methode zur Bewertung von FKP-Systemen soll die dynamische Charakterisierung mit einer geeigneten Validierungsumgebung erfolgen. Die Zielstellung für diese Validierungsumgebung ist es den Verlauf des FKP-Rückstellmoments über verschiedene Auslenkungsamplituden der Pendelmassen zu ermitteln und daraus die nichtlinearen Effekte im Fliehkraftpendel zu quantifizieren.

Für die mögliche Abbildung des nichtlinearen Systemverhaltens aus der Pendelkinematik in Simulationsmodellen ist eine umfangreiche, meist sehr aufwändige mathematische Modellierung und ein sehr detailliertes Systemverständnis notwendig. Sowohl neue FKP-Variationen bezüglich einer geänderten Kinematik als auch komplexe Dämpfungseffekte infolge von beispielsweise coulomb'scher Reibung im Fliehkraftpendel stellen große Herausforderungen dar, das reale Systemverhalten abzubilden. Diese Einflüsse aus den FKP-Systemen im physischen Aufbau sollen deshalb mituntersucht werden, um vorhandene Simulationsmodelle zu erweitern. Im

Zuge der Untersuchung wird zudem auch der Einfluss des Ölmediums auf das nicht-lineare FKP-Rückstellmoment durch Veränderung der Dämpfungseigenschaften und Verschiebung der FKP-Ordnung mitberücksichtigt werden, siehe Kapitel 2.6.4.

Mit der im Folgenden entwickelnden Konfiguration der Validierungsumgebung soll deshalb die Analyse und Bewertung anhand physischer FKP-Systeme durch Quantifizierung der zielführenden Systemgrößen Rückstellmoment und Pendelauslenkung ermöglicht werden. Hieraus ergeben sich zentrale Anforderungen für das Zielsystem der Validierungsumgebung, siehe Abbildung 6.8.

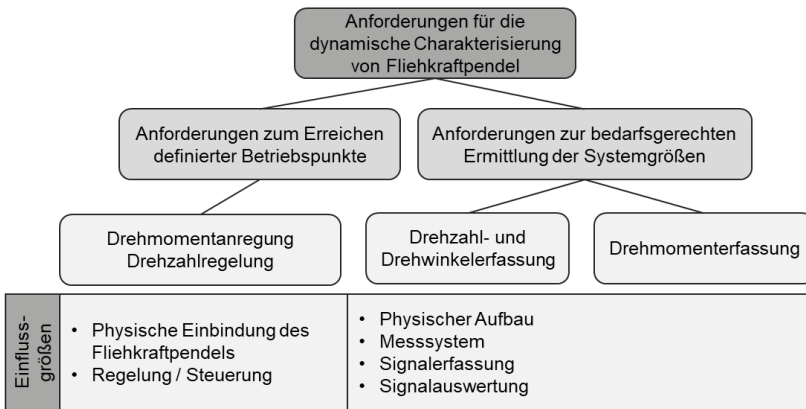


Abbildung 6.8: Anforderungen an die Prüfumgebung für die dynamische FKP-Charakterisierung nach Matitschka et al. (2015)

Diese Anforderungen an das Zielsystem werden im Folgenden detailliert beschrieben.

6.3.1.1 Prüfstandanforderungen zur Einstellung von Betriebspunkten

Die Eignung der erzwungenen Schwingungsanregung für die Bestimmung des Verlaufs des FKP-Rückstellmoments über der Pendelauslenkung wurde bereits in Kapitel 6.2 vorgestellt. Die Auslenkung der Pendelmassen kann über eine generische Vorgabe durch einen Elektromotor erreicht werden. Dabei zählen sowohl Drehzahl n als auch Anregefrequenz f_A und Drehmomentamplitude M_A zu den Eingangsgrößen.

ßen für das zu untersuchende Teilsystem, um die Anregung des Verbrennungsmotor aus dem Fahrzeug abzubilden. Die simulierte zeitabhängige Drehmomentamplitude des Motors M_{Motor} wird zur Vereinfachung als eine Sinus-Schwingung approximiert:

$$M_{Motor}(t) = M_A \sin(2\pi f_A t) \quad 34$$

Diese Approximation ist für den Anwendungsbereich des Fliehkraftpendels in Kombination mit einem vorangeschalteten Torsionsdämpfer gültig, da dieser die höheren Frequenzen aus der Verbrennung weitestgehend isoliert (siehe Kapitel 2.5.1) und hauptsächlich die Schwingung in der Zündordnung des Verbrennungsmotors an das Fliehkraftpendel weiterleitet.

Zum Einstellen der einzelnen Betriebspunkte für die Verlaufsbestimmung soll die Drehmomentamplitude einer konstanten Drehzahl Ω , die über einen integrierten Regler gesteuert wird, überlagert werden. Wichtig ist hierbei, dass sich dieser Regler durch einen hohen Integrationsanteil auszeichnet, um die überlagerte Schwingungsanregung nicht zu beeinflussen.

Für die Auswahl des Elektromotors ist besonders die maximal übertragbare Schwingungsanregung relevant. Die Kombination aus Drehzahl, eingeleitetem Drehmoment und beschleunigter Massenträgheit muss eine Schwingungsanregung darstellen können, die eine ausreichende Pendelauslenkung zur Verlaufsbestimmung über den Schwingbereich des Fliehkraftpendels gewährleistet.

6.3.1.2 Anforderungen zur Ermittlung der relevanten Systemgrößen

Zur Quantifizierung der nichtlinearen Effekte im FKP-Rückstellmoment müssen entsprechend der Abbildung 6.8 verschiedene relevante Signale erfasst werden. In Kapitel 2.7.1 und Kapitel 2.7.4.3 wurden bereits bewährte Methoden der Signalerfassung zur Ermittlung von Eigenschaften des Fliehkraftpendels im Prüfaufbau zur Ermittlung von Vergrößerungsfunktionen vorgestellt. Die Erfassung von Primär- und Sekundärdrehzahl sowie die Messung des Drehmoments vom Motor kann übernommen und um die für die Untersuchung relevanten Größen des Fliehkraftpendels (Rückstellmoment und Pendelauslenkung) ergänzt werden. Hierfür ergeben sich allerdings Herausforderungen hinsichtlich der begrenzten Zugänglichkeit zu den beiden Größen:

Das Rückstellmoment ist am Originalsystem Fliehkraftpendel nicht, beziehungsweise nur sehr aufwändig messbar, da die Größe direkt von der Pendelmasse auf die Rollen über die WFP 1.2 bzw. WFP2.2 übertragen wird, siehe Kapitel 5.1.2.

Das bedeutet, dass der Messort abweichend zum Entstehungsort gewählt werden muss. Dies erfordert genaue Kenntnis über die Eigenschaften der jeweiligen dazwischen liegenden Elemente des Mess-Koppelsystems (Albers, Boog et al., 2016).

Zusätzlich erschwert die begrenzte optische Zugänglichkeit aufgrund der Berücksichtigung des Einflusses von Öl die Erfassung der Pendelbewegung.

6.3.2 Physische Modellbildung der Prüfumgebung

Die Untersuchung der Nichtlinearität kann anhand eines dynamischen E-Maschinen-Komponentenprüfstands durchgeführt werden. Zur Quantifizierung der nichtlinearen Effekte sind – wie bereits beschrieben – zusätzliche Anforderungen an das Messsystem zur Signalerfassung notwendig, um die „inneren Zustände“ des FKP-Systems sichtbar zu machen. Im Folgenden wird die Prüfumgebung zur Abbildung der dynamischen Zusammenhänge von FKP-Rückstellmoment und Pendelauslenkung vorgestellt.

6.3.2.1 Umsetzung der Konfiguration der Validierungsumgebung

In Abbildung 6.9 ist der Aufbau der Validierungsumgebung zur Charakterisierung der FKP-Systemeigenschaften mittels dem *IPEK eDrive-in-the-Loop-Prüfstand* dargestellt. Dieser setzt sich in der Anwendung der vorliegenden Untersuchung aus einem E-Motor und dem spezifischen, modifizierten Prüfaufbau zur Identifikation der relevanten Zielgrößen des FKP-Systems zusammen.

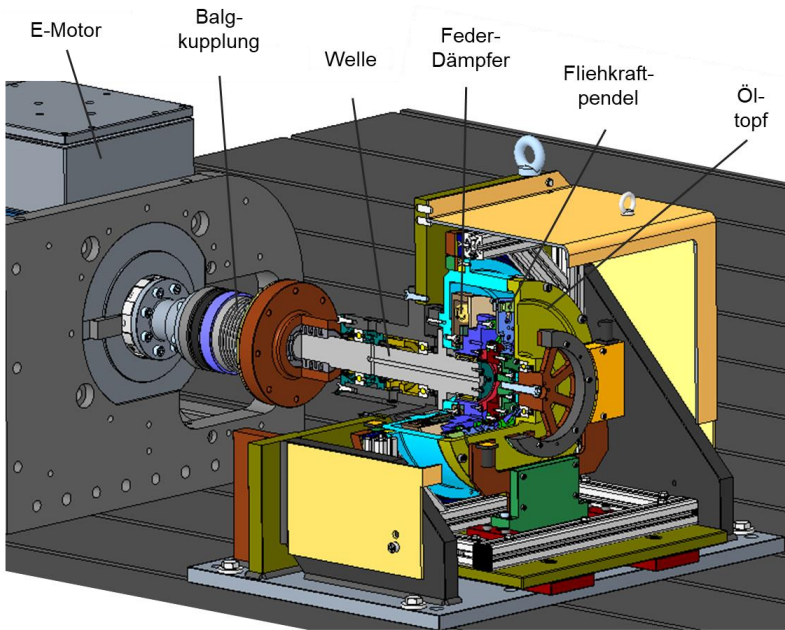


Abbildung 6.9: CAD-Schnitt der Validierungsumgebung zur dynamischen Charakterisierung von FKP-Systemen am IPEK eDrive-in-the-Loop-Prüfstand

Die Antriebsmaschine ist ein hochdynamischer Synchronmotor, welcher die erzwungene Schwingung in den weiteren Prüfaufbau einleitet, siehe Kapitel 6.3.1.1. Zur Ansteuerung der E-Maschine verfügt der Aufbau über einen Frequenzumrichter. Die technischen Daten des E-Motors und des Frequenzumrichters sind Tabelle 1 zu entnehmen:

Tabelle 1: Technische Daten des IPEK eDrive-in-the-Loop-Prüfstands nach IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (2019)

E-Maschine	
Typ:	Krebs & Aulich PMW 132
Leistung nom. / max.:	293 / 440 kW
Drehzahl nom. / max.:	7.000 / 20.000 min ⁻¹
Drehmoment nom. / max.:	400 / 575 Nm
Drehmomentanregung:	Bis zu 600 Hz
Rotorträgheit	0,063 kgm ²
Frequenzumrichter:	
Typ:	Wechselrichter Unico 2400
Leistung nom. / max.:	373 / 560 kW
Schaltfrequenz	2 bis 16 kHz

Der Synchronmotor ist über eine 500 Nm Metallbalgkupplung Modell BK1 mit dem FKP-Prüfaufbau verbunden. Für die Umsetzung der physischen Modellbildung wird der Modellansatz eines Mehrmassenschwingers verwendet, um das schwingungsfähige System für die Charakterisierung des Fliehkraftpendels zu beschreiben.

Das verwendete Prüfstandmodell ist weitestgehend analog zum Aufbau zur Bestimmung der FKP-Vergrößerungsfunktion aus Kapitel 2.7.1 ausgeführt und kann auch für die Untersuchung des nichtlinearen Verhaltens des Fliehkraftpendels näherungsweise als ein Zwei-Massen-Schwinger beschrieben werden. Durch das Einbringen der definierten linearen Steifigkeit, im Anwendungsfall durch einen Feder-

dämpfer, wird der Aufbau in eine Primär- und Sekundärseite aufgeteilt und entsprechende Massen und Steifigkeiten zusammengefasst.

Aufgrund der Erweiterung des Prüfaufbaus um Bauteile für die messtechnische Erfassung der untersuchungsrelevanten Größen, wie dem FKP-Rückstellmoment und der Pendelauslenkung ergeben sich neue Parameter für den Prüfaufbau, die Tabelle 2 zu entnehmen sind:

Tabelle 2: Prüfstandparameter des vorliegenden Schwingungssystems ohne FKP-System

J₁ – Primär [kgm²]		J₂ – Sekundär [kgm²]		c₁ – Dämpfer [Nm/rad]	
E-Maschine	0,055	Dämpfer Sekundär + ½ x Federn	0,0113	Feder- dämpfer	2200
Drehmoment- messwelle	0,0048	Adapter + Verschraubung	0,0146		
Metallbalg- kupplung	0,0034	DMS- Messflansch	0,0047		
Adapter+Welle inkl. Schrauben	0,0562	Prüflings- aufnahme	0,0029		
Drehgeber Primär	0,0182	ZSB Drehzahl Sekundär	0,0296		
Öltopf + Öldeckel + Schrauben	0,3344				
Telemetrie (Antennen + Verstärker)	0,0669				
Dämpfer Primär + ½ x Federn	0,0524				
Summe J₁	0,5914	Summe J₂	0,0631		

Die Gültigkeit dieser Vereinfachung zeigt sich durch die untersuchungsrelevanten Frequenzen bis 100 Hz, welche sich aus den Betriebspunkten für die Untersuchung

ergeben. Um eine ausreichende Schwingungsamplitude für FKP-Systeme zum Einsatz in Vierzylinderanwendungen zu erreichen werden Prüfdrehzahlen bis 900 min^{-1} untersucht, siehe Kapitel 6.3.1.1.

Über die primärseitige Anregung wird die Schwingung durch die E-Maschine eingeleitet, die Schwingungsenergie im Federdämpfer zwischengespeichert und an das sekundär angebrachte Fliehkraftpendel weitergeleitet. Durch die Auslenkung der Pendelmassen wird die Schwingungsenergie des Systems aufgenommen und ein entsprechendes Rückstellmoment wieder an die Trägerscheibe zurückgeleitet.

Das Top-Down Modell in Abbildung 6.10 stellt diesen Leistungsfluss dar. Aus dem Zweck der Modellbildung zur Erweiterung des Systemverständnisses wird das physische Fliehkraftpendel als System-under-Investigation modelliert, ohne den weiteren Leistungsfluss im Antriebsstrang zu betrachten, siehe Kapitel 2.1.4.

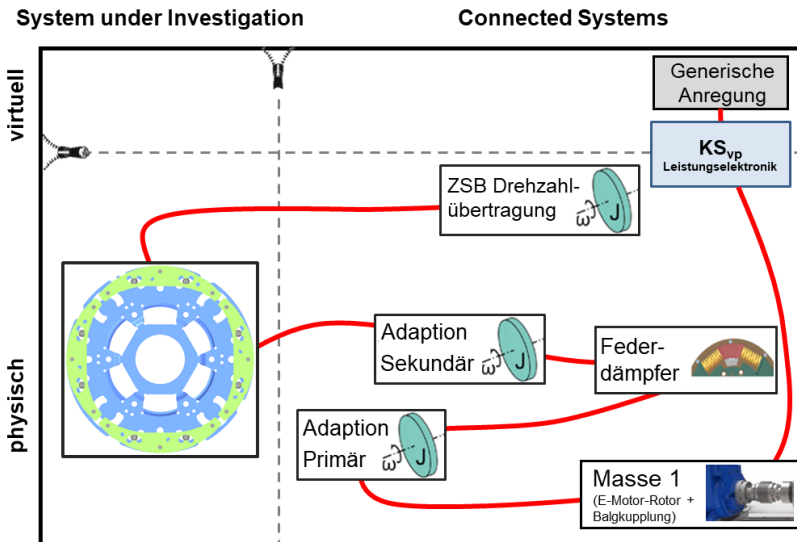


Abbildung 6.10: Top-Down Modell der Validierungsumgebung zur Charakterisierung von FKP-Systemen – eigene Darstellung nach Albers, Geier, Jaeger und Stier (2013)

In Abbildung 6.11 ist das dazugehörige CAD-Schnittmodell dargestellt.

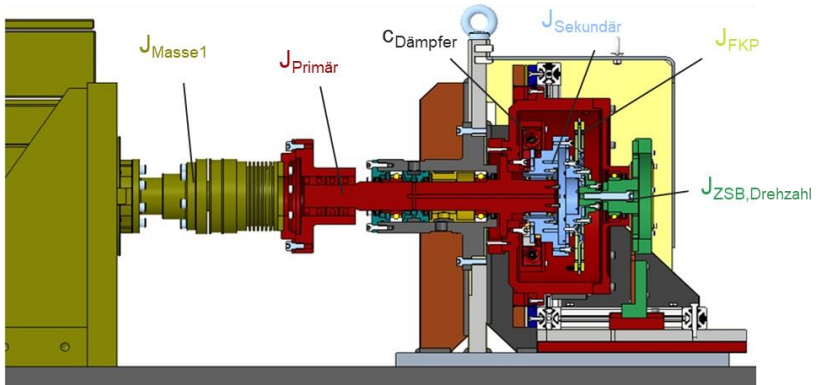


Abbildung 6.11: CAD-Schnittmodell mit Aufteilung der Massenträgheit des Prüfaufbaus zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik

6.3.2.2 Signalerfassung

Zum Einstellen der notwendigen Betriebspunkte ist sowohl eine genaue Kenntnis über die eingeleitete Schwingung in Form der Drehzahl und einer überlagerten Drehmomentamplitude als auch die Erfassung der charakteristischen Eigenschaften des modifizierten Prüfaufbaus als Schwingungssystem notwendig.

Die Drehzahlerfassung erfolgt analog zum Prüfaufbau aus dem Stand der Forschung in Kapitel 2.7.1 über zwei Inkrementaldrehgeber:

Drehzahlerfassung:

- $N_{\text{Primär}}$: Inkrementaldrehgeber MHGP 20 Fa. Baumer
- $N_{\text{Sekundär}}$: Inkrementaldrehgeber MHGP 200 Fa. Baumer

Ebenfalls wird die Eingangsgröße der eingeleiteten Momentamplitude über die bereits vorhandene Drehmomentnabe erfasst.

Drehmomentenerfassung:

- $M_{\text{primär}}$: Drehmoment Messnabe T40 Fa. HBM

Als weitere Messgrößen werden Hydraulikdruck, Ölvolumenstrom und Temperatur mit geringer Auflösung erfasst, um eine Überwachung des Schmierölkreislaufes der Wellenlagerung zu gewährleisten und Störeinflüsse auf die Erfassung der FKP-Parameter zu vermeiden. Auf diese Größen wird aufgrund der minimalen Bedeutung in der weiteren Betrachtung der Arbeit zum Erreichen des Forschungsziels nicht tiefer eingegangen.

Zur Identifikation der dynamischen Teilsystemeigenschaften des Fliehkraftpendels ist eine zusätzliche Sensorik notwendig, um die Beziehung zwischen dem FKP-Rückstellmoment und der entsprechenden Pendelauslenkung darzustellen. Hierfür gilt es geeignete Mess-Koppelsysteme zu erarbeiten.

Um die bereits in Kapitel 6.3.1.2 beschriebenen Herausforderungen der begrenzten Zugänglichkeit für die Erfassung des Rückstellmoments und der Pendelauslenkung zu meistern, ist für die Entwicklung des Messsystems die Kenntnis über das Übertragungsverhalten des Koppelsystems zwischen Sensor und idealem Messort entscheidend. Insbesondere aufgrund der nichtlinearen Charakteristik ist für die dynamische Bestimmung des Rückstellmoments eine entsprechend hohe Genauigkeit erforderlich. Diesbezüglich werden zwei Ansätze verfolgt und gegenübergestellt und hinsichtlich ihrer Eignung bewertet:

- Bestimmung über Schnittmoment des Federdämpfers
- Integration eines Messmomentflanschs

Bestimmung FKP-Rückstellmoment über Federschnittmoment

Für die Erklärung zur Bestimmung des FKP-Rückstellmoments anhand des Moments im Federdämpfer eignet sich die Betrachtung des schematischen Schwingungsmodells des Prüfaufbaus in Abbildung 6.12.

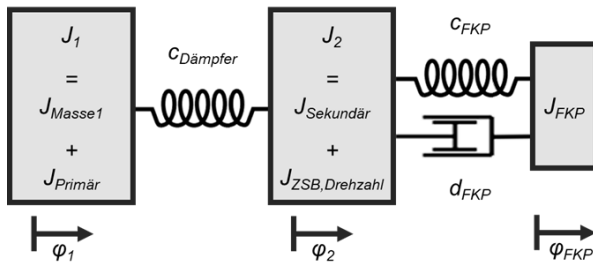


Abbildung 6.12: Schematisches Schwingungsmodell zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments über das Schnittmoment des Federdämpfers

Das Fliehkraftpendel kann wie in Kapitel 2.6.1 beschrieben analog zum klassischen Schwingungstilger als ein Feder-Masse System modelliert werden, wobei die Tilgermasse J_T die effektive Massenträgheit der Pendelmassen J_{FKP} abbildet und der Pendelmassenträger J_s ein Teil der Sekundärmasse J_2 darstellt.

Durch das Freischneiden der Masse J_2 in Abbildung 6.13 kann die grundlegende Betrachtung, der angreifenden Schnittkräfte dazu genutzt werden, um Rückschlüsse auf das FKP-Rückstellmoment zu ziehen.

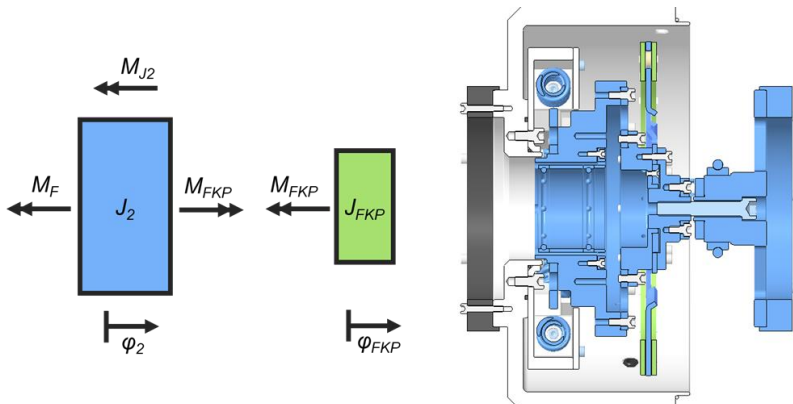


Abbildung 6.13: Freischnitt der Sekundärmasse des Prüfaufbaus zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments

Über die Bestimmung des relativen Verdrehwinkels durch Differenzierung der beiden absoluten Drehwinkel der Primär- φ_1 und Sekundärseite φ_2 und der linearen Federsteifigkeit c_F lässt sich das wirkende Federmoment, welches auf die Masse J_2 wirkt, berechnen. Das FKP-Rückstellmoment $M_{FKP, Schnitt}$ kann dadurch unter Berücksichtigung des existierenden Trägheitsmoment M_{J_2} aus der Masse J_2 und der Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}_{J_2}$ berechnet werden.

Die Zuverlässigkeit der Messergebnisse ist stark von der Charakteristik des Federdämpfers abhängig. Durch Nichtlinearitäten wie Dämpfungseffekte und Spieldurchgänge kann das berechnete FKP-Rückstellmoment verfälscht werden. In vorangegangenen internen Untersuchungen im Hause Schaeffler wurde ein Dämpferkonzept entwickelt, welches diese nichtlinearen Effekte weitestgehend minimiert. Um Spieldurchgänge zu vermeiden, werden nahezu reibfreie Druckfedern verwendet und eine geeignete Vorspannung der Federn genutzt. Die ermittelte Federsteifigkeit c_F des verwendeten Dämpfers¹, die für die Berechnung des Federmoments berücksichtigt wird, liegt bei 38,4 Nm/°.

¹ Torsionskennlinie im Anhang

FKP-Rückstellmomentmessung über Messmomentflansch:

Ein weiterer Ansatz das Rückstellmoment von FKP-Systemen zu ermitteln, basiert auf der messtechnischen Erfassung des wirkenden Moments. Da das erzeugte Rückstellmoment nicht direkt in den Wirkflächenpaaren zwischen Rollen und Masse gemessen werden kann, ist der Messort abweichend zum Entstehungsort. Dies muss, wie im Stand der Forschung erläutert, in der Auswertung der Ergebnisse berücksichtigt werden. Im Folgenden geschieht dies über die Beschreibung des entsprechenden Mess-Koppelsystems und der Kompensation dessen Einflusses auf den Messwert.

Um das dynamische Systemverhalten des Fliehkraftpendels möglichst exakt abbilden zu können, ist es notwendig das physisch-mechanische Mess-Koppelsystem geeignet zu reduzieren. Durch den Prüfaufbau mit Öltopf zur Messung im Ölmedium ist allerdings, aufgrund von begrenzter Zugänglichkeit und Ölverträglichkeit der Signalübertragung, kein standardisierter Drehmomentaufnehmer in der Nähe des Fliehkraftpendels verwendbar.

Die Messung des FKP-Rückstellmoments erfolgt daher über einen mit Dehnungsmessstreifen applizierten, spezifischen Messflansch, der einen Einsatz im Ölmedium ermöglicht. Dabei ist das DMS-basierte Messprinzip analog zu den industriellen Anwendungen in Drehmomentaufnehmern (siehe Kapitel 2.7.4.1) und das Sensorsignal wird über spezielle Telemetrieantennen übertragen.

Die Ausführung des Messflanschs ist in Abbildung 6.14 dargestellt. Um die für das DMS-Messprinzip notwendige Dehnung im Stahl zu erreichen, sind in Umfangsrichtung acht symmetrisch ausgefräste Fenster eingelassen.

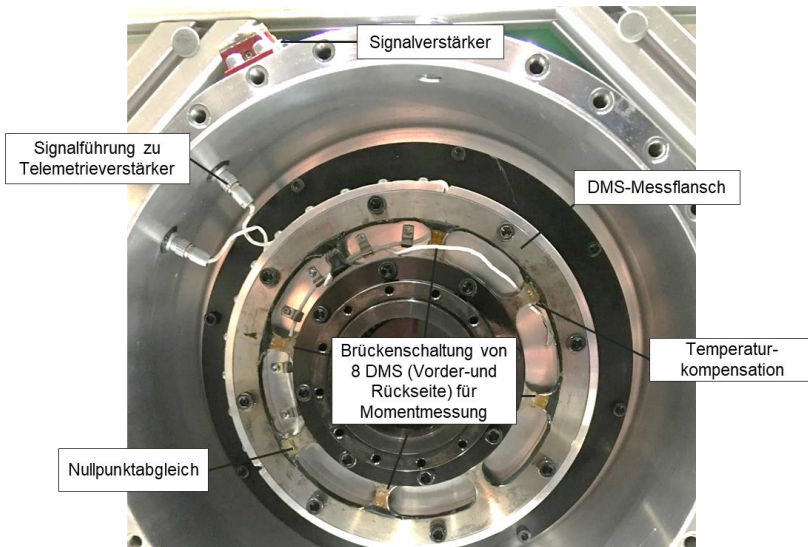


Abbildung 6.14: Entwickelter DMS-Messflansch zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments im Prüfaufbau

Insgesamt besteht der Messflansch aus sechszehn DMS-Sensoren des Typs FAED-07-35-D6E-P, die an vier der acht Stege des Messmomentenflanschs angebracht sind. Dabei sind acht Halbbrücken zu einer Vollbrücke verschaltet, siehe Kapitel 2.7.4.1. Außerdem sind Kompensationselemente realisiert, um das Messsignal gegenüber Störgrößen wie Temperatureinflüssen unempfindlicher zu gestalten².

Die technischen Eigenschaften des Messmomentenaufnehmers sind in Tabelle 3 aufgeführt. Diese wurden nach industriellem Standard zur Spezifikation von Drehmomentenaufnehmern der Fa. HBM ermittelt (Schicker & Wegener, 2002).

² Ausführliche Dokumentation zu dem Aufbau der Sondermesstechnik im Anhang

Tabelle 3: Technische Daten des entwickelten DMS-Messflanschs im Prüfaufbau

DMS-Messflansch:	
Messbereich	$\pm 500 \text{ Nm}$
Linearitätsfehler	$< 0,1 \%$
Wiederholgenauigkeit:	$< 0,2 \%$
Hysterese:	$< 1 \%$
Nullpunktdrift:	$< 0,3 \%$ / 10 K
Temperaturreich Sensorik:	0 – 170 °C
T-Bereich Verstärker:	0 – 120 °C
Schutzklasse	Öl dicht

Um eine einfache Anbindung von unterschiedlichen FKP-Systemen zu gewährleisten, ist der Messflansch zwischen einer entsprechenden Pendelaufnahme und dem Federdämpfer angeordnet, siehe Abbildung 6.15.

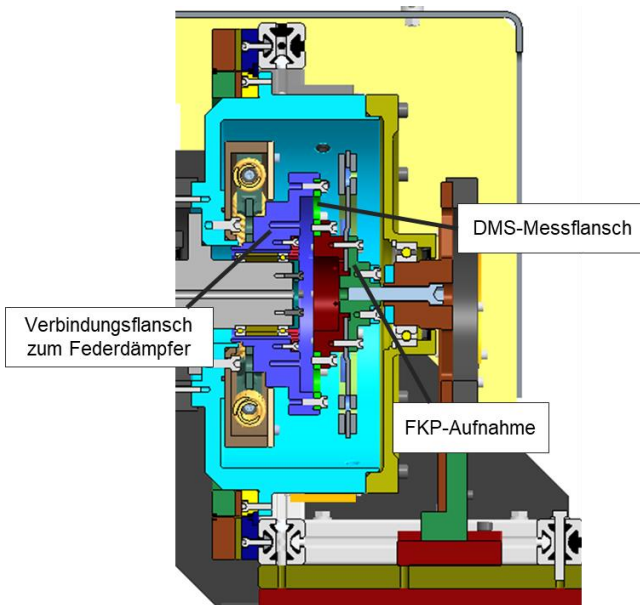


Abbildung 6.15: Anordnung des DMS-Messflanschs im CAD-Schnitt des Prüfaufbaus zur Erfassung des FKP-Rückstellmoments

Die Kalibrierung des Messmomentflansch erfolgte nach DIN 51309 (Norm DIN 51309)³.

Pendelwinkelerfassung

Aufgrund der optischen Unzugänglichkeit durch den Öltopf wird für die Erfassung der Pendelmassenauslenkung auf die Methode der direkten Magnetfeldmessung mit Hallsensoren zurückgegriffen, siehe Kapitel 2.7.4.3. Zur Signalerfassung der Bewegung der einzelnen Pendelmassenpaare werden je zwei Magnete aus Samarium-Cobalt ($\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$) zur Magnetfelderzeugung an einer Pendelmasse eingesetzt, siehe Abbildung 6.16.

³ Kalibrierprotokoll im Anhang

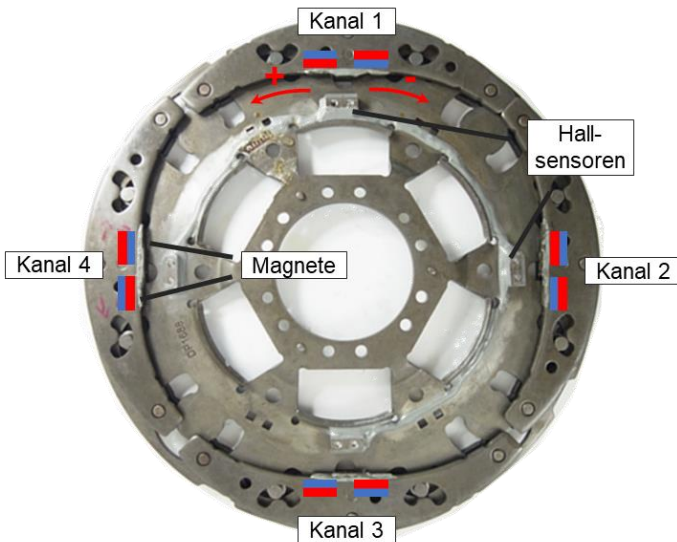


Abbildung 6.16: Beispiel für ein Fliehkraftpendel mit Hallsensor-Applikation zur Erfassung der Pendelmassenauslenkungen

Die Hall Sensoren des Typs HAL830 sind an der Trägerscheibe über verschraubte Halterungen befestigt und können die unterschiedlichen Spannungen im Magnetfeld messen. Über den eingestellten Messbereich der Hall Sensoren dienen die gemessenen Spannungen als Indikator für die Pendelmassenbewegung. Die technischen Daten zu den verwendeten Sensoren sind Tabelle 4 zu entnehmen.

Tabelle 4: Technische Daten der verwendeten Hallsensoren zur Ermittlung der Pendelmassenauslenkungen

Hallsensoren:	
Typ:	Micronas HAL 830
Genauigkeit	$\pm 2 \%$ (Messung der magn. Feldstärke)
Auflösung	12 Bit
Signalbandbreite	max. 2 kHz
Temperaturbereich	-40 bis 170 °C

Eine besondere Herausforderung stellt die Bestimmung des Umrechnungsfaktors der gemessenen Spannung in den Auslenkungswinkeln des FKP-Systems dar. Aufgrund des Bahnverlaufs ist das Verhältnis zwischen Sensorspannung und Pendelwinkel nichtlinear. Der Abstand der Magnete zum Sensor verkleinert sich mit steigender Pendelauslenkung.

In Abbildung 6.17 ist eine im Hause Schaeffler entwickelte Messvorrichtung dargestellt, über welche die geometrischen Maße des Fliehkraftpendels einstellbar sind. Eine Pendelmasse wird hierfür auf einen Schlitten geklemmt und über eine Feder Vorspannt, damit die Masse radial nach außen positioniert wird. Außerdem sind auf dem Schlitten zwei Halterungen befestigt, um die Pendelmassen in einem fest definierten Abstand mittig zur Trägerscheibe auszurichten. Ein Drehgeber Typ ROD 436 der Fa. Heidenhain kann die relative Bewegung der Pendelmasse zur festgeklemmten Trägerscheibe über 2048 Inkremente aufnehmen. Über die Korrelation zwischen der aufgezeichneten Hallspannung und der Bewegung des Drehstabs ergibt sich entsprechend eine Kalibrierkurve zur Ermittlung der Pendelauslenkung.

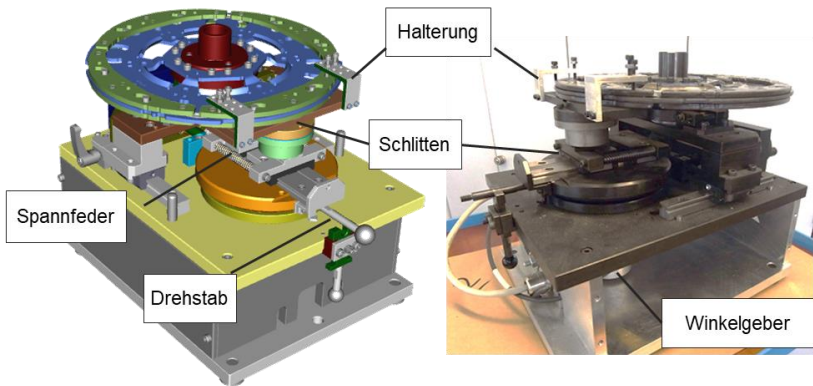


Abbildung 6.17: Messvorrichtung zur Ermittlung des Verhältnisses zwischen Hallspannung und Pendelauslenkung

Für jedes Pendelmassenpaar existiert eine eigene Umrechnungskurve, da sich die Positionierung der Magnete zum Hallsensor durch die individuelle Anbringung unterscheidet. In Abbildung 6.18 sind die unterschiedlichen Kalibrierkurven für jedes Pendelmassenpaar abgebildet.

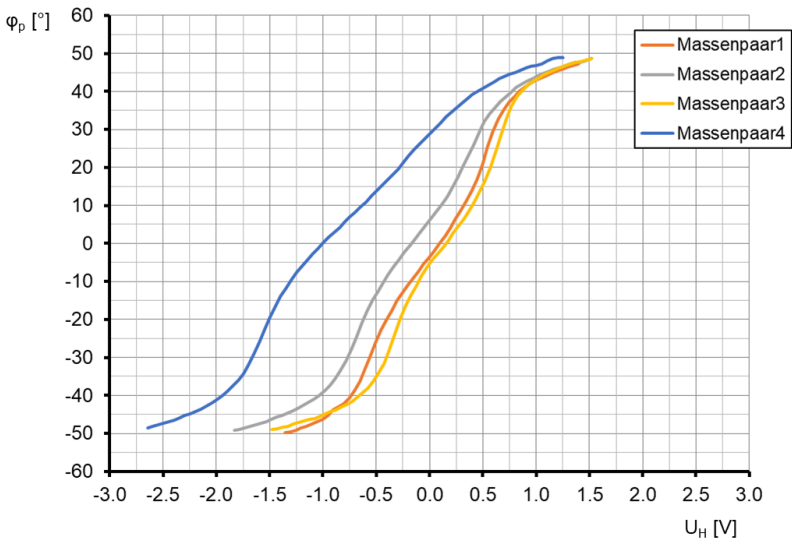


Abbildung 6.18: Umrechnungskurven der gemessenen Hallspannungen U_H für die jeweilige Pendelmassenauslenkung

In Abbildung 6.19 ist der Telemetrieaufbau zur Erfassung der Signalgrößen illustriert. Die Führung der telemetrisch erfassten Signale des DMS-Messflansch und der Hallsensoren erfolgt jeweils über eine Kabelführung und eine Steckverbindung aus dem Öltopf. Außen am Topf angebracht rotieren ein 1-Kanal Signalverstärker Typ PCM-16Bit-DMS für die Verarbeitung des DMS-Flansch Signals und ein 4-Kanal Signalverstärker Typ PCM 12Bit-Hall für die Signale der Hallsensoren mit. Über die induktive Übertragung werden die jeweiligen Messsignale von Rotorantenne auf die Statorantenne und von dort an die jeweilige Auswerteeinheit übertragen. Von den Auswerteeinheiten werden die Rohdaten verarbeitet und als Analogsignale an das Messsystem übermittelt.

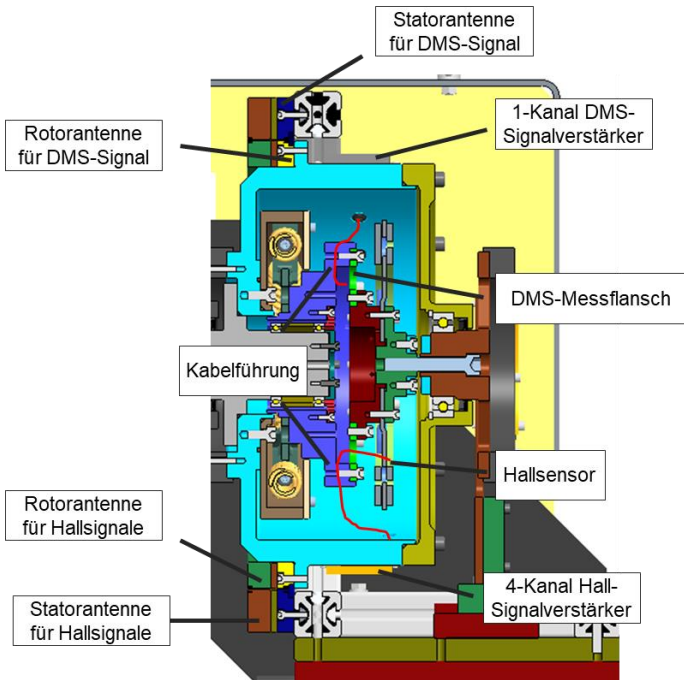


Abbildung 6.19: Messtechnischer Aufbau zur telemetrischen Erfassung der FKP-Größen im CAD-Schnitt

Die technischen Daten sind Tabelle 5 zu entnehmen:

Tabelle 5: Technische Daten der im Prüfaufbau verwendeten Telemetrie

1-Kanal Signalverstärker DMS:	
Typ	PCM Flex 1-Kanal DMS Fa. Manner
Auflösung	16 Bit
Bandbreite	1 kHz
Abtastrate	6,62 kHz
4-Kanal Signalverstärker Hall:	
Typ	PCM Hall 4-Kanal Fa. Manner
Auflösung	12 Bit
Bandbreite	5 kHz
Abtastrate	20 kHz

6.3.2.3 Messdatenerfassung

Die Messdaten werden in dieser Arbeit mit dem Hochgeschwindigkeits-Messdatenerfassungs- und Verarbeitungssystem *PikesPeak* der Schaeffler Engineering GmbH aufgezeichnet (Schaeffler Engineering GmbH, 2013). Mit diesem Messsystem lassen sich über verschiedene Messkarten sowohl die Drehzahlinformationen als auch gemessene Analogsignale wie das Rückstellmoment und den FKP-Winkel sowie vorgegebene Soll-Signale zur Betriebspunkteinstellung des E-Motors aus der Prüfstandsteuerung synchron erfassen.

Die TTL-Signale (Transistor-Transistor-Logik-Signale) der Inkrementaldrehgeber zur Erfassung der Drehzahl werden im *PikesPeak* über ein Countermodul verarbeitet (Schaeffler Engineering GmbH, 2013). Ein integrierter Prozessor zählt mit einer Auflösung von rund 80 ps (Taktfrequenz von 12,5 GHz) die Impulse der Drehgeber (1024 Inkremente) und berechnet aus den Rohdaten ein entsprechendes Drehzahl-signal.

Die Analogsignale werden im PikesPeak über ein Modul mit abschließendem 16 Bit A/D-Wandler aufbereitet (Schaeffler Engineering GmbH, 2013). Über eine entsprechend hohe Abtastrate von bis zu 500 kHz pro Kanal ist es möglich, die für die Untersuchung notwendige Auflösung von 5 kHz für die Signale des Rückstellmoments und der Winkelsensoren ohne Einschränkung zu gewährleisten.



Abbildung 6.20: Frontansicht des PikesPeak-Messsystem nach Schaeffler Engineering GmbH (2013)

6.4 Verifikation der Modellbildung des Prüfaufbaus

Zur Verifikation der Modellbildung des Prüfaufbaus für die Anwendung der Bewertungsmethode bezüglich der nichtlinearen Charakteristik von FKP-Systemen, werden zunächst Experimente zur Beobachtung und Quantifizierung der Einflussfaktoren auf den Rückstellmomentverlauf über den Pendelwinkel durchgeführt.

Die Untersuchungen zur Verifikation der Modellbildung gliedern sich hierbei in zwei Teile. Zunächst liegt der Fokus auf der korrekten Erfassung der für die Untersuchung relevanten FKP-Größen und zum andern wird in Kapitel 7 überprüft, ob offensichtliche Einflussfaktoren durch die physische Modellbildung am Prüfstand abgebildet werden können.

Die Untersuchungen bezüglich der korrekten Erfassung der Pendeleigenschaften setzen sich aus den folgenden Bausteinen zusammen:

- Beschreibung der Mess-Koppelsysteme zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments,
- Gegenüberstellung der Messmethoden für das FKP-Rückstellmoment,
- Beschreibung des Mess-Koppelsystems für die Erfassung der Pendelauslenkung,
- Gegenüberstellung der Pendelwinkelerfassung einzelner Massen.

6.4.1 Vollständige Beschreibung der Mess-Koppelsysteme zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments

Die Erfassung des FKP-Rückstellmoments wird in der vorliegenden Arbeit, gemäß Kapitel 6.3.2.2, anhand zwei verschiedener Methoden durchgeführt.

Während über den applizierten DMS-Messflansch das Rückstellmoment $M_{FKP,DMS}$ telemetrisch gemessen wird, erfolgt die Berechnung des FKP-Rückstellmoments $M_{FKP,Schnitt}$ durch die Bestimmung des Federschnittmoments aus dem Federdämpfer.

In beiden Fällen muss das jeweilig entsprechende Mess-Koppelsystem näher betrachtet werden, um das tatsächlich wirkende FKP-Rückstellmoment dynamisch zu ermitteln. Neben der Berücksichtigung von Trägheitsmomenten aus den beschleunigten Massen zwischen idealer und tatsächlicher Messstelle sind auch weitere Einflüsse aus dem Mess-Koppelsystem wie Steifigkeiten und relative Totzeiten in der Signalübertragung von Relevanz (Albers, Boog et al., 2016).

Wie in Kapitel 6.3.2.2 erläutert, kann über das Schnittmoment des Federdämpfers auf das FKP-Rückstellmoment geschlossen werden. Dieses lässt sich über die Erfassung der beiden absoluten Drehwinkel der Primär- φ_1 und Sekundärseite φ_2 und der linearen Federsteifigkeit c_F berechnen. Die Kompensation erfolgt durch die Berücksichtigung des Beschleunigungsmoments der Trägheit der Bauteilelemente des Prüfaufbaus nach dem Federdämpfer gemäß Gleichung 35:

$$M_{FKP,Schnitt}(\mathbf{t}) = M_F(\mathbf{t}) + M_{J_2}(\mathbf{t}) = c_F (\varphi_2(\mathbf{t}) - \varphi_1(\mathbf{t})) + J_2 \dot{\omega}_{J_2}(\mathbf{t}) \quad 35$$

Durch eine zeitsynchrone Erfassung der beiden Drehwinkel (gleiche Messkarte) existieren keine Totzeiten zwischen den Signalinformationen. Zusätzlich können die Elemente des Mess-Koppelsystem aufgrund ihrer Bauteilsteifigkeit und formschlüssigen Verbindung im Rahmen des untersuchungsrelevanten Frequenzbereichs bis 100 Hz als ausreichend starr betrachtet werden. Damit ist das Mess-Koppelsystem

für das Rückstellmoment $M_{FKP,Schnitt}$ vollständig beschrieben und die virtuelle Verschiebung der Messstelle gültig, siehe Abbildung 6.21.

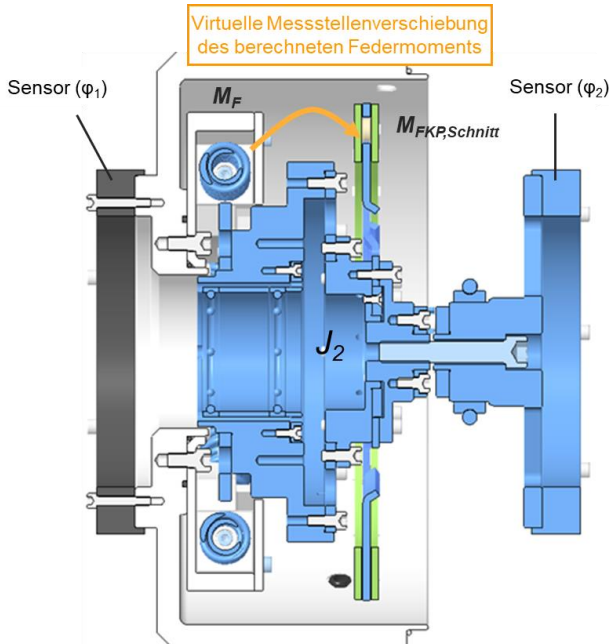


Abbildung 6.21: Erklärungsmodell des Mess-Koppelsystems für die Bestimmung des FKP-Rückstellmoments aus dem Federmoment

Mit dem Einsatz des spielfrei verschraubten DMS-Messflanschs ergeben sich auch für den zweiten Ansatz zur Bestimmung des FKP-Rückstellmoments zwangsläufig Trägheiten zwischen physischem und virtuellem Messort des Drehmoments. Analog führen diese Trägheiten zu einem Beschleunigungsmoment, welches im Mess-Koppelsystem berücksichtigt werden muss. Bestehend aus der Pendelaufnahme J_{PA} und der Trägerscheibe J_S , sowie dem Zusammenbau der Drehzahlübertragung durch den Topf J_{ZSB} kann diese Baugruppe zu einer gemeinsamen Massenträgheit $J_{2,1}$ zusammengefasst werden, siehe Abbildung 6.22.

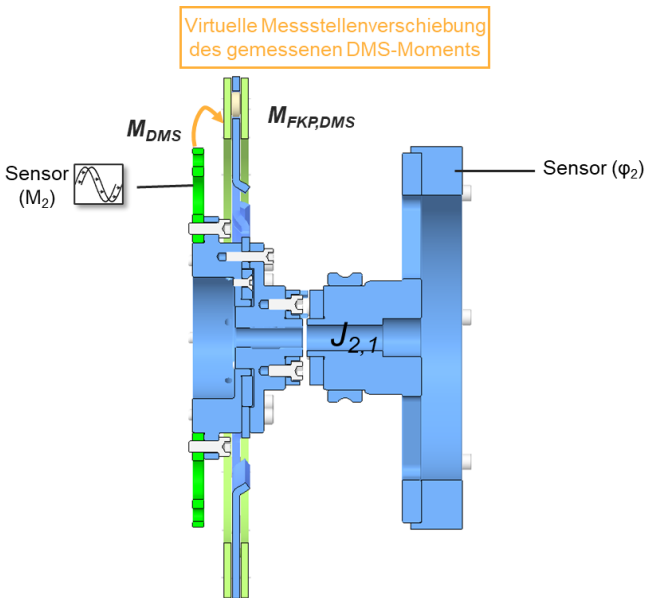


Abbildung 6.22: Erklärungsmodell des Mess-Koppelsystems für die Bestimmung des FKP-Rückstellmoments aus dem DMS-Messflansch

Für das FKP-Rückstellmoment $M_{FKP,DMS}$ ergibt sich folgende Gleichung:

$$\begin{aligned}
 M_{FKP,DMS}(t) &= M_{DMS}(t - T_{DMS}) + M_{J_{2,1}}(t) & 36 \\
 &= M_{DMS}(t - T_{DMS}) + J_{2,1}\dot{\omega}_{J_{2,1}}(t)
 \end{aligned}$$

Da bei diesem Ansatz im Gegensatz zur Berechnung aus dem Federmoment zwei unterschiedliche Signalfade miteinander verrechnet werden, ist für die Beschreibung des Mess-Koppelsystems zusätzlich die relative Signaltotzeit zwischen der Momentmessung aus Telemetrie M_2 und der Winkelbeschleunigung aus Differentiation des sekundären Drehzahlsignals φ_2 zu bestimmen.

Für eine exakte Ermittlung des FKP-Rückstellmoments $M_{FKP,DMS}$ ist somit neben der Kompensation des Trägheitsmoments zusätzlich die Synchronisierung der beiden Signale für Drehmoment und Drehwinkelbeschleunigung zwingend erforderlich, um die Messstelle virtuell verschieben zu können.

Die notwendige Synchronisierung der Inkrementaldrehgeber-Informationen und dem telemetrischen Drehmomentsignal erfolgt über die Verrechnung der relativen Signaltotzeit, welche experimentell ermittelt wird, siehe Abbildung 6.23.

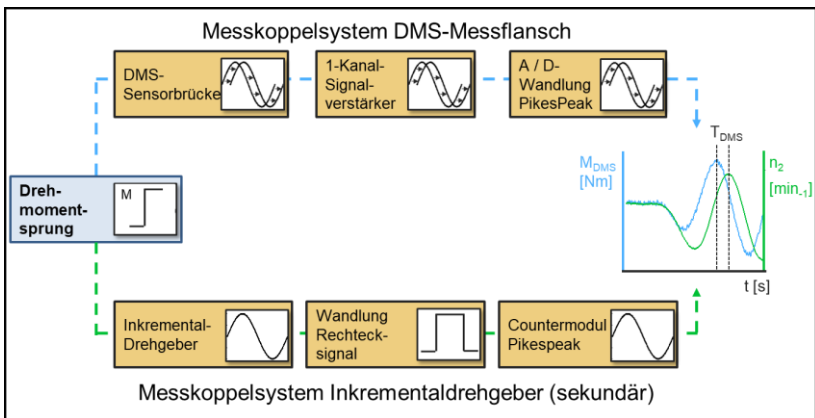


Abbildung 6.23: Experimentelle Ermittlung der relativen Totzeit zwischen Inkrementaldrehgeber (sekundär) und DMS-Messflansch

Über einen vorgegebenen Drehmomentsprung durch die E-Maschine wurde der zeitliche Versatz der Signale mit dem Messsystem PikesPeak aufgezeichnet und ausgewertet. Durch die weiche Steifigkeit des Federdämpfers ist keine absolute Totzeitbestimmung zum Anregungssignal des E-Motors möglich. Allerdings ist das in Bezug auf das Untersuchungsziel auch nicht erforderlich. Die Totzeiten wurden für verschiedene Anregungsfrequenzen und verschiedene Drehzahlen ermittelt und sind in Tabelle 6 für den untersuchungsrelevanten Frequenzbereich dargestellt:

Tabelle 6: Relative Totzeit T_{DMS} zwischen Drehzahl- und DMS-Signal

Drehmomentsprung [Nm]	Drehzahl [min ⁻¹]	Frequenz [Hz]	Relative Totzeit T_{DMS} [s]
200	500	16,66	-0,00077
	750	25,00	-0,00082
	900	30,00	-0,00081

Mit der Bestimmung der relativen Totzeit $T_{DMS} = -0,0008$ s kann das Mess-Koppelsystem für das telemetrisch gemessene DMS-Momentsignal vollständig beschrieben und das tatsächlich wirkende FKP-Rückstellmoment $M_{FKP,DMS}$ ermittelt werden, siehe Abbildung 6.24.

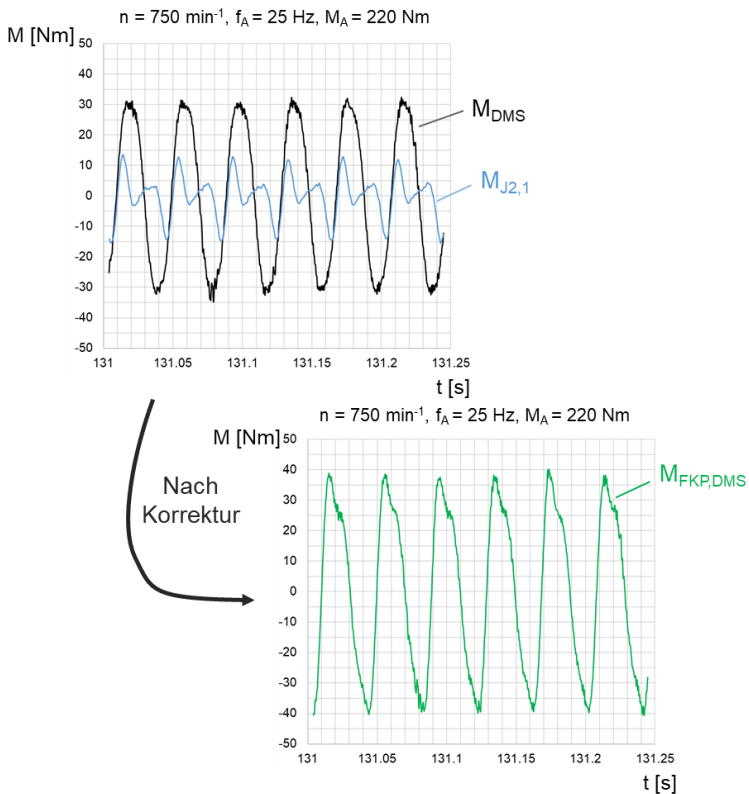


Abbildung 6.24: Kompensation der Mess-Koppelsystemeinflüsse zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments aus dem DMS-Signal

Bei der Ermittlung des Rückstellmoments $M_{FKP,Schnitt}$ aus dem Federschnittmoment werden ausschließlich die Signale der Inkrementaldrehgeber von der Primär- und Sekundärmasse des Prüfaufbaus ausgewertet. Diese sind aufgrund des gleichen Messprinzips und der Aufzeichnung beziehungsweise Verarbeitung innerhalb des identischen Countermoduls im Messsystem PikesPeak zeitsynchron. Dadurch ist die Auswertung des relativen Verdrehwinkels zwischen Primär- und Sekundärseite des Prüfaufbaus durch Differenzierung beider Drehzahlssignale möglich.

Für die Beschreibung des Mess-Koppelsystems zur dynamischen Ermittlung des Rückstellmoments $M_{FKP,Schnitt}$ ist es demnach ausreichend, das Beschleunigungsmoment der physischen Trägheit zwischen der Messstelle und dem Federdämpfer zu kompensieren, siehe Abbildung 6.25.

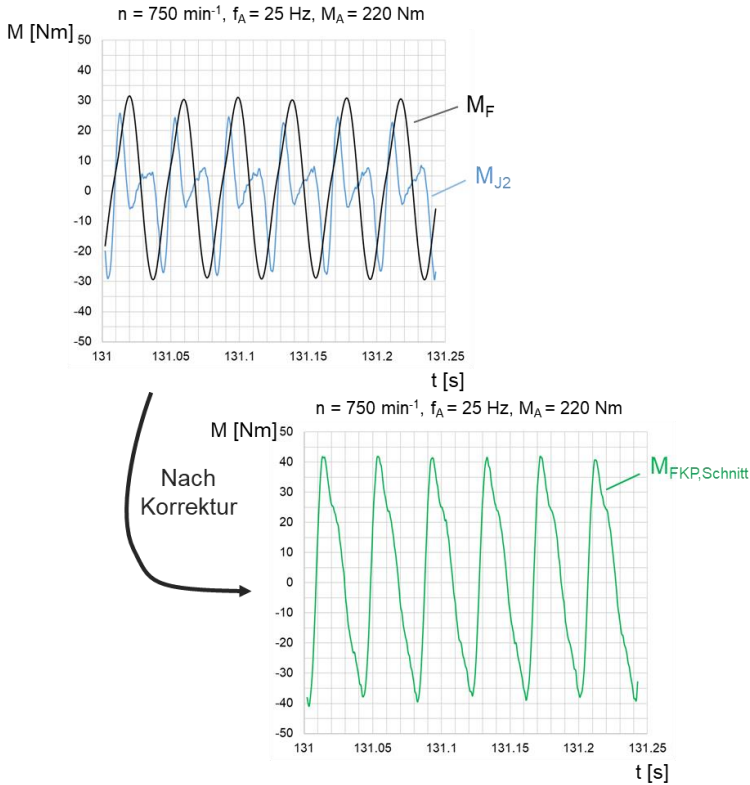


Abbildung 6.25: Kompensation des Mess-Koppelsystemeinflusses zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments aus dem Federschnittmoment

6.4.2 Gegenüberstellung der Messmethoden für das FKP-Rückstellmoment

Die Verifizierung der Messprinzipien für die ermittelten FKP-Rückstellmomente $M_{FKP,DMS}$ und $M_{FKP,Schnitt}$ erfolgt durch den Vergleich der beiden ermittelten Messgrößen für unterschiedliche, sinusförmige Anregungsamplituden in unterschiedlichen Frequenzen durch die E-Maschine. Das Einstellen einer definierten Drehzahl erfolgt über einen integrierten Drehzahlregler, welcher sich gemäß den Anforderungen aus

Kapitel 6.3.1.1 durch einen hohen Integrationsanteil auszeichnet, um die überlagerte Schwingungsanregung nicht zu beeinträchtigen.

Zunächst wird die Abweichung der Sensorspannung U_{DMS} zum Nullpunkt bestimmt, indem der Drehzahl n keine Drehmomentamplitude M_A überlagert wird, siehe Abbildung 6.26.

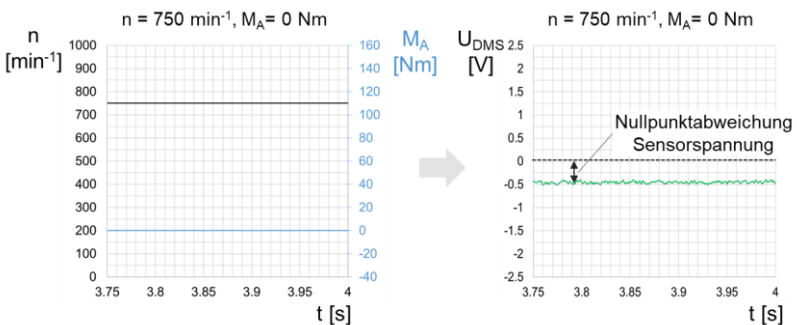


Abbildung 6.26: Bestimmung der Nullpunktabweichung der DMS-Sensorspannung

Eine Abweichung von dieser Referenz kann beim Rückstellmoment $M_{FKP,DMS}$ durch unterschiedliche Schraubenanzugsmomente bei der Montage des Messflansch auftreten. Die Ursache liegt hierbei in der Verspannung der DMS-Sensoren durch die Verschraubung. Eine weiterführende Untersuchung während der Kalibrierung für verschiedene Anzugsmomente der Schrauben am Messflansch zeigte ausschließlich eine Nullpunktverschiebung ohne weiteren Einfluss auf die Messgröße und den Umrechnungsfaktor, wodurch der gemessene Wert um die Abweichung korrigiert wird.

Für das Rückstellmoment $M_{FKP, Schnitt}$ ergibt sich eine Abweichung, sobald die Messgrößen der Inkrementaldrehgeber und/oder die berücksichtigten Trägheiten fehlerbehaftet sind bzw. sich die Charakteristik des Federdämpfers dynamisch verändern sollte. Hierfür wird im Folgenden ausschließlich der Gesamtfehler berücksichtigt.

Die Verifizierung der dynamischen Charakteristik der beiden Ansätze zur Ermittlung des FKP-Rückstellmoments erfolgt anschließend über die Variation der drehzahlüberlagerten Schwingungsamplitude. In den Abbildungen 6.27 und 6.28 sind die Ergebnisse für drei unterschiedliche Anregungsamplituden bei den Drehzahlen $n = 750 \text{ min}^{-1}$ bzw. $n = 900 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Die Anregungsfrequenzen entsprechen der FKP-Ordnung ($q = 2$) für die jeweiligen Drehzahlen.

Durch die Beschreibung der beiden Mess-Koppelsysteme kann die innere Messgröße des FKP-Rückstellmoments über beide Methoden abgebildet werden. Der Vergleich zeigt eine sehr gute Korrelation der beiden Signale, wodurch die dynamische Charakteristik des Fliehkraftpendels abgebildet wird und gezielt bewertet werden kann.

Im weiteren Verlauf der Untersuchung erfolgt keine weitere Unterscheidung der beiden Messgrößen und das ermittelte FKP-Rückstellmoment wird als M_{FKP} bezeichnet.

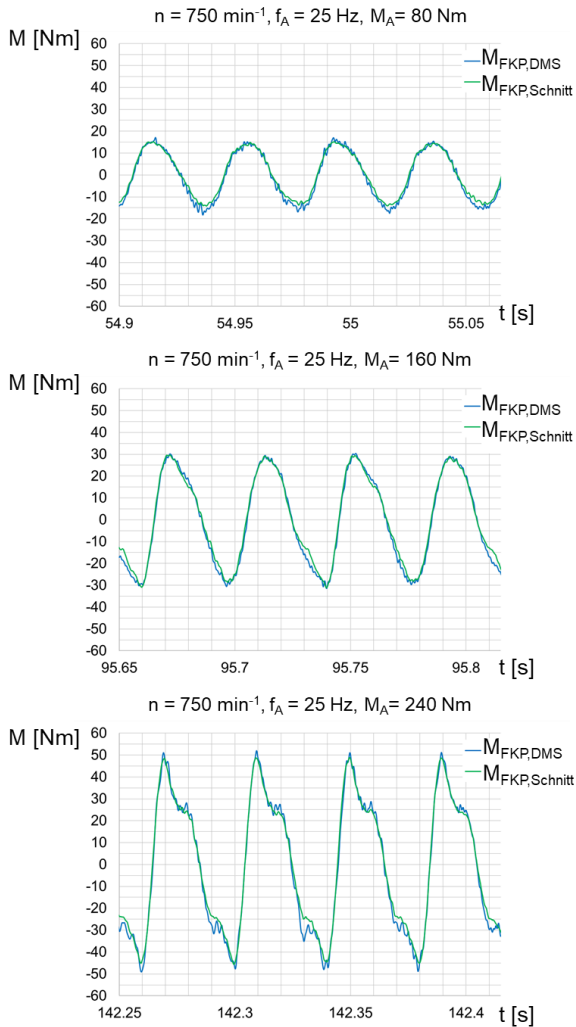


Abbildung 6.27: Vergleich der ermittelten FKP-Rückstellmomente für drei unterschiedliche Anregungsamplituden bei 750 min

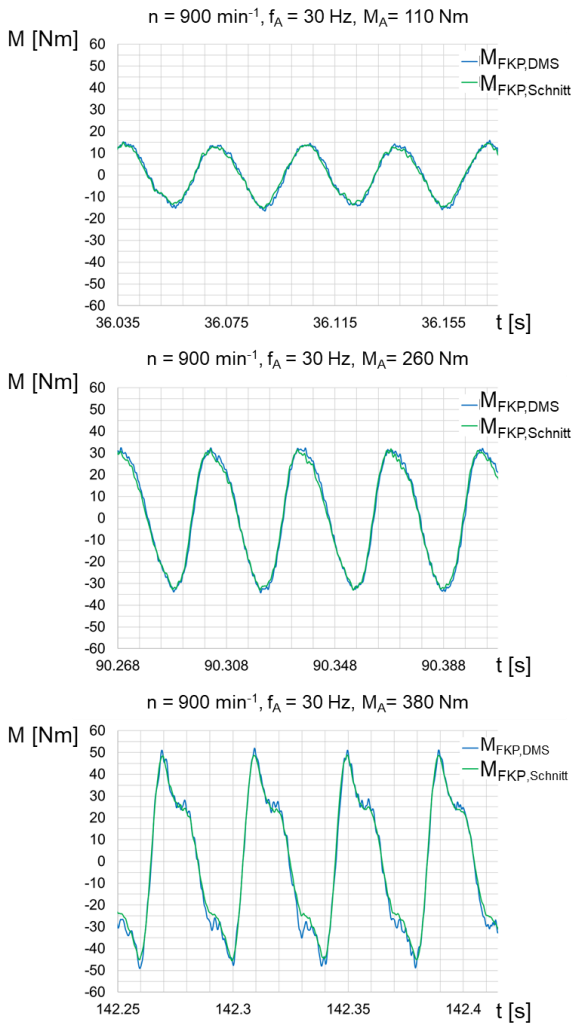


Abbildung 6.28: Vergleich der ermittelten FKP-Rückstellmomente für drei unterschiedliche Anregungsamplituden bei 900 min^{-1}

6.4.3 Beschreibung des Mess-Koppelsystems für die Schwingwinkelerfassung

Zur Darstellung des FKP-Rückstellmoments über die ebenfalls telemetrisch gemessenen Pendelwinkel sind auch die Totzeiten des Mess-Koppelsystems für die Ermittlung der Pendelmassenwinkel zu berücksichtigen. Aufgrund des Messprinzips der direkten Magnetfeldmessung mit Hall-Sensorik (siehe Kapitel 6.3.2.2) sind mit Ausnahme der relativen Totzeit T_{Hall} zu den Drehgeberinformationen keine weiteren Einflüsse aus dem Mess-Koppelsystem zu berücksichtigen. Die Messgrößen werden direkt am gewünschten Messort erfasst. Die relative Signaltotzeit des Mess-Koppelsystems wird analog zur vorangegangenen Vorgehensweise aus Kapitel 6.4.1 experimentell bei drei unterschiedlichen Drehzahlen ermittelt, siehe Tabelle 7.

Tabelle 7: Relative Totzeit T_{Hall} zwischen Drehzahl- und Hallsignal

Drehmomentsprung [Nm]	Drehzahl [min ⁻¹]	Frequenz [Hz]	Relative Totzeit T_{Hall} [s]
200	500	16,66	0,00061
	750	25,00	0,00058
	900	30,00	0,00062

Mit der Bestimmung $T_{Hall} = 0,0006$ s können die aufgezeichneten Signale synchronisiert und der tatsächliche Verlauf des Rückstellmoments über die entsprechende Pendelauslenkung dargestellt werden.

6.4.4 Gegenüberstellung der Auslenkung einzelner FKP-Massen

Für die Ermittlung der Pendelauslenkung wird die Bewegung jedes Pendelmassenpaares aufgezeichnet. Der Vergleich der Informationen aus den verschiedenen Schwingwinkelsensoren soll Rückschlüsse auf die Gesamtbetrachtung der Pendelauslenkung geben.

Das hierfür verwendete Fliehkraftpendel besitzt vier Pendelmassenpaare mit der Aufzeichnung der jeweiligen Schwingbewegung. Der Vergleich der Winkelsignale findet anhand von verschiedenen Schwingungsamplituden und Drehzahlen statt. In den Abbildungen 6.29 und 6.30 sind einzelne Betriebspunkte bei 750 min⁻¹ bzw.

900 min⁻¹ für unterschiedliche Pendelauslenkungen abgebildet. Die dargestellte Schwingungsperiode entspricht jeweils zwei Umdrehungen der E-Maschine.

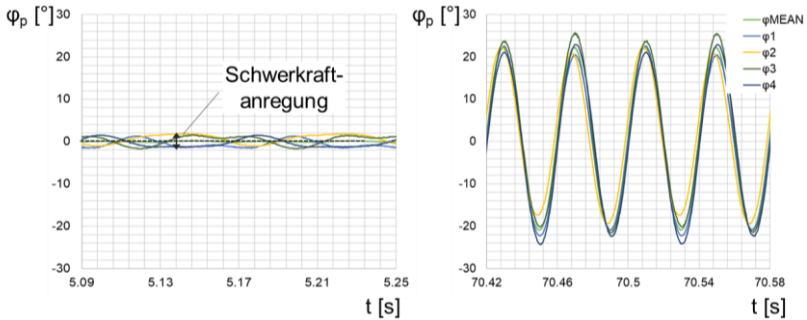


Abbildung 6.29: Auslenkung der einzelnen Pendelmassen für Betriebspunkte bei 750 min⁻¹ ohne überlagerter Drehmomentamplitude (links) und mit Überlagerung (rechts)

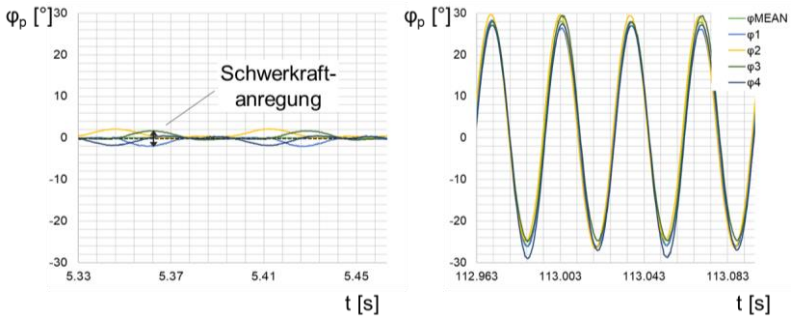


Abbildung 6.30: Auslenkung der einzelnen Pendelmassen für Betriebspunkte bei 900 min⁻¹ ohne überlagerter Drehmomentamplitude (links) und mit Überlagerung (rechts)

Für den Nullpunktgleich ist der Betriebspunkt mit der Drehzahl ohne Überlagerung (links) einer Drehmomentamplitude relevant. Durch die Fliehkraft werden die Pendelmassen radial nach außen positioniert und befinden sich im maximalen Abstand zum Rotationszentrum der Trägerscheibe ohne Auslenkung, siehe Zustand der Nulllage aus Kapitel 5.1.2. Allerdings beeinflusst die Schwerkraft die Amplitude der einzelnen Pendelmassen, da die Rotationsenergie aus der Prüfdrehzahl nicht ausreicht, diese Kraft vollständig zu kompensieren. Infolge der Schwerkraftanregung entsteht eine periodische Abweichung der ersten Ordnung zum absoluten Nullpunkt. Mit zunehmender Drehzahl und Überlagerung einer Drehmomentamplitude wird dieser Effekt kleiner.

Nahezu ganz verschwindet der Einfluss allerdings in der Betrachtung der mittleren Pendelauslenkung φ_{mean} als Mittelwert aller erfassten Pendelwinkel. Diese Betrachtung ist gültig, beziehungsweise für die vorliegende Untersuchung notwendig, da auch die ermittelten Rückstellmomente eine Summe aus allen einzelnen Rückstellmomenten der jeweiligen Pendelbewegung darstellen.

Für den allgemeinen Zusammenhang bezüglich der mittleren Pendelauslenkung φ_{mean} gilt:

$$\varphi_{mean}(t) = \frac{(\varphi_1(t) + \dots + \varphi_j(t))}{j} \quad 37$$

Dabei entspricht j der Anzahl der vorhandenen Pendelmassenpaare des jeweiligen FKP-Systems.

Bei vergleichsweise kleinen Pendelauslenkungen sind sowohl die Schwingungsamplituden als auch die Phasenwinkel der einzelnen Pendelmassenschwingungen zueinander teilweise verschieden. Mit steigenden Pendelwinkeln gleichen sich diese jedoch immer weiter an. Die Ursache hierfür liegt maßgeblich im Einfluss der Dämpfung in Form von coulomb'scher Reibung zwischen den einzelnen Funktionselementen des Fliehkraftpendels auf die Schwingbewegung der Massen, siehe Kapitel 2.6.4. Diese Dämpfung kann sich aufgrund der Abweichung zur idealen, theoretischen Gestalt des Fliehkraftpendels durch Fertigungs- und Montageprozesse unterschiedlich stark auf einzelne Pendelmassen auswirken. Die selbstregulierende Eigenschaft des Fliehkraftpendels kompensiert im Mittel diese unterschiedlichen Schwingbewegungen der Einzelmassen, wodurch die Betrachtung der mittleren Pendelauslenkung das Ziel der dynamischen Charakterisierung des Rückstellmomentverlaufs erfüllt.

Zusätzlich können Abweichungen der einzelnen Schwingungsamplituden auch durch offensichtliche Unsicherheiten in der Messkette durch die Bestimmung des Zusammenhangs zwischen Sensorspannung und korrelierendem Pendelwinkel aus Kapitel 6.3.2.2 auftreten. Durch die Mittelung der einzelnen Winkelsignale werden diese Messungenauigkeiten allerdings statistisch reduziert.

6.5 Zwischenfazit

Mit der Ableitung von Ziel- bzw. Bewertungsgrößen für die Schwingungstilgung von nichtlinearen FKP-Systemen kann der Bewertungsansatz für das FKP-Tilgungspotential in Kapitel 6.2. abgeleitet und damit die Forschungsfrage 1.2 aus Kapitel 3.4 beantwortet werden.

Für die experimentelle Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik konnte die im Stand der Forschung beschriebene Validierungsumgebung für FKP-Systeme, um geeigneten Messstellen erweitert werden. Durch die Berücksichtigung der Totzeit T_{Hal} kann mit den experimentell ermittelten Größen des Rückstellmoments M_{FKP} und der mittleren Pendelauslenkung φ_{mean} die dynamische Charakteristik von FKP-Systemen im Prüfstandmodell abgebildet und die dadurch erfassten Parameter für die Bewertungsmethode zugänglich gemacht werden, siehe Abbildung 6.31.

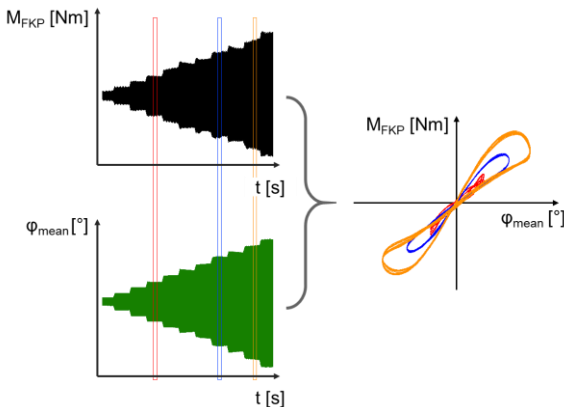


Abbildung 6.31: Darstellung für die zeitsynchrone Erfassung der nichtlinearen Größen der FKP-Charakteristik

Mit steigender Pendelauslenkung bildet sich die nichtlineare Charakteristik des FKP-Rückstellmoments zunehmend aus. Die ausgeprägte Schleifenform der nichtlinearen Effekte aus der theoretischen Betrachtung Kapitel 5.2 ist bei der Überlagerung der beiden Größen qualitativ deutlich zu erkennen. Damit kann auch bereits Forschungsfrage 1.3 nach der Validierungsumgebung teilweise beantwortet.

Im Folgenden wird durch die entwickelte Methode zur Bewertung von FKP-Systemen diese Nichtlinearität für verschiedene FKP-Systeme quantifiziert und dadurch Erkenntnisse gesammelt, wie sich verschiedene Einflussfaktoren auf die experimentell ermittelte Charakteristik auswirken können und ob die Validierungsumgebung für das Untersuchungsziel geeignet ist. Dabei werden zunächst die Messwerte anhand der theoretischen Erwartungshaltung plausibilisiert und anschließend die Messgenauigkeit der ermittelten Größen analysiert.

7 Sensitivitätsanalyse von Einflüssen der Prüfparameter auf die experimentell ermittelte FKP-Charakteristik

In diesem Kapitel sollen grundlegende Erkenntnisse herausgearbeitet werden, ob die entwickelte Prüfumgebung aus Kapitel 6.3.2 zur experimentellen Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik geeignet ist und inwieweit diese von Parametern des Prüfstands qualitativ beeinflusst wird. Ziel ist es dabei, relevante Betriebspunkte zu identifizieren, welche für die Anwendung der Bewertungsmethode notwendig sind und welche Parameter keinen Einfluss auf die tatsächliche dynamische Charakterisierung von FKP-Systemen haben. Damit soll die Eignung der Messmethode und die physische Modellbildung überprüft und validiert werden.

Die experimentellen Untersuchungen bezüglich der Einflussfaktoren auf das Rückstellmoment und die Pendelauslenkung lassen sich grundsätzlich in zwei Bereiche aufteilen:

1. Die Beeinflussung der ermittelten Messwerte durch Modellbildung:
 - Einfluss der Stufenanregung der erzwungenen Schwingung,
 - Einfluss der Anregungsfrequenz der erzwungenen Schwingung,
 - Reproduzierbarkeit der Ergebnisse.
2. Die Abbildung von erwarteten Einflussparametern auf die FKP-Charakteristik:
 - Einfluss der Fliehkraft bei Veränderung der Drehzahl,
 - Einfluss des Ölmediums.

Zunächst wird die allgemeine Vorgehensweise für die Sensitivitätsanalyse beschrieben, bevor im Anschluss die Ergebnisse der Untersuchungen dargestellt werden.

7.1 Testprozedur zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik

Für die experimentelle Umsetzung des Bewertungsansatzes sind verschiedene Einflussparameter zu untersuchen, um zum einen ein Verständnis für die Beeinflussung der Testergebnisse aufzubauen und zum anderen die Vorgehensweise für die Anwendung der Bewertungsmethode zu finalisieren. Variierende Parameter sind unter

anderem die Prüfdrehzahl n , die Anregfrequenz f_A , die Drehmomentamplitude M_A und die Veränderung der Betriebsmedien Luft und Öl.

Eine Erhöhung der Prüfdrehzahl ist aufgrund der physikalischen Grenzen der E-Maschine dahingehend begrenzt, dass eine für den Verlauf des Rückstellmoments ausreichende Schwingungsamplitude der Pendelmassen zu gewährleisten ist. Für FKP-Systeme zum Einsatz in Vierzylinderanwendungen werden Betriebspunkte mit einer Drehzahl von $n = 750 \text{ min}^{-1}$ gewählt. Diese erfüllt die Bedingung, dass die für die Untersuchung ausgewählten FKP-Systeme mit der vorhandenen Dynamik des Prüfaufbaus und der E-Maschine vollständig ausgelenkt werden können. Gleichzeitig wird bei dieser Drehzahl der Schwerkrafteinfluss auf die Pendelbewegung durch die Mittelung der Winkel noch ausreichend kompensiert. Um den Einfluss der Drehzahl auf die Dynamik des Fliehkraftpendels zu untersuchen, wird eine weitere Drehzahl bei $n = 900 \text{ min}^{-1}$ gewählt.

Aus der Literatur ist bekannt, dass bei nichtlinearen Schwingungssystemen instabile Zustände hauptsächlich in der Nähe von Resonanzen auftreten können, der sogenannte Mitraillette-Effekt (Dresig & Fidlin, 2014). Aufgrund der drehzahlabhängigen Eigenschaften des Fliehkraftpendels verändern sich für verschiedene Prüfdrehzahlen auch die Lagen der Eigenfrequenzen des Prüfstandmodells. Da die Eigenfrequenzbetrachtung des Prüfstandmodells aus Kapitel 2.7.1 auf einem linearisierten FKP-System basiert und zudem bisher eine Abhängigkeit der Pendelordnung vom Auslenkungswinkel nicht berücksichtigt wurde, wird anhand von Messungen der Vergrößerungsfunktionen für verschiedene Anregungsamplituden überprüft, inwieweit die vorgesehenen Betriebspunkte die Bedingung eines ausreichenden Abstands zu den Modellresonanzen erfüllt.

Anschließend wird mit Momentrampen überprüft, ob diese Bedingung für verschiedene Variationen der erzwungenen harmonischen Anregung mit unterschiedlichem Energieeintrag der Schwingung tatsächlich instabile Zustände vermeidet und zu reproduzierbaren Ergebnissen für die Ermittlung der dynamischen Charakterisierung des Fliehkraftpendels führt.

Um abschließend die Forschungsfrage 1.3 nach der geeigneten Validierungsumgebung zur Anwendung der Bewertungsmethode beantworten, soll abschließend überprüft werden, inwieweit erwartete Einflussparameter aus der Theorie qualitativ abgebildet werden. Dabei liegt der Anspruch an die Validierungsumgebung darin, dass eine Anwendung der Bewertung anhand der experimentell ermittelten nichtlinearen Charakteristik verschiedener FKP-Systeme unabhängig ihres Arbeitsmediums bzw. Einsatzes im Kfz-Antriebsstrang ermöglicht wird.

7.1.1 Experimentelle Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik

Die experimentelle Ermittlung der Vergrößerungsfunktion der Validierungsumgebung erfolgt analog zur Vorgehensweise aus Kapitel 2.7.2.

Schrittweise wird das Schwingungsmodell mit verschiedenen Anregungsfrequenzen durch die E-Maschine angeregt. Dabei werden die Drehzahl und die Erregeramplitude während einer Messreihe nicht variiert. Über die Auswertung durch eine harmonische Analyse können die Amplituden der beiden Drehzahlsensoren Primär- und Sekundärseite ermittelt werden. Zu jeder angeregten Frequenz wird der Quotient aus Sekundär- zu Primäramplitude gebildet und damit die Vergrößerungsfunktion und damit die Ordnung des Fliehkraftpendels ermittelt.

7.1.2 Momentrampe zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik

Die Verlaufsbestimmung des Rückstellmoments über der Auslenkungsamplitude wird am Prüfstand wie in Kapitel 6.2 beschrieben durch die stufenweise Einleitung einer Schwingungsanregung, der sogenannten Momentrampe durchgeführt. Hierbei wird das Fliehkraftpendel mit einer schrittweise steigenden Schwingungsamplitude M_A durch den E-Motor ausgelenkt. Anschließend wird in gleicher Schrittweite das Moment entsprechend wieder reduziert und der resultierende Rückstellmomentverlauf miteinander verglichen. Die Drehzahl n und die Anregungsfrequenz f_A der Schwingung werden innerhalb einer Rampe zunächst nicht variiert, siehe Abbildung 7.1.

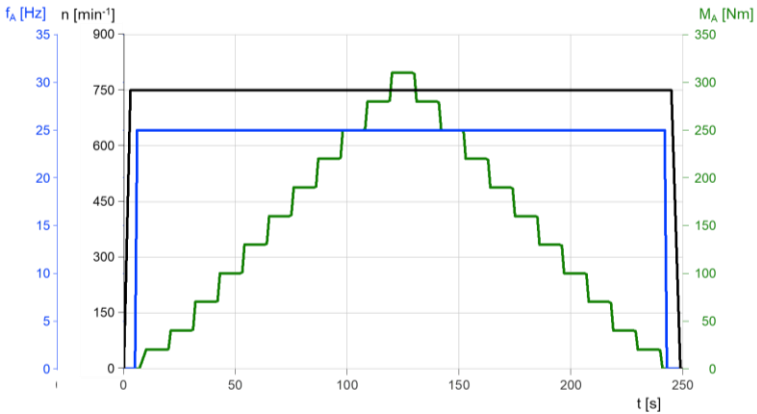


Abbildung 7.1: Beispiel eines Prüflaufs einer Momentrampe zur stufenweisen Ermittlung des FKP-Rückstellmomentverlaufs

Der Zusammenhang zwischen der Schwingungsanregung durch die Sollvorgaben der E-Maschine und der daraus resultierenden, relevanten Messgrößen des Fliehkraftpendels ist in Abbildung 7.2 exemplarisch für den Prüflauf der Momentrampe bei einer Drehzahl $n = 750 \text{ min}^{-1}$ und einer Anregungsfrequenz $f_A = 25 \text{ Hz}$, welche der zuvor Ermittelten FKP-Ordnung bei dieser Drehzahl entspricht, dargestellt. Die Amplitudenvorgabe M_A variiert dabei im Bereich von 0 Nm bis 310 Nm in definierten Stufen. Mit dieser schrittweisen Auslenkung kann der FKP-Rückstellmomentverlauf mit mehreren Stützpunkten ausgewertet werden.

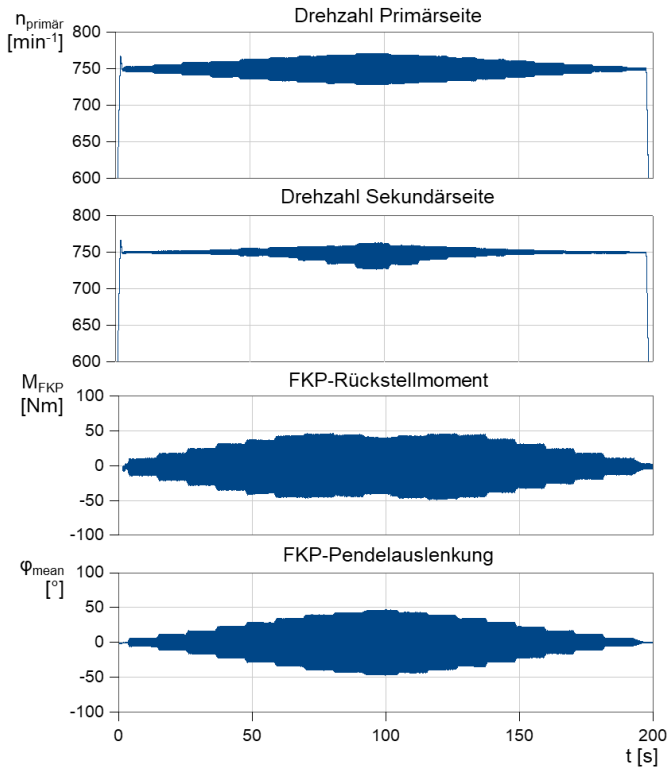


Abbildung 7.2: Darstellung der Messgrößen zur Ermittlung der dynamischen FKP-Charakteristik

Für jede Stufe lässt sich somit die nichtlineare Charakteristik des Fliehkraftpendels durch den Zusammenhang zwischen den Rückstellmomentamplituden der verschiedenen Hauptordnungen zur entsprechenden Winkelauslenkung ermitteln, siehe Kapitel 6.2.

Um die einzelnen Stützpunkte für den Amplitudenverlauf auszuwerten, wird das Sollsignal der Anregungsamplitude als Triggersignal für die einzelnen Stufen verwendet. Für jede Änderung der Sollvorgabe ergibt sich ein neuer Triggerpunkt, der

für die Auswertung betrachtet wird. Nach einer Einschwingzeit von zwei Sekunden stellt sich ein quasistationärer Schwingungszustand des Fliehkraftpendels ein, welcher ausgewertet wird. Ab diesem Zeitpunkt wird das ermittelte Rückstellmoment-signal der Momentstufe anhand einer harmonischen Analyse in die einzelnen Amplitudenanteile der drei Hauptordnungen zerlegt und mit der mittleren Pendelauslenkung verknüpft. Abbildung 7.3 zeigt exemplarisch die Ermittlung der Auswertebereiche für die einzelnen Momentstufen.

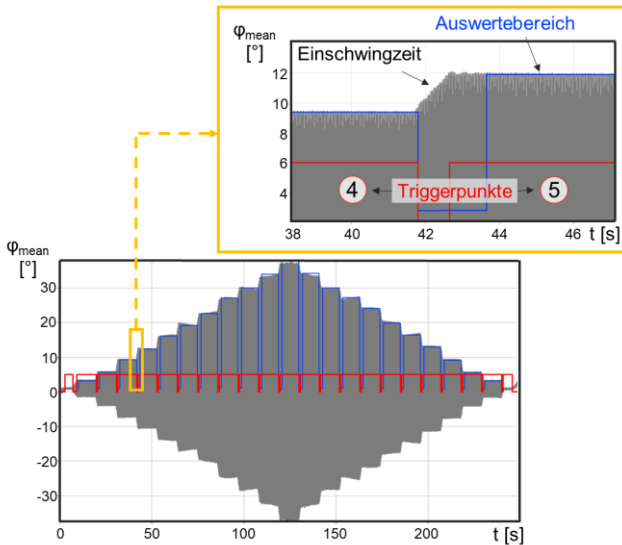


Abbildung 7.3: Ermittlung des Auswertebereichs anhand des Messsignals für die mittlere Pendelauslenkung

Anhand der einzelnen Wertepaare der Rückstellmomentamplituden und der entsprechenden mittleren Pendelauslenkung kann die dynamische Charakteristik des FKP-Systems beschrieben werden.

7.2 Ergebnisse möglicher Beeinflussung der ermittelten Messwerte durch die Modellbildung

Um instabile Zustände zu vermeiden ist es notwendig, die Vergrößerungsfunktion für die ausgewählten Prüfdrehzahlen von 750 min^{-1} und 900 min^{-1} zu ermitteln. Dabei wird sichergestellt, dass die Betriebspunkte zur dynamischen Charakterisierung der FKP-Systeme einen ausreichenden Abstand zu den resultierenden Resonanzen des Prüfaufbaus aufweisen.

Die Abbildungen 7.4 und 7.5 zeigen den Vergleich zwischen der mathematischen Eigenfrequenzberechnung des Prüfstands mit linearisiertem, ungedämpften Fliehkraftpendel und den experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen für unterschiedliche Anregungsamplituden und für die beiden Prüfdrehzahlen.

Aufgrund der drehzahladaptiven Eigenschaften des Fliehkraftpendels verändert sich das gesamte Schwingungsverhalten des Prüfstandmodells für die verschiedenen Prüfdrehzahlen. Sowohl die Positionen der Prüfstandresonanzen als auch die der Antiresonanz verändern sich. Für die beiden gewählten Prüfdrehzahlen wird durch die Messung allerdings ein ausreichender Abstand zwischen der Lage der jeweiligen Antiresonanzfrequenz zu den entsprechenden Resonanzen bestätigt.

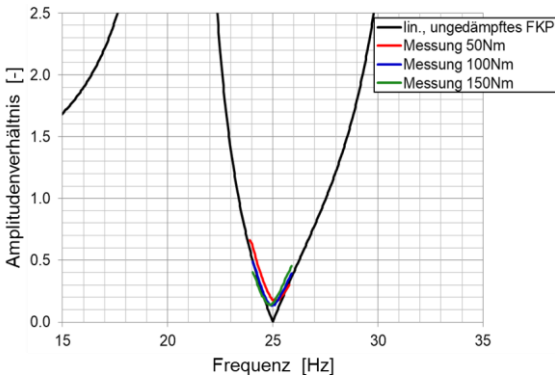


Abbildung 7.4: Vergleich zwischen der theoretischen und den experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen des Prüfaufbaus mit Fliehkraftpendel für verschiedene Anregungsamplituden bei 750 min⁻¹

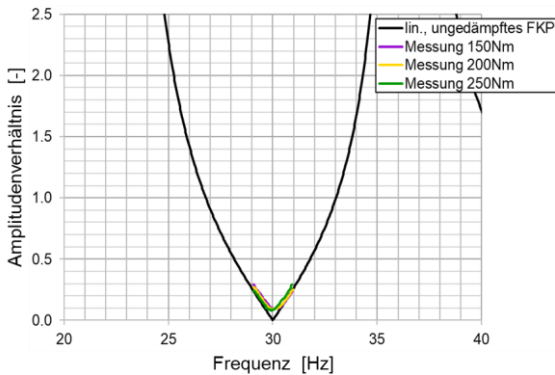


Abbildung 7.5: Vergleich zwischen der theoretischen und den experimentell ermittelten Vergrößerungsfunktionen des Prüfaufbaus mit Fliehkraftpendel für verschiedene Anregungsamplituden bei 900 min⁻¹

Da die Anreffefrequenzen für die Verlaufsbestimmung des Rückstellmoments mittels der Momentrampe nahe der Abstimmfrequenz (Antiresonanz) des jeweiligen FKP-Systems liegen, werden instabile Schwingungszustände in der Nähe der Resonanzfrequenzen vermieden.

Diese Tatsache wird zusätzlich überprüft, indem der Einfluss der unterschiedlichen Schwingungszustände im Fliehkraftpendel während der Aufwärts- bzw. Abwärtsrampe in der Momentrampe betrachtet wird.

In den Abbildungen 7.6 und 7.7 sind die Auswertungen der Momentrampe für die beiden Drehzahlen dargestellt. Es sind keine signifikanten Unterschiede zwischen den Auswertepunkten der Aufwärts- bzw. der Abwärtsrampe festzustellen, was darauf schließen lässt, dass keine instabilen Schwingungszustände erreicht werden.

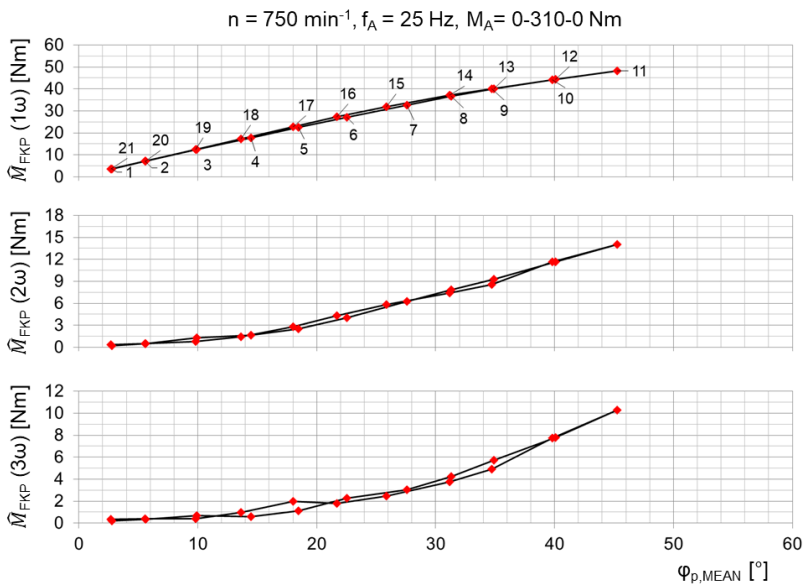


Abbildung 7.6: Beispiel für die Ermittlung eines FKP-Rückstellmomentverlaufs durch Aufwärts- und Abwärtsmomentrampe bei 750 min^{-1}

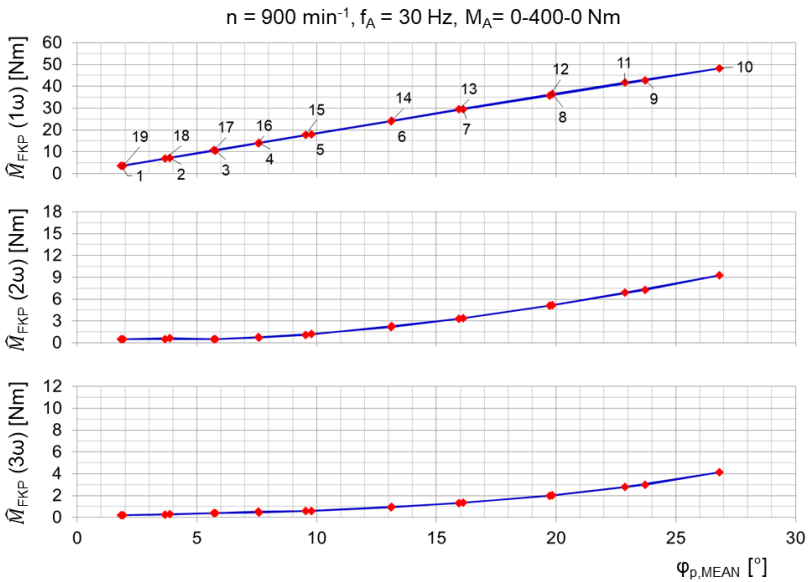


Abbildung 7.7: Beispiel für die Ermittlung eines FKP-Rückstellmomentverlaufs durch Aufwärts- und Abwärtsmomentrampe bei 900 min^{-1}

Hinsichtlich des Anregungsverlaufs ist somit keine Beeinflussung für die experimentelle Quantifizierung der nichtlinearen Effekte des Fliehkraftpendels anhand der vorliegenden Prüfumgebung identifizierbar. Allerdings wird der Einfluss der unterschiedlichen Schwingungszustände im Fliehkraftpendel während der Aufwärts- bzw. Abwärtsrampe in der Momentanregung im Folgenden bei allen weiteren Parametervariationen mitüberprüft, um die Validierung der Prüfumgebung zu unterstützen.

Die erzwungene Schwingungsanregung wird für die Bewertungsmethode genutzt, um die Auslenkung der Pendelmassen unter Drehzahl zu erwirken. Dabei soll sichergestellt werden, dass auch hierdurch keine Beeinflussung hinsichtlich der gemessenen dynamischen FKP-Charakteristik entsteht.

Die Frequenz beziehungsweise Ordnung der eingeleiteten Schwingung liegt für die notwendige Pendelauslenkung im Bereich der Ordnung des Fliehkraftpendels.

Um einen möglichen Einfluss auszuschließen wird überprüft, inwieweit eine Variation der Anregungsordnung zu unterschiedlichen Amplitudenverläufen des Rückstellmoments führt, siehe Tabelle 8. Dabei ermöglicht die Prüfstandkonfiguration die Anregungsfrequenz mit einer Genauigkeit von 0.01 % einzustellen

Tabelle 8: Betriebspunkte zur Variation der Anregungsfrequenz bzw. -ordnung der eingeleiteten Schwingung

Drehzahl [min ⁻¹]	Drehmoment-amplituden [Nm]	Anregungs-frequenz [Hz]	Anregungs-ordnung [-]
750	0-310-0	24,75	1,98
		25,00	2,00
		25,25	2,02

Abbildung 7.8 zeigt die Parametervariation der Ordnung der eingeleiteten Schwingung in der Anregungsordnung des verwendeten Fliehkraftpendels und circa 1 % ober- und unterhalb dieser Ordnung.

Im Vergleich sind keine signifikanten Unterschiede in den Amplitudenverläufen des Rückstellmoments zwischen den drei Variationen der Anregungsordnung nahe der FKP-Ordnung zu erkennen. Dementsprechend ist durch die erzwungene Schwingung keine Beeinflussung auf die dynamische FKP-Charakteristik zu erwarten.

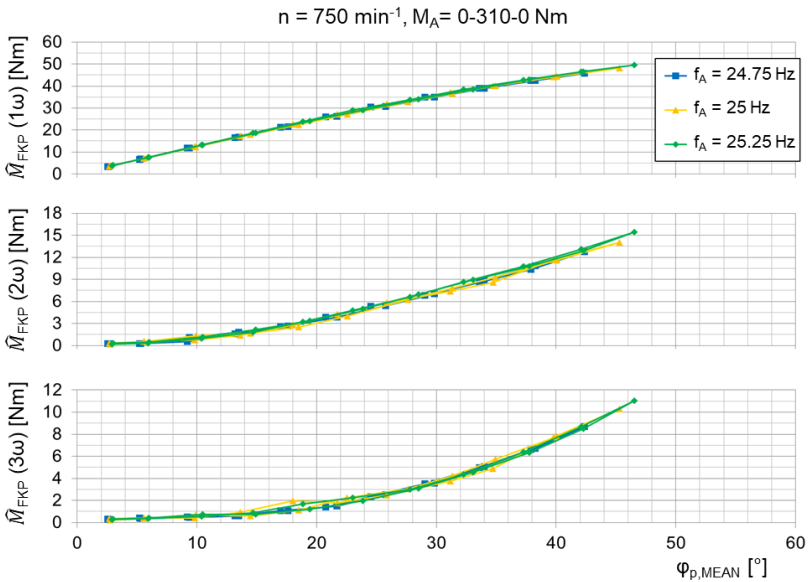


Abbildung 7.8: Variation der Anregungsordnung zur Ermittlung deren Einflusses auf den FKP-Rückstellmomentverlauf

Für die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse für die ermittelte Rückstellmomentcharakteristik wurden insgesamt 25 Wiederholmessungen mit der gleichen Betriebspunkteinstellung durchgeführt. Abbildung 7.9 zeigt die Überlagerung aller Messungen der ermittelten Rückstellmomentcharakteristik.

Der Verlauf des Amplitudenanteils der ersten Haupterregenden wird für alle Messungen sehr gut wiedergegeben. Auch die Charakteristik im Amplitudenverlauf der höheren Momente ist ebenfalls reproduzierbar, allerdings mit einer gewissen Streuung behaftet.

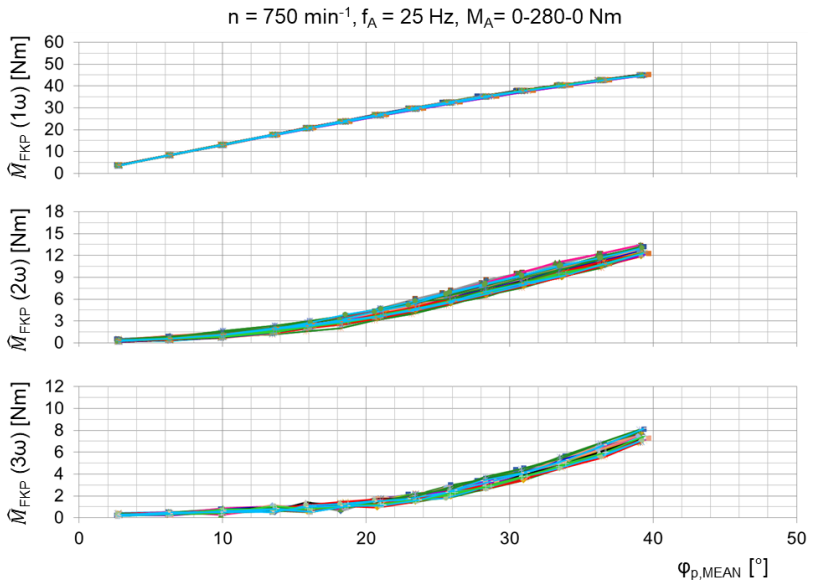


Abbildung 7.9: Wiederholbarkeitsmessungen zur Ermittlung des FKP-Rückstellmomentverlaufs

Für eine genaue Messwertanalyse werden zwei Auslenkungsamplituden näher betrachtet und die entsprechenden statistischen Kennwerte für die verschiedenen Hauptordnungen ermittelt. Dabei wird das mittlere statistische Verhalten in dieser Arbeit durch den arithmetischen Mittelwert x_m beschrieben. Die Standardabweichung repräsentiert das Maß für die Wiederholpräzision der Messwerte, wobei die Drei-Sigma-Regel der Standardabweichung um den Mittelwert den Bereich aufzeigen soll, in dem 99 % der ermittelten Amplituden liegen (Dietrich & Schulze, 2014).

Die Abbildungen 7.10 und 7.11 zeigen die Einzelwertverläufe für die zwei verschiedenen Auslenkungsamplituden zusammen mit den dafür ermittelten statistischen Kennwerten.

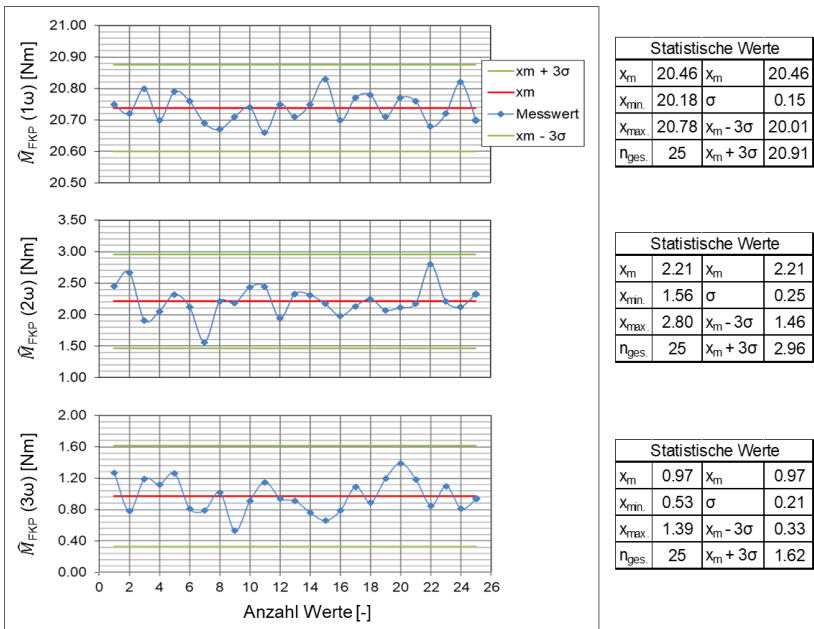


Abbildung 7.10: Messwertanalyse des ermittelten FKP-Rückstellmoments über 25 Messungen bei ca. 15 ° Pendelauslenkung

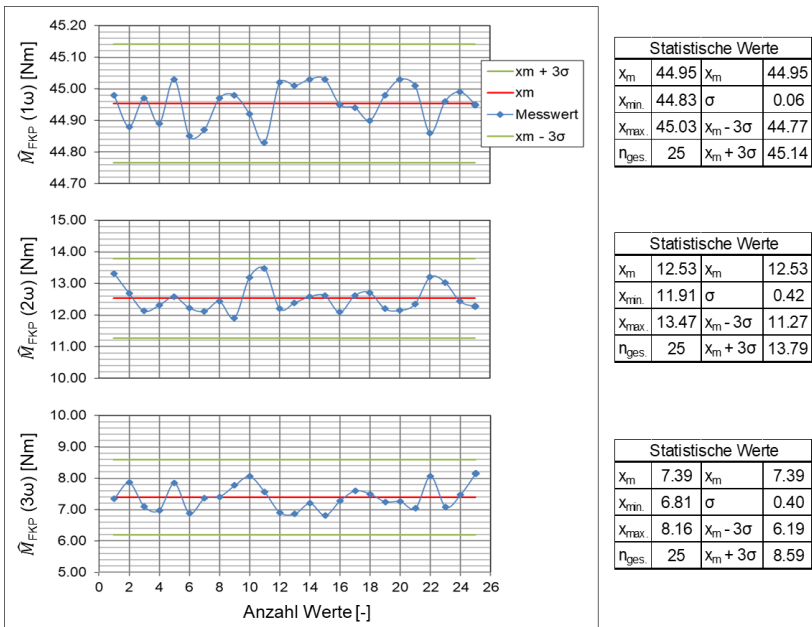


Abbildung 7.11: Messwertanalyse des ermittelten FKP-Rückstellmoments über 25 Messungen bei ca. 40 ° Pendelauslenkung

7.3 Ergebnisse der Abbildung von erwarteten Einflussparametern auf die FKP-Charakteristik

Eine maßgebliche Größe für das Rückstellmoment von FKP-Systemen stellt die Drehzahl beziehungsweise die daraus resultierende Fliehkraft auf die Pendelmasse dar, siehe Kapitel 2.6.1. Es gilt zu prüfen, welche konkrete Wechselwirkung zwischen der Drehzahl und den nichtlinearen Effekten im Rückstellmoment existiert.

Die Bestimmung des Fliehkrafteinflusses auf die nichtlineare Charakteristik des Rückstellmoments erfolgt durch den Vergleich der Momentenrampen für die verschiedenen Drehzahlen 750 min^{-1} bzw. 900 min^{-1} . In Abbildung 7.12 sind die beiden Auswertungen gegenübergestellt.

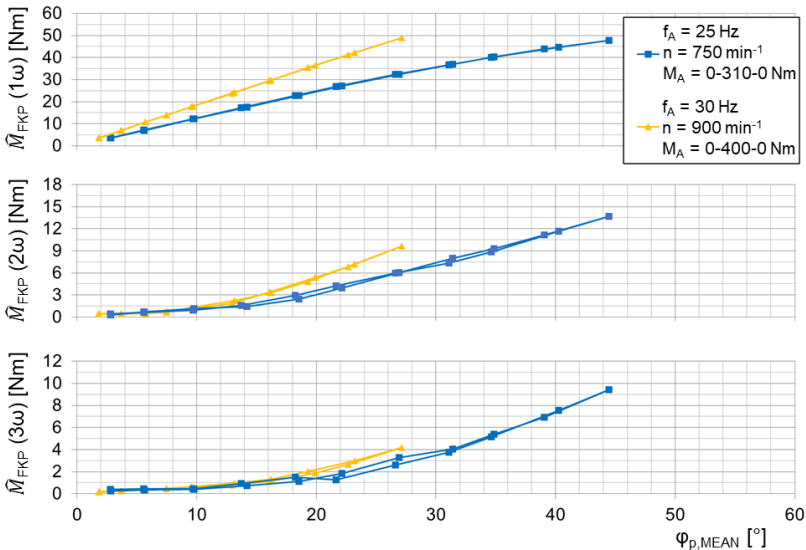


Abbildung 7.12: Variation der Prüfdrehzahl zur Bestimmung des Fliehkraftinflusses auf den FKP-Rückstellmomentverlauf

Bei größerer Trägerscheibengeschwindigkeit resultiert ein höheres Rückstellmoment bei gleicher Pendelauslenkung durch den Anstieg des Fliehkraftanteils in der Rückstellmomentgleichung. Der betragsmäßig größte Anteil des Rückstellmoments führt bei Erhöhung der Prüfdrehzahl infolge des Zentrifugalmoments aus der Trägerscheibengeschwindigkeit zu einem steileren Anstieg des Nutzmoments, siehe Kapitel 5.2.1. Zudem hat die Drehzahl auch einen Einfluss auf das Moment aus der relativen Geschwindigkeit zwischen der Scheibe und der Pendelmasse, wodurch sich auch ein deutlich steilerer Anstieg in der Amplitude der zweiten Hauptordnung ergibt. Da das Zentrifugalmoment aus der Scheibenbewegung mit zunehmender Auslenkung auch einen nichtlinearen Momentanteil in der dritten Hauptordnung aufweist, bildet sich dieser Effekt auch im Verlauf der Amplitude in der dritten Hauptordnung aus. Somit bestätigen sich die Drehzahleinflüsse aus der mathematischen Beschreibung mit der experimentell ermittelten FKP-Charakteristik.

Ein wesentlicher Aspekt bei der experimentellen Versuchsdurchführung anstelle einer simulativen Betrachtung stellt in dieser Arbeit die Berücksichtigung der realen Reibungs- und Dämpfungseinflüsse des jeweiligen FKP-Systems bei der dynamischen Charakterisierung dar. Durch den Wechsel des Arbeitsmediums von Luft zu Öl verändert sich sowohl die Dämpfungseffekte im FKP-System als auch die FKP-Ordnung. Die Ursachen hierfür sind bereits im Stand der Forschung in Kapitel 2.6.4 beschrieben und waren bereits Gegenstand vorangegangener Untersuchungen (Caspar, 2018; Krause & Engelmann, 2008)¹.

Beide Effekte spiegeln sich in der Gegenüberstellung der jeweiligen Messung der Vergrößerungsfunktion mit und ohne Öl wider, siehe Abbildung 7.13.

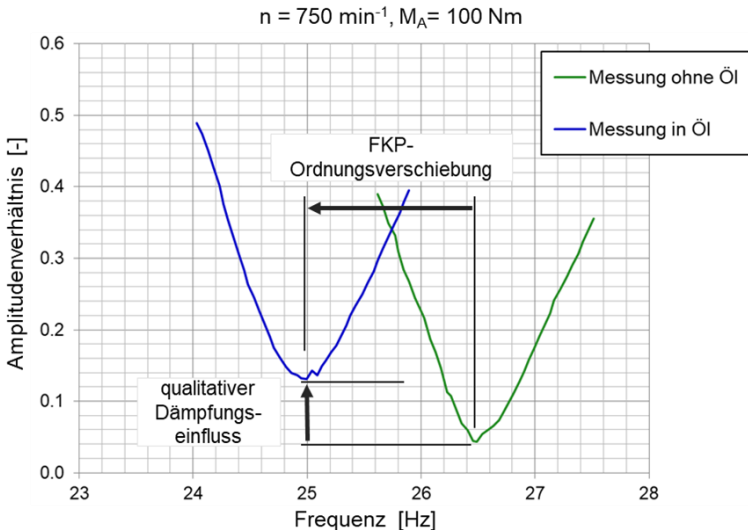


Abbildung 7.13: Gegenüberstellung der ermittelten Messungen der Vergrößerungsfunktion mit und ohne Ölmedium bei Raumtemperatur

¹ Co-betreute Abschlussarbeit

Die Verringerung der FKP-Ordnung sowie die zu erwartende Zunahme des Amplitudenverhältnisses aufgrund viskoser Reibeffekte mit dem Einsatz von Öl sind deutlich zu erkennen, allerdings stark von den Eigenschaften der Viskosität und der Dichte des eingesetzten Öls abhängig.

In Tabelle 9 sind die wesentlichen Eigenschaften des in dieser Arbeit verwendeten Öls aufgetragen.

Tabelle 9: Kennwerte aus interner Laboruntersuchung (2020) des Velocite Oil 3 mittels Stabinger-Viskosimeter

Bezeichnung	ISO-VG Klasse	Dichte [kg/m³]	kin. Viskosität [mm²/s]	dyn. Viskosität [mPa s]
Mobil Velocite Oil 3 bei 20 °C	2	805,0	3,55	2,86

Für die Bestimmung des Öleinfluss auf die nichtlineare Charakteristik des FKP-Rückstellmoments kann keine getrennte Betrachtung zwischen erhöhter Dämpfung und veränderter Ordnung an einem Pendelkonzept erfolgen, da beide Effekte durch die Eigenschaften der Viskosität und Dichte des Öls in Wechselbeziehung stehen. In Abbildung 7.14 sind die Auswertungen des Bewertungsansatzes für die Messungen der Momentrampen mit und ohne Öl dargestellt.

Die dämpfende Eigenschaft des Öls infolge seiner Viskosität führt zu einer größeren, maximal erreichbaren Pendelauslenkung durch die erzwungene Schwingung gegenüber dem weniger gedämpften Schwingungssystem in Luft. Der stabilere Schwingungszustand in Öl verhindert ein frühzeitiges Anschlagen der Pendelmassen und ist dadurch für die Verlaufsbestimmung des Rückstellmoments sehr gut geeignet.

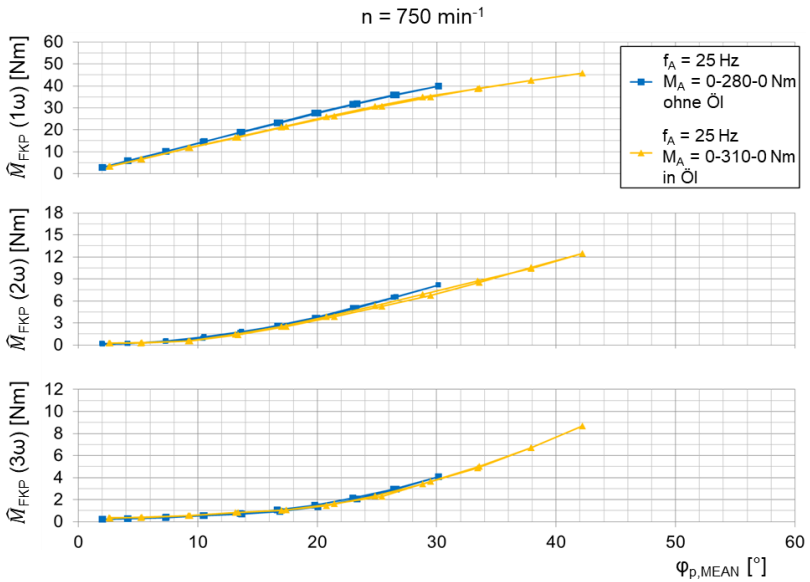


Abbildung 7.14: Variation des Betriebsmediums zur Bestimmung des Einflusses von Öl auf den FKP-Rückstellmomentverlauf

Im Verlauf des Nutzmoments ist für die trockene Messung des Fliehkraftpendels bei gleicher Pendelauslenkung eine höhere Amplitude zu erkennen. Hintergrund ist unter anderem die Ordnungsverschiebung infolge des Öls auf das Rückstellmoment.

In der Gleichung 13 (siehe Kapitel 2.6.1) sind für das FKP-Rückstellmoment die Größen Pendellänge l und Abstand zur Drehachse L als Ordnungsparameter in den unterschiedlichen Ausprägungen des Rückstellmoments vorhanden, wodurch die Ordnung einen Einfluss auf das FKP-Rückstellmoment aufweist. Da die resultierende FKP-Ordnung infolge der Ordnungsverschiebung durch den Einfluss des Öls auf das Fliehkraftpendel niedriger ist als im Luftmedium, spiegelt sich dieser Effekt auch in der Rückstellmomentcharakteristik wider.

Demnach ist auch der Einfluss des Öls auf die höheren nichtlinearen Störanteile des Rückstellmoments mit dem Prüfstandmodell festzustellen und quantifizierbar.

7.4 Zwischenfazit

Die Untersuchungen bezüglich des Einflusses der Variation von Einflussparametern auf die nichtlineare Charakteristik des FKP-Rückstellmoment beantworten die Forschungsfrage 1.3 nach der geeigneten Validierungsumgebung für die entwickelte Bewertungsmethode abschließend.

Die Methode der erzwungenen Schwingungsanregung zur stufenweisen Ermittlung der dynamischen Rückstellmomentcharakteristik erweist sich als geeignet. Eine Beeinflussung aufgrund der Auswahl der Betriebspunkte hinsichtlich der Anregungsordnung der eingeleiteten Schwingung ist durch die geeignete Modellbildung nicht existent. Außerdem zeigen die Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit der experimentell ermittelten Werte des Rückstellmoments eine zufriedenstellende Wiederholbarkeit hinsichtlich der Standardabweichung.

Zudem zeigen die Ergebnisse aus den Versuchen, dass die abgebildeten Wechselwirkungen der Variationsparameter mit dem Rückstellmoment in der Validierungsumgebung der theoretischen Erwartungshaltung entsprechen und verifizieren somit die Modellbildung. Durch die Steigerung der Drehzahl erhöht sich auch deutlich das generierte Rückstellmoment bei gleicher Auslenkungsamplitude. Außerdem wird der Einfluss des Öls infolge der Ordnungsverschiebung in der Rückstellmoment-Charakteristik wiedergegeben. Ein direkter Einfluss der Dämpfung durch das Öl ist nicht ermittelbar, da die beiden Effekte des Öls (Ordnungsverschiebung und Erhöhung der Dämpfung) nicht unmittelbar getrennt betrachtet werden können. Hierzu sind weitere Untersuchungen denkbar, beispielsweise durch zwei baugleiche FKP-Systeme, wobei bei einem die Ordnungsverschiebung in der Bahngeometrie vorgehalten wird.

Auf Basis der in Kapitel 5 erfolgten Analyse und den Ergebnissen aus diesem Kapitel kann demnach im Folgenden die Anwendung der Methode zur Bewertung verschiedener Variationsarten in FKP-Systemen aus der Entwicklungspraxis erfolgen. Hierfür wird die Drehzahl von 750 min^{-1} gewählt, da dort die maximale Auslenkung der FKP-Systeme durch die Prüfstanddynamik gewährleistet ist. Zudem wird die Anregungsordnung der eingeleiteten Schwingung so festgelegt, dass diese der FKP-Ordnung entspricht.

Durch die Anwendung der erarbeiteten Methode zur Bewertung unterschiedlicher FKP-Systeme soll gezeigt werden, wie Erkenntnisse über Zusammenhänge zwischen einer möglichen Variation von FKP-Funktionselementen und deren Auswirkungen auf die nichtlinearen Effekte im Schwingungsverhalten gesammelt werden und für eine Ableitung zügiger und zielführender Gestaltung zukünftiger FKP-Systeme dienen können.

8 Einsatz der Methode zur Bewertung der Auswirkungen verschiedener Variationsarten in FKP-Produktgenerationen auf die nichtlineare Charakteristik

Eine Ableitung von Variationen in FKP-Systemen zur Steigerung des Tilgungspotentials von Schwingungen erfordert Wissen über die Beeinflussbarkeit der dynamischen Systemcharakteristik (Schottmüller et al., 2019).

Deshalb wird im Folgenden untersucht, inwieweit die Anwendung der entwickelten Methode auf verschiedene Produktgenerationen diese Erkenntnisse nutzbar machen kann, um in Zukunft die Entwicklung neuer FKP-Systeme zu unterstützen. Mit den gewonnenen Erkenntnissen soll die letzte in Kapitel 3.4 abgeleitete Forschungsfrage 2.1 beantwortet werden.

Die Anwendung der Methode erfolgt an drei Fallbeispielen aus der Entwicklungspraxis für Fliehkraftpendel in Drehmomentwandlern (im Ölmedium) der Firma Schaeffler, in denen der Einfluss verschiedener Ansätze von Variationsarten aus der PGE – Produktgenerationsentwicklung in FKP-Systemen auf die nichtlineare Charakteristik identifiziert wird.

Zunächst erfolgt die Beschreibung der jeweiligen Entwicklungsaktivität in ausgewählten Fallstudien im Kontext der Optimierungsansätze in der Fliehkraftpendelentwicklung, siehe Kapitel 2.6.6. Der C&C²-A und der Ansatz der PGE – Produktgenerationsentwicklung helfen hierbei den komplexen Entwicklungsprozess zu analysieren und einzuordnen. Anschließend wird die Bewertungsmethode angewandt und die neue FKP-Generation mit dem Referenzsystem verglichen. Mit der Verknüpfung der Variationsart und den Ergebnissen aus dem Vergleich soll aufgezeigt werden, wie das Wissen über die nichtlinearen Effekte verschiedener Variationen im Fliehkraftpendel generiert und zukünftig in der Entwicklung neuer Lösungen eingesetzt werden kann.

8.1 Fallstudie 1: Einfluss einer Variation bezüglich der Pendelmasse auf die nichtlinearen Effekte

Die Fähigkeit Schwingungsenergie aufzunehmen und in Form des Rückstellmoments wieder abzugeben, um die Schwingungen weitestgehend zu beruhigen, sind

die maßgeblichen Eigenschaften von FKP-Systemen, siehe Kapitel 2.6. Der Ansatz zur Parameteroptimierung zielt auf die weitestgehende Übernahme der FKP-Rollenbahnen, um somit die Bewegungsgleichung des Fliehkraftpendels nicht verändern zu müssen. Im Fokus steht in diesem Beispiel die Erhöhung des Speicherpotentials der nachfolgenden Produktgeneration durch die Steigerung der wirkenden Fliehkraft auf die Pendelkörper mittels gesteigerter Masse und/oder größerem Abstand zum Rotationszentrum im Vergleich zum Referenzsystem (Schottmüller et al., 2019).

Als Fallbeispiel für die Auswirkungen einer solchen Optimierung des Fliehkraftpendels auf die nichtlinearen Effekte dient eine Baukastenentwicklung aus der Entwicklungspraxis von Schaeffler. Für eine Anwendung mit verminderter Anforderung an die Schwingungsreduzierung wird auf Basis eines Referenzsystems die Gesamtpendelmasse reduziert. Durch eine weitestgehende Übernahme der vorhandenen Bauteilstrukturen können die bereits gewonnenen Erkenntnisse aus der vorangegangenen Entwicklung genutzt werden, um Entwicklungsaufwände zu minimieren. Konkret werden grundlegende Elemente der Gestaltung des Wirkprinzips des FKP-Referenzsystems wie die bifilare Pendelaufhängung in Trapezanordnung und die Bahngeometrie übernommen, wodurch die zugrundeliegende Bewegungsgleichung bestehen bleiben. Die Variation erfolgt ausschließlich in der Gesamtmasse bzw. der effektiven Massenträgheit der Pendelkörper durch die Verringerung der Anzahl von drei auf zwei parallelgeschalteter Pendelmassenpaare, siehe Abbildung 8.1.

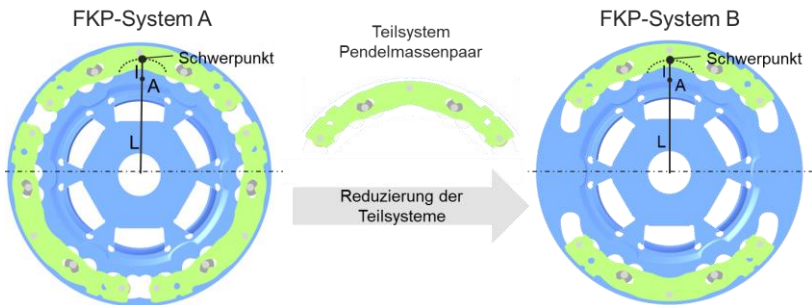


Abbildung 8.1: Darstellung der Übernahme eines (Teilsystem-)Elements aus dem Referenzsystems (links) in das daran anknüpfende FKP-Systems (rechts) mit geringerer Gesamtmasse durch Reduzierung der Pendelmassenpaare (Teilsysteme)

Die Gestaltung der Pendelmassen sowie auch die geometrischen Verhältnisse L/l für die FKP-Ordnung und die Definition des Schwerpunktabstands werden ebenfalls aufrechterhalten.

Bevor der Einfluss der Entwicklungsaktivität im vorliegenden Fallbeispiel mit der Reduzierung der Pendelmassenpaare auf die nichtlinearen Effekte quantifiziert wird, erfolgt zunächst eine Klassifizierung in eine der Variationsarten der PGE – Produktgenerationsentwicklung. Hierfür eignet sich nach Albers und Bursac et al. (2017) der C&C²-A, siehe Kapitel 2.1.2, welcher im bisherigen Verlauf der Arbeit zur Analyse der Bestandteile der Rückstellmoments verwendet wurde.

8.1.1 Klassifizierung der Variationsart durch Nutzung des Contact&Channel²-Ansatzes

In der bisherigen Betrachtung wurde der C&C²-A für die Analyse des FKP-Rückstellmoments auf ein Pendelmassenpaar, angewandt, siehe Abbildung 8.2 oben. In den meisten Fällen sind diese Pendelmassenpaare identisch ausgeführt und können gewissermaßen als eine Parallelschaltung von Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen des gleichen Wirkzusammenhangs betrachtet werden, die auf den Pendelmassenträger einwirken.

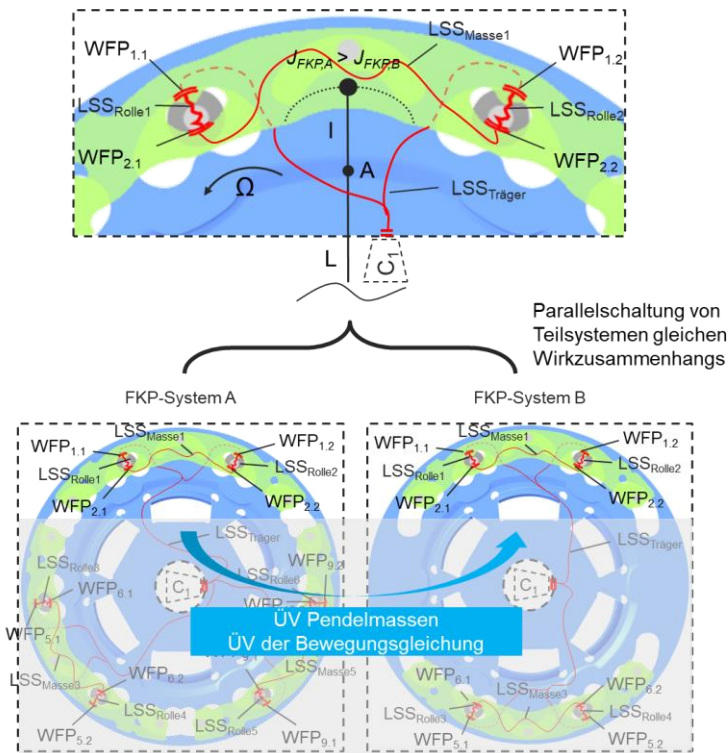


Abbildung 8.2: Contact&Channel²-Modelle für beide FKP-Systeme (unten) mit der Darstellung der Parallelschaltung des Wirkzusammenhangs (oben)

Die Klassifizierung dieser Gestaltänderung in eine der Variationsarten von Übernahme-, Gestalt- oder Prinzipvariation bedeutet strenggenommen nach Kapitel 2.1.2, dass eine Prinzipvariation vorliegt. Durch den Wegfall eines Pendelmassenpaars ändert sich entsprechend auch die Anzahl an Wirkflächenpaaren im FKP-System, siehe Abbildung 8.2 unten, allerdings ohne den Wirkzusammenhang zu verändern. Durch die Übernahme des Teilsystems des Pendelmassenpaars bleibt das zugrunde liegende Wirkprinzip (Bewegungsgleichung) unverändert. Anhand der Betrachtung des C&C²-M für ein einzelnes Pendelmassenpaar wird deutlich, dass die Modellierung für beide FKP-Systeme dieselbe Gültigkeit besitzt.

So betrachtet, charakterisiert sich die Gestaltänderung aufgrund der vollständigen Übernahme des Wirkprinzips treffender als eine Gestaltvariation bezüglich der Eigenschaften des Masseparameters. Demnach ist eine Erweiterung der Definition zur Klassifizierung von Variationsarten anhand des C&C²-A aus Kapitel 2.1.2 notwendig:

Gestaltvariation (GV): *Individuelle Gestaltänderung der WFP in ihrer Wirkstruktur, unter Beibehaltung ihres Wirkprinzips. Dies kann sowohl durch eine Änderung der Anordnung von WFP erfolgen, ohne jedoch deren Anzahl zu verändern als auch durch Änderung der Anzahl von WFP in einer Parallelschaltung desselben Wirkzusammenhangs.*

Im vorgestellten Fallbeispiel der Reduzierung der Pendelmassenpaare kann somit die Gestaltvariation bezüglich des Einflusses eines veränderten Masseparameters auf die nichtlinearen Effekte bewertet werden.

8.1.2 Anwendung der Bewertungsmethode anhand des nichtlinearen Rückstellmomentverlaufs

Das FKP-System B in Abbildung 8.2 weist durch die reduzierte Anzahl der angebrachten Pendelmassenpaare im Vergleich zum FKP-Referenzsystem A eine um ein Drittel geringere Gesamtpendelmasse auf, siehe Tabelle 10.

Tabelle 10: Vergleich der beiden wesentlichen Gestaltparameter der FKP-Systeme A und B

	FKP-System A	FKP-System B
Bahnaufhängung	Trapez	Trapez
Bahngeometrie	Epizykloide	Epizykloide
Ordnung in Öl [-]	2	2
Pendelmasse [g]	100%	67%
Schwerpunktstand [mm]	100%	100%
Effektive Massenträgheit [kgm²]	100%	67%

Mittels den Momentenrampen aus Kapitel 7.1.2 für die Prüfdrehzahl von 750 min^{-1} wird für die beiden Pendelsysteme die dynamische Charakteristik des jeweiligen Rückstellmomentverlaufs über der Pendelauslenkung ermittelt. Die Ordnung der eingeleiteten Schwingungsamplituden entspricht der Abstimmordnung der FKP-Systeme in Öl.

Durch Anwendung der Bewertungsmethode kann anschließend der Einfluss der Gestaltvariation bezüglich der Parameteroptimierung durch die Veränderung der Masse auf die Abgabe des nichtlinearen Rückstellmoments quantifiziert werden. Um den größtmöglichen Einfluss der Gestaltvariation auf die nichtlinearen Effekte zu erfassen, findet der Vergleich am maximal ermittelten Nutzmoment des vergleichbar weniger leistungsfähigen FKP-Systems statt. In der Praxis kann dieser Auswertungspunkt davon abweichen, da je nach Anwendungsfall ein geringeres Nutzmoment für den Einsatz im Gesamtsystem erforderlich sein kann, um die geforderte Schwingungsreduzierung zu erreichen. Die Bewertung sollte idealerweise an dieser Stelle durchgeführt werden.

In der Abbildung 8.3 ist die Anwendung der Bewertungsmethode auf die ermittelten Rückstellmomentverläufe der beiden FKP-Systeme dargestellt.

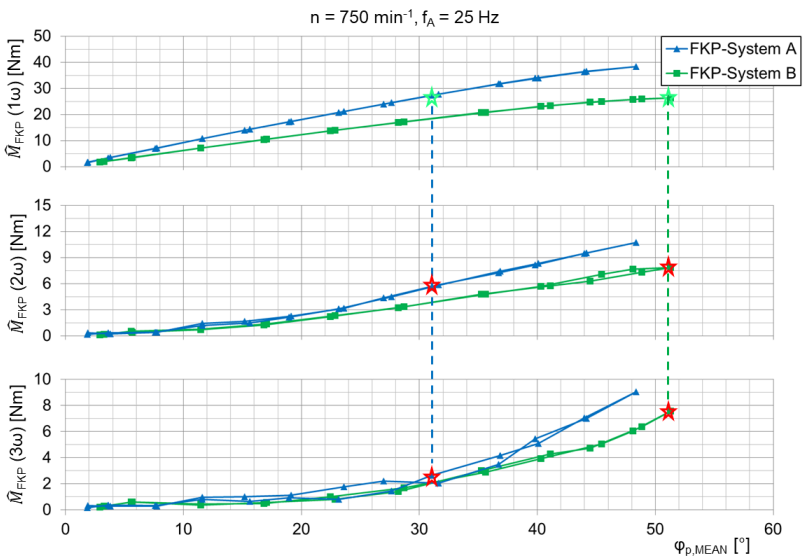


Abbildung 8.3: Anwendung der Bewertungsmethode auf die ermittelten dynamischen FKP-Rückstellmomentverläufe der FKP-Systeme des Fallbeispiels 1 zur Ermittlung des Einflusses der Gestaltvariation (GV) bezüglich der Gesamtmasse auf das nichtlineare Verhalten

Das maximale Nutzmoment des FKP-Systems B liegt für gewöhnlich bei seiner maximal ermittelten Auslenkungsamplitude. Aufgrund seiner deutlich geringeren Masse ist eine deutlich größere Auslenkung (über 50°) der verbleibenden zwei Pendelmassenpaare notwendig als beim Referenzpendel. Dieses erreicht das gleiche Nutzmoment bereits mit einer Amplitude knapp über 30° mittlerer Pendelauslenkung. Dementsprechend sind auch die nichtlinearen Effekte deutlich weniger ausgeprägt.

Die Störmomentanteile für das Referenzsystem A betragen für die maximal generierte Auslenkung am Prüfstand ca. 26 % des Nutzmoments. Für die Kompensation der geringeren Masse durch die deutlich höhere Pendelauslenkung erhöhen sich die nichtlinearen Störmomentanteile des FKP-System B auf ca. 59 % des Nutzmoments.

Es ist somit der deutliche Einfluss der Gestaltvariation bezüglich des Parameters Pendelmasse zu erkennen, da dieser maßgeblich den FKP-Rückstellmomentverlauf bestimmt. Hintergrund ist, dass Prinzip bedingt die Fliehkraft den dominierenden Anteil des Rückstellmoments darstellt. Mit größerer Masse steigt nicht nur das Energiespeicherpotential des Fliehkraftpendels infolge der Erhöhung des Massenträgheitsmoments, sondern zusätzlich reduziert sich die erforderliche Auslenkungsamplitude zum Erreichen des benötigten Nutzmoments für die Schwingungstilgung.

8.2 Fallstudie 2: Einfluss bezüglich einer Variation des Schwerpunktabstand zum Rotationszentrum und des Masseparameters auf die nichtlinearen Effekte

Der Trend zur kompakten Anordnung einzelner Teilsysteme im Fahrzeugantriebsstrang mündet zumeist in einer starken Begrenzung des zur Verfügung stehenden Bauraums. Insbesondere radial geänderte Baumraumrestriktionen stellen aufgrund des Fliehkraftprinzips eine Herausforderung in der Entwicklung von FKP-Systemen hinsichtlich ihres Energiespeicherpotentials dar.

Beim Übergang der Produktgenerationen des hier betrachteten Fallbeispiels ist der Einfluss der umgesetzten Variationsart bezüglich des Schwerpunktabstandes auf den nichtlinearen Rückstellmomentverlauf zu bewerten. Durch die Begrenzung des radialen Bauraums im Vergleich zur vorangegangenen Produktgeneration muss die Gestalt gegenüber dem Referenzsystem an die neuen Restriktionen angepasst werden. Ähnlich wie im vorangegangenen Fallbeispiel werden die charakteristischen Merkmale (Pendelmassenaufhängung, Bahngeometrie und Ordnung) für die Definition der Bewegungsgleichungen übernommen. Allerdings müssen die Trägerscheibe und die Pendelmassenpaare in eine neue – den Randbedingungen angepasste – Gestalt überführt werden.

Maßgeblich reduziert sich der Schwerpunktabstand der Pendelmassen von FKP-System D zum FKP-Referenzsystem C. Gleichzeitig kann in diesem Zuge, aufgrund des reduzierten Abstands zum Rotationszentrum und den daraus resultierenden neuen Festigkeitsrestriktionen, die Masse gegenüber dem Referenzsystem erhöht werden, siehe Abbildung 8.4.

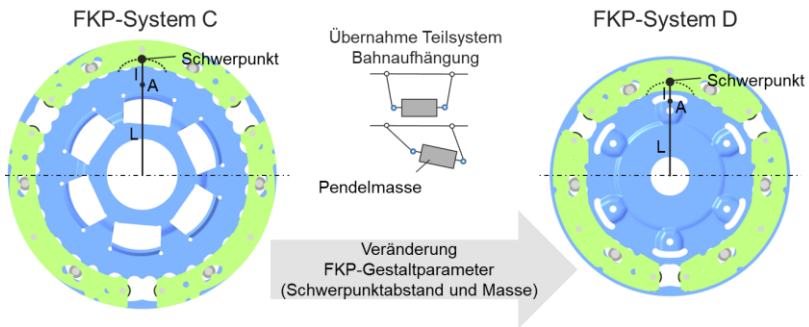


Abbildung 8.4: Darstellung des Referenzsystems (links) und der nachfolgenden FKP-Generation (rechts) mit Übernahme des (Teilsystem-)Elements der Bahnaufhängung und der Veränderung des FKP-Gestaltparameters Schwerpunkt Abstand und Masse

8.2.1 Klassifizierung der Variationsart durch Nutzung des Contact&Channel²-Ansatzes

Um die Gestaltänderung in diesem Fallbeispiel zu klassifizieren, werden in Abbildung 8.5 die jeweiligen C&C²-Sequenzmodelle für zwei Zustände anhand eines Pendelmassenpaars betrachtet, da auch bei den betrachteten Systemen die Pendelmassenpaare identisch konstruiert sind.

Aufgrund der Übernahme des Wirkprinzips sind bei der Betrachtung der C&C²-Sequenzmodelle zwischen den beiden Systemen keine Unterschiede im Wirkzusammenhang der WFP und LSS zu erkennen. Einzig die Eigenschaften der LSS der Pendelmasse und der Trägerscheibe haben sich aufgrund der neuen Gestalt verändert. Dementsprechend lässt sich analog zur ersten Fallstudie die Parameteroptimierung mit Übernahme des Wirkzusammenhangs durch die individuellen Gestaltänderungen bezüglich der Masse und des Schwerpunktabstands der Pendelkörper als Gestaltvariation einordnen.

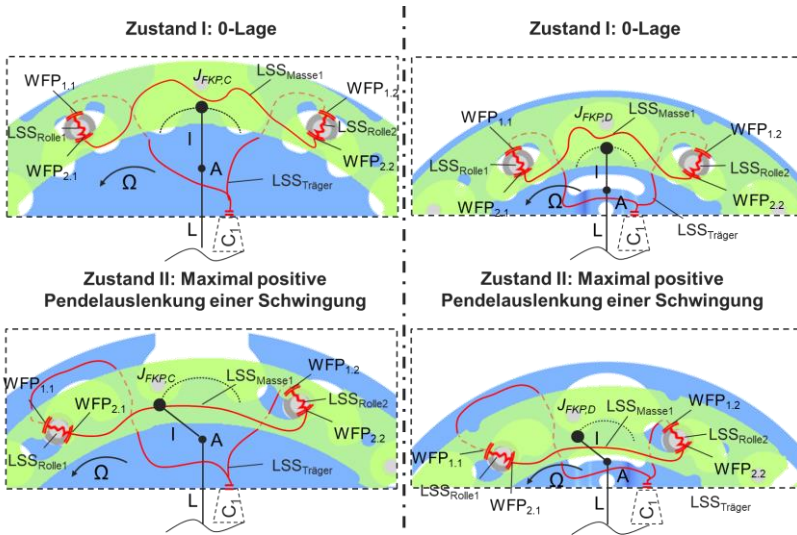


Abbildung 8.5: Contact&Channel²-Sequenzmodelle für FKP-System C (rechts) und FKP-System D (links) in Zustand I und Zustand II zur Darstellung der Variation bezüglich der veränderten Gestaltparameter Schwerpunktabstand und Masse bei der Übernahme des Wirkzusammenhangs

8.2.2 Anwendung der Bewertungsmethode anhand des nichtlinearen Rückstellmomentverlaufs

Die Anwendung der Bewertungsmethode am vorliegenden Fallbeispiel bietet die Möglichkeit des Vergleichs der Gestaltvariationen für Schwerpunktabstand und Masse auf das nichtlineare Systemverhalten. Während der notwendigen Reduzierung des Schwerpunktabstands um ca. 15 % konnte beim Übergang zur neuen FKP-Generation gleichzeitig die Masse um 11 % erhöht werden, siehe Tabelle 11. Diese Gegenläufigkeit ist in der auf die Rollkontakte wirkenden Fliehkraft und deren Festigkeit begründet. Aufgrund der Wechselbeziehung der beiden Parameter gilt es, die verhältnismäßig bedeutsamere Auswirkung auf das nichtlineare Rückstellmoment zu identifizieren.

Tabelle 11: Vergleich der beiden wesentlichen Gestaltparameter der FKP-Systeme C und D

	FKP-System C	FKP-System D
Bahnaufhängung	Trapez	Trapez
Bahngeometrie	Epizykloide	Epizykloide
Ordnung in Öl [-]	2	2
Pendelmasse [g]	100%	111%
Schwerpunktstand [mm]	100%	85%
Effektive Massenträgheit [kgm²]	100%	92%

In Abbildung 8.6 wurde analog zum vorangegangenen Fallbeispiel die jeweilige dynamische Charakteristik des Rückstellmoments der FKP-Systeme gegenübergestellt. Wie zuvor soll im Folgenden der größtmögliche Einfluss der Gestaltvariationen auf die nichtlinearen Effekte erfasst werden. Daher erfolgt die Bewertung erneut am maximal ermittelten Nutzmoment des vergleichbar weniger leistungsfähigen FKP-Systems.

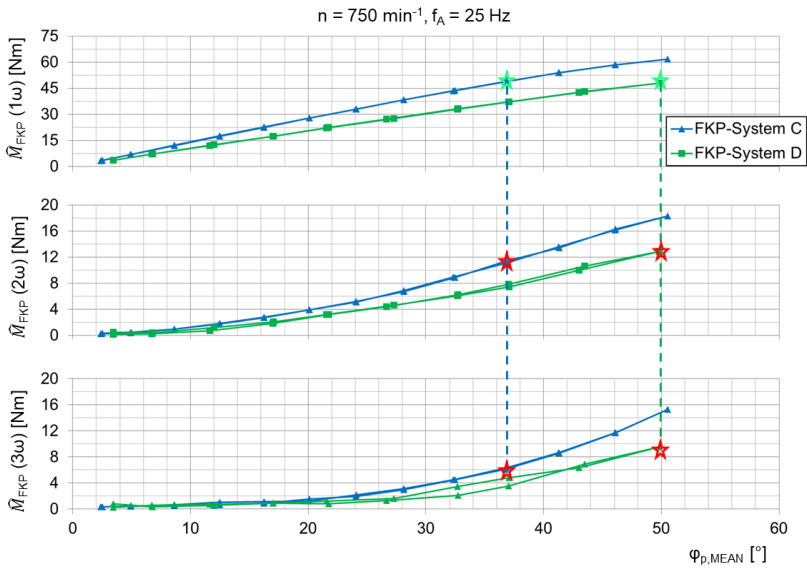


Abbildung 8.6: Anwendung der Bewertungsmethode an den ermittelten dynamischen FKP-Rückstellmomentverläufen der FKP-Systeme des Fallbeispiels 2 zur Ermittlung des Einflusses der Gestaltvariation (GV) bezüglich des Schwerpunktabstands und Gesamtmasse auf das nichtlineare Verhalten

Daraus resultiert die flachere Rückstellmomentcharakteristik und ein geringeres ermitteltes Nutzmoment des Fliehkraftpendels der Folgegeneration. Das Referenzsystem erreicht den gleichen Betrag des maximalen Werts von etwa 48 Nm bereits bei einer kleineren mittleren Pendelauslenkung. Für die nichtlinearen Störmomentanteile bei dieser Winkelamplitude bedeutet das für das Referenzsystem ca. 35 % des Nutzmoments. Durch die benötigt höhere Pendelauslenkung ergibt sich für das FKP-System D und dessen nichtlinearem Verhalten ein Betrag von 47 % des Nutzmoments.

Hintergrund ist, dass sich insgesamt die wirkende Fliehkraft des FKP-System D durch die zur Masseerhöhung (+11 %) verhältnismäßig größeren Reduzierung (-15 %) des Schwerpunktabstands verringert, siehe Gleichung 27 aus Kapitel 5.2.1. Zudem nimmt auch das wirkende Trägheitsmoment und somit das Energiespeicherpotential ab. Beide Gestaltvariationen haben somit sowohl einen Einfluss auf die wirkende Fliehkraft als auch auf das Massenträgheitsmoment. Die Variation bezüglich des Schwerpunktabstands erscheint jedoch als ein maßgeblicherer Faktor für das Tilgungspotential. In Summe erscheint die minimal größere Veränderung des Schwerpunktabstands (relativ gesehen -4 %) durch die Gestaltvariation bereits einen deutlichen Einfluss auf den dynamischen Rückstellmomentverlauf (11 % mehr nichtlinearer Störmomentanteil) zu nehmen.

8.3 Fallstudie 3: Einfluss einer Variation bezüglich der Veränderung der Pendelmassenaufhängung auf die nichtlinearen Effekte

Neben der Optimierung der funktionsbestimmenden Parameter von FKP-Systemen stellt die Veränderung des Schwingverhaltens der Pendelmassen eine weitere Möglichkeit in der FKP-Entwicklung dar, das Energiespeicherpotential gegenüber Vorgängergenerationen zu steigern (Schottmüller et al., 2019). Die Auswirkungen dieser Veränderungen werden teilweise erst in den verschiedenen C&C²-Sequenzmodellen der einzelnen Zustände sichtbar.

Zur Effizienzsteigerung der Schwingbewegung der Pendelmassen werden in diesem Fallbeispiel beim Übergang von FKP-System E zur nachfolgenden Generation FKP-System F verschiedene konstruktive Änderungen vorgenommen. Maßgeblich wird durch eine Veränderung der Pendelbahnen Einfluss auf die Bewegungsgleichung genommen, sodass die Pendelmassen zusätzlich um ihren Schwerpunkt rotieren. Hierfür werden die Pendelbahnen in der Trägerscheibe und Pendelmasse nicht mehr parallel angeordnet, sondern nach außen gedreht, siehe Abbildung 8.7.

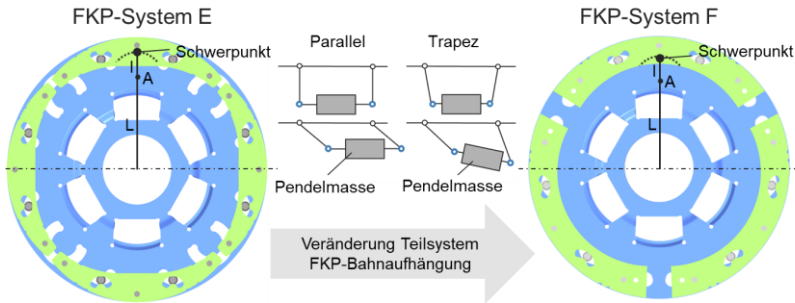


Abbildung 8.7: Darstellung der nachfolgenden FKP-Generation (rechts) mit Veränderung des Wirkprinzips des (Teilsystem-)Elements der FKP-Bahnaufhängung aus dem Referenzsystem (links)

Zusätzlich wird die Gestalt der Pendelmasse verändert, da diese durch die geänderte Schwingbewegung einen größeren Auslenkungswinkel realisieren kann. Für die Parameteroptimierung bezüglich der Pendelmasse und des Schwerpunktabstands ergibt sich zudem eine andere Pendelteilung und ein veränderter Abstand zum Rotationszentrum. Das Prinzip der bifilaren Aufhängung der Pendelmassen, die kreisförmige Bahngeometrie und die Pendelordnung wird aus der voran gegangenen Generation übernommen, siehe Tabelle 12.

Tabelle 12: Vergleich der beiden wesentlichen Gestaltparameter der FKP-Systeme E und F

	FKP-System E	FKP-System F
Bahnaufhängung	Parallel	Trapez
Bahngeometrie	Kreis	Kreis
Ordnung in Öl [-]	2	2
Pendelmasse [g]	100%	100%
Schwerpunktstand [mm]	100%	91%
Effektive Massenträgheit [kgm²]	100%	109%

In der detaillierteren Betrachtung in den C&C²-Sequenzmodellen werden im Nachfolgenden die Gestaltänderungen näher analysiert und die Einordnung der Variationsart im Sinne der PGE – Produktgenerationsentwicklung ermöglicht.

8.3.1 Klassifizierung der Variationsart durch Nutzung des Contact&Channel²-Ansatzes

In der Gegenüberstellung der beiden C&C²-Sequenzmodelle ist zu erkennen, dass die bifilare Rollenaufhängung der Pendelmassen aus dem Referenzsystem (FKP-System E) übernommen wird. Allerdings sind die Positionen der WFP1.1, WFP1.2 bzw. WFP2.1, WFP2.2 in den jeweiligen Rollenbahnen der beiden FKP-Systeme zueinander verändert, da die ausgesparten Pendelbahnen in der Masse und der Trägerscheibe in FKP-System F jeweils nach außen gedreht werden. Im Zustand der 0-Lage sind die jeweiligen Wirkflächenpaare des FKP-Referenzsystem E parallel angeordnet, für das FKP-System F bilden diese ein Trapez, siehe Abbildung 8.8.

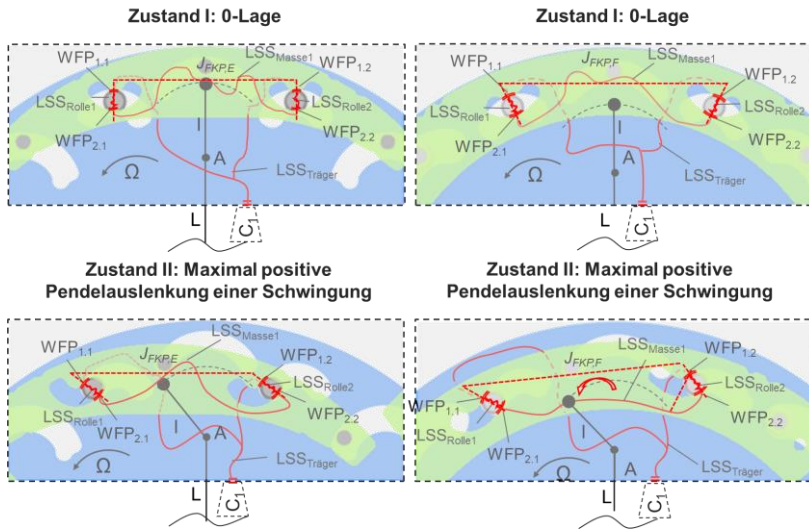


Abbildung 8.8: Contact&Channel²-Sequenzmodelle für FKP-System E (rechts) und FKP-System F (links) in Zustand I und Zustand II zur Darstellung der Variation bezüglich der geänderten Bahnaufhängung – eigene Darstellung nach Schottmüller et al. (2019)

Diese Gestaltänderung führt bei der Aufnahme der Schwingungsenergie aus dem Antriebsstrang durch die Auslenkung der Pendelmasse zusätzlich zu einer Eigenrotation um deren Schwerpunkt. Dies ist im Zustand der maximalen Auslenkung (in Drehrichtung) deutlich zu erkennen, wodurch die Bewegungsgleichung, um diesen Term ergänzt wird.

Das polare Massenträgheitsmoment der Pendelmasse wird zusätzlich als Energiespeicher genutzt und hat demnach auch einen Einfluss auf die Abgabe des Rückstellmoments.

Um diese konstruktive Maßnahme einer unterschiedlichen Anordnung der Aufhängung der Pendelmassen in eine der Variationsarten der PGE – Produktgenerationsentwicklung zu klassifizieren, erscheint es wie in Fallstudie 1 sinnvoll, die Definition der Beschreibung der Variationsarten mittels des C&C²-A zu erweitern. Gemäß den

bisherigen Definitionen bedeutet die Änderung der Anordnung der Wirkflächenpaare ausschließlich eine Gestaltvariation, siehe Kapitel 2.1.2. Dieses Fallbeispiel aus der Dynamik zeigt allerdings, dass durch diese Veränderung ein maßgeblicher Einfluss auf die Bewegungsgleichung und somit auf das Wirkprinzip des Fliehkraftpendels ausgeübt wird. Die direkte Auswirkung dieser konstruktiven Maßnahme auf die Kinematik entspricht im klassischen Sinne eher einer Prinzipvariation, welche eine Überführung des neuen Prinzips in eine neue Gestalt darstellt, siehe Kapitel 2.1.1.

Im Verständnis des C&C²-A bedeutet dies:

Prinzipvariation (PV): *Äußert sich in der Veränderung der Anzahl von WFP und Wirkstrukturen **oder durch eine Veränderung der Gestalt bzw. Anordnung von WFP mit Einfluss auf dessen Wirkzusammenhang.***

Mit dieser Prinzipvariation gehen im betrachteten Fallbeispiel, wie bereits eingangs erläutert, zusätzlich verschiedene Gestaltvariationen, wie die Änderung der Pendelmassenteilung und veränderten Schwerpunktabstand einher. Dadurch ist der Einfluss der Prinzipvariation auf die nichtlinearen Effekte nicht völlig losgelöst von den anderen Gestaltvariationen zu bewerten. Allerdings ergeben sich neue Lösungsräume für die Optimierung der entsprechenden Parameter in der Bewegungsgleichung, die durch die Bewertungsmethode quantifiziert werden können. In diesem Fallbeispiel ändert sich durch die Prinzipvariation zusätzlich der Schwerpunktabstand und die realisierbare Auslenkungsamplitude der Pendelmassen, wohingegen der Masseparameter an sich nahezu unverändert bleibt, siehe Tabelle 12.

8.3.2 Anwendung der Bewertungsmethode anhand des nichtlinearen Rückstellmomentverlaufs

In diesem Fallbeispiel überlagern sich erneut mehrere Variationen beim Übergang von einem FKP-Konzept zur nächsten Generation. Neben der Prinzipvariation in der Aufhängung der Pendelmasse finden zusätzlich auch Gestaltvariationen der Pendelmasse bezüglich der Masse und des Schwerpunktabstands statt. Während die Gestaltvariation bezüglich der Massenteilung den Masseparameter unterschiedslos beibehält, reduziert sich für das neue Pendelkonzept der Schwerpunktabstand um circa 9 % zum Referenzsystem. Dies resultiert aus den Folgen der Prinzipvariation der Pendelbahnaufhängung von einer parallelen zu einer trapezförmigen Anordnung, da die Pendelmassen dadurch breiter ausgeführt werden konnten und sich der Schwerpunkt der Masse demnach zum Rotationszentrum hinbewegt.

Nachfolgend soll anhand der experimentell ermittelten Momentenrampen der beiden FKP-Konzepte der Einfluss der Prinzipvariation auf die nichtlineare FKP-Charakteristik bewertet werden. Diese sind in Abbildung 8.9 gegenübergestellt.

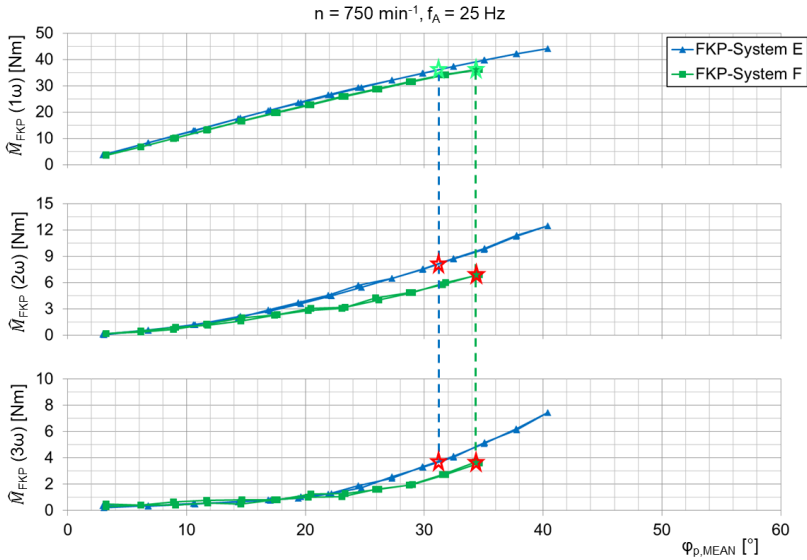


Abbildung 8.9: Anwendung der Bewertungsmethode an den ermittelten dynamischen FKP-Rückstellmomentverläufen der FKP-Systeme des Fallbeispiels 3 zur Ermittlung des Einflusses der Prinzipvariation (PV) bezüglich der geänderten Bahnaufhängung auf das nichtlineare Verhalten

Das FKP-Konzept F erreicht am Prüfstand eine maximale Winkelamplitude von 35° , bei welcher die Pendelmassen ein Nutzmoment von etwa 36 Nm zurück an die Trägerscheibe abgibt. Das Referenzpendel E mit einer parallelen Anordnung der Pendelmassen erreicht dieses Moment bereits bei einer mittleren Pendelauslenkung von knapp über 30° . Allerdings ist anhand der Analyse der nichtlinearen Störmomentanteile zu erkennen, dass das Referenzpendel trotz kleinerer Pendelauslenkung in Summe einen größeren Störmomentanteil von circa 33 % im Vergleich zur nachfolgenden FKP-Generation (29 %) aufweist.

Die im FKP-Konzept F durchgeführte Prinzipvariation durch die veränderte Bahnaufhängung und die damit verbundene zusätzliche Eigenrotation der Pendelmassen führt nicht allein zu dieser kleinen Verbesserung bezüglich der nichtlinearen Störmomentanteile. Vielmehr kompensiert es zusätzlich noch den Einfluss der Reduzierung des Schwerpunktabstands um 9 % gegenüber dem Referenzpendel. Dadurch wird verdeutlicht, dass mit einer gezielten Veränderung der Bewegungsgleichung das Tilgungspotential von FKP-Systemen hinsichtlich des nichtlinearen Verhaltens gesteigert werden konnte.

8.4 Fazit aus der Anwendung der Bewertungsmethode

Ziel der durchgeführten zweiten deskriptiven Studie war die Anwendung der Methode zur Bewertung der nichtlinearen Charakteristik verschiedener FKP-Systeme aus der Entwicklungspraxis. Anhand dieser Bewertung wurde untersucht, inwieweit diese Methode es ermöglicht, die Beeinflussbarkeit der Nichtlinearität in FKP-Systemen durch verschiedene Variationen der PGE – Produktgenerationsentwicklung zu identifizieren und zu quantifizieren. Auf Basis des Wissens über die quantitative Beeinflussbarkeit der nichtlinearen Effekte im Fliehkraftpendel sollte gezeigt werden, dass der Entscheidungsprozess für die Ableitung möglicher, zielführender Variationsarten für zukünftige FKP-Systeme maßgeblich unterstützt werden kann.

Dazu wurde die Bewertungsmethode in drei verschiedenen Fallstudien angewandt, in denen unterschiedliche Variationen bezüglich bestimmender Funktionselemente umgesetzt wurden. In den Fallbeispielen konnte der Einfluss der jeweiligen Variation auf den nichtlinearen Wirkzusammenhang zwischen Rückstellmoment und Pendelbewegung dargestellt und bewertet werden. Es hat sich gezeigt, dass die Parameter der Masse und des Schwerpunktabstands unterschiedlich stark auf die nichtlinearen Effekte und damit auf das Tilgungspotential Einfluss nehmen. Grundsätzlich ist eine Maximierung der beiden Parameter anzustreben, um ein möglichst großes Energiespeicherpotential zu erreichen und große Pendelauslenkungen zu vermeiden. Allerdings ist beispielsweise bei Erreichen von Festigkeitsgrenzen oder bei Bauraumrestriktionen stets zu entscheiden, wo das Optimum beider Parameter liegt. Die in den Fallbeispielen gesammelten Erkenntnisse deuten hier auf eine größere Bedeutung des Schwerpunktabstands für das Tilgungspotential hin.

Zusätzlich wurde gezeigt, welches Potential in einer Optimierung der Bewegungsgleichung durch eine Prinzipvariation von Systemelementen des Fliehkraftpendels steckt. Die Veränderungen des Schwingungsverhaltens beeinflussen maßgeblich die Charakteristik des FKP-Rückstellmoments und können zusammen mit der Parameteroptimierung in leistungsfähigeren FKP-Konzepten münden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Das abschließende Kapitel reflektiert die zusammengefassten Ergebnisse der vorliegenden Arbeit und gibt einen Ausblick auf mögliche weiterführende Forschungsaktivitäten.

9.1 Zusammenfassung der Forschungsergebnisse

Das Tilgungspotential von FKP-Konzepten ist durch frequenzabhängige, nichtlineare Effekte in Bereichen von großen Auslenkungen der Pendelmassen eingeschränkt. Diese resultieren aus kinematischen Zusammenhängen des vorliegenden Wirkprinzips eines Fliehkraftpendels und führen im Aufbau des Rückstellmoments zu Amplitudenanteilen in höheren, störenden Frequenzen.

Motiviert durch diese Tatsachen war das formulierte Ziel der vorliegenden Arbeit die Entwicklung einer Bewertungsmethode, um Potentiale von verschiedenen Variationsarten in FKP-Systeme zur Reduzierung der nichtlinearen Effekte zu identifizieren. Um Erkenntnisse über das Systemverhalten verschiedener FKP-Systeme für den Produktentwicklungsprozess zu gewinnen, wurde im Rahmen der Arbeit eine Vorgehensweise entwickelt und gezeigt, wie diese in einer physischen Validierungsumgebung erfolgreich umgesetzt werden kann.

Aufbauend auf einer methodischen Teilsystemanalyse zur Untersuchung des nichtlinearen Systemverhaltens des Fliehkraftpendels konnte das Grundverständnis über die Entstehungsmechanismen der Amplitudenanteile höherer Frequenzen im Rückstellmoment erweitert werden. Als dominierende Amplituden erweist sich neben der Haupt-(tilger)ordnung, deren Vielfache in der zweiten und dritten Hauptordnung. Dadurch ergeben sich die Bewertungsgrößen des Nutzmoments und der Störmomentanteile. Dabei charakterisiert besonders der individuelle Verlauf dieser Amplitudenanteile über der Pendelauslenkung die Eigenschaften des Fliehkraftpendels.

Die Forschungsergebnisse konnten bestätigen, dass die im Vorfeld formulierte Grundhypothese über die Quantifizierung des Wirkzusammenhangs zwischen dem Rückstellmoment und der Pendelauslenkung zum einen das Systemverständnis bezüglich des nichtlinearen Verhaltens erweitert und zum anderen anhand der Rückstellmoment-Charakteristik eine Bewertung von verschiedenen FKP-Systemen möglich ist.

Basierend auf umfangreichen Untersuchungen bezüglich der Messtechnik und der Methodik konnte in den Kapiteln 6 und 7 die Eignung der Prüfumgebung zur experimentellen Ermittlung der FKP-Rückstellmomentcharakteristik an physischen FKP-Teilsystemen bestätigt sowie eine Testprozedur für die Anwendung der Methode festgelegt werden. Hierfür wurde anhand von Parametervariationen unter anderem die Übertragbarkeit von theoretischen Einflüssen wie beispielsweise die Motordrehzahlabhängigkeit auf die Versuchsergebnisse des Rückstellmoments überprüft und nachgewiesen. Außerdem erweist sich die Gradation der Anregungsamplitude in der FKP-Ordnung als geeignetes Werkzeug zur Ermittlung des dynamischen Rückstellmomentverlaufs.

Mit der Anwendung der Methode an Praxisbeispielen aus der realen FKP-Entwicklung wurde abschließend demonstriert und belegt, wie im Rahmen der PGE – Produktgenerationsentwicklung durch verschiedene Variationsarten gezielt (Verbesserungs-)Maßnahmen identifiziert und bewertet werden können. Um das wirkende Rückstellmoment zu beeinflussen, können unter gegebenen Randbedingungen der Festigkeit und des zur Verfügung stehenden Bauraums die Parameter der Pendelmasse und der Schwerpunktabstand in Gestaltvariationen umgesetzt werden. Zudem erwiesen sich im betrachteten Fallbeispiel die konstruktiven Maßnahmen, die zu einer Veränderung in der Bewegungsgleichung führten, als geeignete Möglichkeiten, um das Tilgungspotential zu verbessern.

Anhand dieser Studienergebnisse bestätigt sich auch die zweite Forschungshypothese aus Kapitel 3.3 nach dem Nutzen für die Produktentwicklung. Basierend auf der Definition der Ziel- und Bewertungsgrößen des Nutzmoments und der damit zusammenhängenden Störmomentanteile wird es ermöglicht, Optimierungspotentiale zu erkennen und den aus den entsprechenden Variationsarten zu erwartenden Entwicklungsaufwänden gegenüberzustellen. Mit diesem Wissen können Entwicklungsprozesse von FKP-Systemen bereits in einer frühen Phase geplant, auf die Erfolgswahrscheinlichkeit hin bewertet und effizienter gestaltet werden.

Durch Anwendung der Methode gelingt zudem eine schnelle und effiziente Bewertung und Wirksamkeitsprüfung von neuen Prinzipvariationen in FKP-Konzepten auch ohne umfassende Modellierung von mathematischen Zusammenhängen und mit Berücksichtigung eventuell nichtverstandener, beziehungsweise abgebildeter Wechselwirkungen. Durch die Erweiterung des komplexen Systemverständnisses hinsichtlich der Wirkzusammenhänge und der Beeinflussung deren Vermögens zur Schwingungsreduzierung können die Ergebnisse aus der Messmethode darüber hinaus beim Aufbau und Verifizieren von Simulationsmodellen unterstützen.

9.2 Ausblick auf mögliche weiterführende Forschungsschwerpunkte

Die Ergebnisse dieser Forschungsarbeit zeigen, wie eine umfassende Bewertung von Fliehkraftpendel anhand seiner schwingungsreduzierenden Eigenschaften in einer physischen Validierungsumgebung durchgeführt werden kann. Hieran gibt es auch nach dieser Arbeit verschiedene Anknüpfungspunkte, die auf diesen Ergebnissen aufbauen können. Unter anderem gilt es die Übertragbarkeit der Methodik zur dynamischen Charakterisierung von FKP-Systemen in anderen Validierungsumgebungen zu überprüfen.

Infolge der Trends hin zu simulationsgestützten Werkzeugen bietet sich hierfür ein Aufbau beziehungsweise ein umfassender Abgleich von Simulationsmodellen an, um zu überprüfen, inwieweit die im physischen Prüfstandmodell ermittelten Erkenntnisse durch verschiedene Variationsarten mit den Simulationsergebnissen korrelieren. Damit sind Variationen zur Parameteroptimierung deutlich schneller und effizienter möglich als im realen Versuchsaufbau. Zudem können Einflüsse bezüglich der Öldämpfung und Ordnungsverschiebung getrennt voneinander untersucht werden.

Um den Erkenntnisgewinn und den Vertrauensbereich der ermittelten Rückstellmomentcharakteristik im physischen Prüfstandmodell noch weiter zu steigern, kann der Einsatz von weiteren Möglichkeiten beziehungsweise die Präzisierung der inneren Messgröße des Rückstellmoments geprüft werden. In der vorliegenden Arbeit wurde mit dem DMS-Messflansch eine Möglichkeit aufgezeigt, die Messgröße möglichst nahe des Entstehungsortes zu erfassen. Dennoch ist noch eine komplexe Beschreibung des Mess-Koppelsystems erforderlich. Um die Genauigkeit der Beschreibung zusätzlich zu erhöhen, bietet sich die direkte Erfassung der Beschleunigungsinformation über spezielle Beschleunigungssensoren an, um exaktere Ergebnisse als die berechnete Beschleunigung aus der Winkelerfassung der verwendeten Inkrementaldrehgeber zu liefern.

Ein weiteres Forschungspotential liegt in der Validierung der Bewertungsergebnisse in Wechselwirkung mit dem Gesamtsystem. In der Anwendung von FKP-Systemen im Antriebsstrang ergibt sich eine spezifische Zielgröße des Nutzmoments. Abhängig von der Motordrehzahl und der eingeleiteten Schwingungsamplitude des Antriebmotors ergeben sich notwendige Nutzmomentamplituden für verschiedene Betriebspunkte. Dies muss bei der Bewertung der nichtlinearen Störmomentanteile verschiedener FKP-Systeme berücksichtigt werden

Literaturverzeichnis

- Albers, A. (1994). Fortschritte beim ZMS - Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge. In Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG (Hrsg.), *5. LuK Kolloquium* (5. LuK Kolloquium, S. 5–41). Baden-Baden.
- Albers, A. (2010). Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In I. Horváth, F. Mandorli & Z. Rusák (Hrsg.), *Proceedings of the Eighth International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering - TMCE 2010: 12-16 April, 2010, Ancona, Italy* (Vol. 1, o. S.). Delft: University of Technology.
- Albers, A., Alink, T., Thau, S. & Matthiesen, S. (2008). Support of design engineering activity through C&CM - Temporal decomposition of design problems. In I. Horváth & Z. Rusák (Hrsg.), *Proceedings of the Seventh International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering - TMCE 2008: 21-25 April, 2008, Izmir, Turkey* (o. S.). Delft: University of Technology.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In U. Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (S. 541–569). München: Hanser.
<https://doi.org/10.3139/9783446445819.019>
- Albers, A., Berger, J. & Boog, S. (2017). Neue Ansätze zur quantitativen Charakterisierung von Zweimassenschwungrädern auf hochdynamischen Komponentenprüfständen. In *2. VDI-Fachkonferenz Schwingungsreduzierung in mobilen Systemen 2017: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, 17-18 Mai, 2017, Ettlingen, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2309, S. 135–145). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Albers, A., Boog, S., Berger, J., Matitschka, J. & Basiewicz, M. (2016). Modellbildung von Koppelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystemkomponenten. In *18. Kongress SIMVEC - Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung 2016. Berechnung, Prüfstands- und Straßenversuch: 22-23 November, 2016, Baden-Baden, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2279, o. S.). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Albers, A., Boog, S., Koch, C., Müller, O. & Ott, S. (2015). Optical analysis and measurement-based determination of spring behavior in clutch disc damper systems during dynamic operation. In *5th International VDI Congress Drivetrain for Vehicles (Getriebe in Nutzfahrzeugen) 2015, 16-17 June, 2015,*

- Friedrichshafen, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2256, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Albers, A., Boog, S., Koch, C. & Stoll, C. (2015). Identifikation des Federschnittmoments in Dämpfersystemen während verbrennungsmotorischer Anregung am hochdynamischen Komponentenprüfstand. In *Schwingungen in Antrieben 2015. 9. VDI-Fachtagung: 28-29 Oktober, 2015, Fulda, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2262, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Albers, A. & Braun, A. (2010). Function-based Contact and Channel-Modelling in the Development of an Innovative Car. In D. C. Wynn, M. Kreimeyer, K. Eben, M. Maurer, U. Lindemann & J. Clarkson (Hrsg.), *Managing complexity by modelling dependencies. Proceedings of the 12th International DSM Conference: 22-23 July 2010, Cambridge, UK* (S. 207–220). Munich, Germany: Carl-Hanser-Verlag.
- Albers, A., Bursac, N. & Rapp, S. (2017). PGE – Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads. *Forschung im Ingenieurwesen*, 81(1), 13–31. <https://doi.org/10.1007/s10010-016-0210-0>
- Albers, A., Bursac, N. & Wintergerst, E. (2015). Produktgenerationsentwicklung – Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer & D. Roth (Hrsg.), 3. *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2015, 18-19 Juni, 2015, Stuttgart, Germany. Entwicklung smarter Produkte für die Zukunft* (S. 1–10). Stuttgart: Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO.
- Albers, A., Düser, T. & Ott, S. (2008). X-In-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebsystemen. 8. *Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation, September 16-17, 2008, Kassel, Germany*, o. S.
- Albers, A., Geier, M., Jaeger, S. & Stier, C. (2013). Validation of Vehicle Drive Systems with Real-Time Simulation on High-Dynamic Test Benches. *ASME 2013 Verification and Validation Symposium (V&V), May 22-24, 2013, Las Vegas, Nevada*, o. S.
- Albers, A., Geier, M. & Merkel, P. (2011). Validation activities in the X-in-the-loop framework on the example of model based methods. *Vehicle Property Validation Conference, September 7-8, 2011 Bad Nauheim, Germany*, 275–290.
- Albers, A., Gladysz, B., Kniel, J., Aschoff, M. & Meyer, A. (2016). Integration von Versuchsergebnissen in C&C²-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems. In K. Brökel, J. Feldhusen, K.-H. Grote, F. Rieg, R. Stelzer, P. Köhler et al. (Hrsg.), 14. *Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016. Tradition et Innovatio - Entwicklung und Konstruktion: 6-7 Oktober, 2016, Rostock, Germany* (Berichte aus der Konstruktionstechnik, S. 10–20). Aachen: Shaker Verlag.

- Albers, A., Lohmeyer, Q. & Ebel, B. (2011). Dimensions of objectives in interdisciplinary product development projects. In S. Culley, B. Hicks, T. McAlloone, T. Howard & J. Malmqvist (Hrsg.), *ICED 11, København. The 18th International Conference on Engineering Design: 15-18 August, 2011, Copenhagen, Denmark: proceedings: impacting society through engineering processes* (DS / The Design Society, DS68-5, pp. 256–265). Glasgow: Design Society.
- Albers, A., Mandel, C., Yan, S. & Behrendt, M. (2018). System of Systems Approach for the Description and Characterization of Validation Environments. In D. Marjanović, M. Štorga, S. Škec & P. N. Bojčetić Nenad (Hrsg.), *DESIGN 2018. 15th International Design Conference: 21-24 May, Dubrovnik, Croatia: proceedings* (DS / The Design Society, DS 92, S. 2799–2810). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A. & Matthiesen, S. (2002). Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme - Das Elementmodell "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zur Analyse und Synthese technischer Systeme. *Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung*, 7-8/2002(Band 54, Ausgabe 7/8), 55–60.
- Albers, A., Pinner, T., Yan, S., Hettel, R. & Behrendt, M. (2016). Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. In D. Marjanović, M. Štorga, N. Pavković, N. Bojčetić & S. Škec (Hrsg.), *DESIGN 2016. 14th International Design Conference: 16-19 May, 2016, Cavtat, Dubrovnik, Croatia: proceedings: Research & Methods* (DS / The Design Society, Volume 1, S. 791–800). Glasgow: The Design Society.
- Albers, A., Rapp, S., Birk, C. & Bursac, N. (2017). Die Frühe Phase der PGE – Produktgenerationsentwicklung. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, D. Spath & D. Roth (Hrsg.), *4. Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017: 28-29 Juni, 2017, Stuttgart, Germany* (o. S.). Stuttgart: Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO.
- Albers, A., Rapp, S., Heitger, N., Wattenberg, F. & Bursac, N. (2018). Reference Products in PGE - Product Generation Engineering: Analyzing Challenges Based on the System Hierarchy. *Procedia 28th CIRP Design Conference, 23-25 May, 2018, Nantes, France*, 70, 469–474.
<https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.02.046>
- Albers, A., Rapp, S., Peglow, N., Stürmlinger, T., Heimicke, J., Wattenberg, F. et al. (2019). Variations as Activity Patterns: A Basis for Project Planning in PGE - Product Generation Engineering. *29th CIRP Design Conference, 8-10 May, 2019, Póvoa de Varzim, Portugal*, 84(4), 966–972.
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, F. et al. (2019). The Reference System in the Model of PGE: Proposing a Generalized Description of Reference Products and their Interrelations. In S. Wartzack, B. Schleich,

- M. G. Gonçalves, B. Eisenbart & H. Völkl (Hrsg.), *ICED 19, Delft. The 22nd International Conference on Engineering Design: 5-8 August, 2019, Delft, Netherlands: proceedings: Responsible Design for Our Future* (DS / The Design Society, DS 94, Bd. 1, S. 1693–1702). Glasgow: Design Society.
- Albers, A., Reiss, N., Bursac, N. & Richter, T. (2016). iPeM – Integrated Product Engineering Model in Context of Product Generation Engineering. *Procedia 26th CIRP Design Conference, 15-17 June, 2016, Stockholm, Sweden*, 100–105. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.04.168>
- Albers, A., Stier, C. & Boog, S. (2013). Effizienzsteigerung verbrennungsmotorischer Antriebe durch innovative Ansätze zur Schwingungsberuhigung. *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen FVV*, (R562), o. S.
- Albers, A., Stier, C. & Geier, M. (2013). Herausforderungen von Kupplungssystemen in modernen Antriebssystemen. In *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2013. 5-6 März, 2013, Karlsruhe, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2206, S. 1–14). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Albers, A. & Wintergerst, E. (2014). The Contact and Channel Approach (C&C2-A): Relating a System's Physical Structure to Its Functionality. In A. Chakrabarti & L. T. M. Blessing (Hrsg.), *An Anthology of Theories and Models of Design* (Bd. 23, S. 151–171). London: Springer London. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-6338-1_8
- Alink, T. (2010). *Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz*. Dissertation (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 48). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.
- Alsuiwaiyan, A. S. & Shaw, S. W. (2002). Performance and Dynamic Stability of General-Path Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, 252(5), 791–815. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3534>
- Ameling, W. (1984). *Laplace-Transformation* (Studienbücher Naturwissenschaft und Technik, 3., durchgesehene Auflage). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. <https://doi.org/10.1007/978-3-663-06810-5>
- Andreasen, M. M. (1994). Modelling—The Language of the Designer. *Journal of Engineering Design*, 5(2), 103–115. <https://doi.org/10.1080/09544829408907876>
- Baron, J. (2000). *Untersuchungen zur Auslegung und zum Betriebsverhalten eines fliehkraftgesteuerten frequenzvariablen Drehschwingungstilgers*. Dissertation. Universität Hannover, Hannover. <https://doi.org/10.15488/5730>
- Baron, J. & Poll, G. (2003). Schwingungskompensation durch einen fliehkraftgesteuerten Drehschwingungstilger. In *Schwingungen in Antrieben 2003. Messung, Simulation, Beeinflussung, Überwachung: 2-3 April, 2003, Fulda, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 1749, S. 89–107). Düsseldorf: VDI-Verlag.

- Berger, J., Boog, S. & Ott, S. (2016). Experimentelle Darstellung der Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Antriebssysteme. In *18. Kongress SIMVEC - Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung 2016. Berechnung, Prüfstands- und Straßenversuch: 22-23 November, 2016, Baden-Baden, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2279, o. S.). Düsseldorf: VDI Verlag.
- Blessing, L. T.M. & Chakrabarti, A. (2009). *DRM, a Design Research Methodology*. London: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-84882-587-1>
- Borowski, V., Denman, H., Cronin, D., Shaw, S., Hanisko, J.P., Brooks, L.T., Miclec, D., Crum, W.B., & Anderson, M.P. (1991). Reducing Vibration of Reciprocating Engines with Crankshaft Pendulum Vibration Absorbers. *SAE transactions*, 100, 376–382. <https://doi.org/10.4271/911876>
- Brommundt, E. & Sachau, D. (2018). *Schwingungslehre mit Maschinendynamik. Mit 313 Aufgaben und Lösungen sowie zahlreichen Beispielen* (3., erweiterte und überarbeitete Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-17962-5>
- Chao, P. C.-P., Lee, C. & Shaw, S. W. (1997). Non-Unison Dynamics of Multiple Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, 204(5), 769–794. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.0960>
- Denman, H. H. (1992). Tautochronic bifilar pendulum torsion absorbers for reciprocating engines. *Journal of Sound and Vibration*, 159(2), 251–277. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(92\)90035-V](https://doi.org/10.1016/0022-460X(92)90035-V)
- Dietrich, E. & Schulze, A. (2014). *Statistische Verfahren zur Maschinen- und Prozessqualifikation* (7., aktualisierte Auflage). München: Carl Hanser Verlag. <https://doi.org/10.3139/9783446440241>
- Norm, DIN 1311-1 (Februar 2002). *Schwingungen und schwingungsfähige Systeme*. Berlin: Beuth Verlag.
- Norm, DIN 1311-2 (August 2002). *Schwingungen und schwingungsfähige Systeme*. Berlin: Beuth Verlag.
- Norm, DIN 51309 (Dezember 2005). *Werkstoffprüfmaschinen - Kalibrierung von Drehmomentmessgeräten für statische Drehmomente*. Berlin: Beuth Verlag.
- Dresig, H. & Fidlin, A. (2014). *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese* (3., überarb. u. erw. Aufl.). Berlin: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-24117-8>
- Dresig, H., Holzweißig, F. & Rockhausen, L. (2011). *Maschinendynamik* (10., neu bearb. Aufl.). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16010-3>
- Düser, T. (2010). *X-in-the-Loop - ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen* (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 47). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.

- Eckert, C. M., Alink, T. & Albers, A. (2010). Issue driven analysis of an existing product at different levels of abstraction. In D. Marjanović, M. Štorga, N. Pavković & N. Bojčetić (Hrsg.), *DESIGN 2010. 11th International Design Conference: 17-20 May, 2010, Dubrovnik, Croatia: proceedings:* (DS / The Design Society, DS 60, Volume 1, S. 673–682). Glasgow: The Design Society.
- Faust, H. (2014). Antriebssysteme der Zukunft. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *10. Schaeffler Kolloquium. Solving the Powertrain Puzzle* (10. Schaeffler Kolloquium, S. 25–41). Baden-Baden.
- Fehrecke, H., Eckel, H.-G., Hirsch, V., Jörg, B. & Werner, K. (2000). Reduktion der Drehungleichförmigkeit durch den Drehzahladaptiven Tilger. *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)*, 61(Special Innovationen der Zulieferindustrie), 30–34.
- Fidlin, A. & Seebacher, R. (2006). Simulationstechnik am Beispiel des ZMS. Die Stecknadel im Heuhaufen finden. In Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG (Hrsg.), *8. LuK Kolloquium. LuK Forward...* (8. LuK Kolloquium, S. 55–71). Baden-Baden.
- Genuit, K. (2010). *Sound-Engineering im Automobilbereich. Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-01415-4>
- Gladysz, B. (2019). *Gestalt- und wirkzusammenhangsbasierte Beschreibung von Fehlermechanismen für eine effektivere und effizientere Identifikation, Analyse sowie Nachvollziehbarkeit von Fehlerfolgen und -ursachen = Embodiment design and effect relationship-based description of failure mechanisms for a more effective and efficient identification, analysis and traceability of failure consequences and causes* (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 119). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.
- Golloch, R. (2005). *Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung* (VDI-Buch). Berlin: Springer. Verfügbar unter: <http://lib.mylibrary.com/detail.asp?id=61723>
- Haddow, A. G. & Shaw, S. W. (2003). Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers: An Experimental and Theoretical Investigation. *Nonlinear Dynamics*, 34(3/4), 293–307. <https://doi.org/10.1023/B:NODY.0000013509.51299.c0>
- Hamouda, M.-N. H. & Pierce, G. A. (1984). Helicopter Vibration Suppression Using Simple Pendulum Absorbers on the Rotor Blade. *Journal of the American Helicopter Society*, 29(3), 19–29. <https://doi.org/10.4050/JAHS.29.19>
- Häßler, M., Kooy, A., Welter, R. & Lichtenwald, V. (2016). Kupplungsscheibe mit Torsionsdämpfer und Fliehkraftpendel. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 118(1), 42–47. <https://doi.org/10.1007/s35148-015-0162-y>
- Heck, T., Zaugg, B., Krause, T., Vögtle, B. & Fuß, M. (2018). Effiziente Lösungen für Automatikgetriebe. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *11.*

- Schaeffler Kolloquium. Mobility for tomorrow* (11. Schaeffler Kolloquium, S. 176-191. Baden-Baden.
- Ineichen, L. (2013). *Konzeptvergleich zur Bekämpfung der Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs*. Dissertation (Univ. Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Fidlin, Hrsg.) (Schriftenreihe des Instituts für Technische Mechanik, Karlsruher Institut für Technologie Band 20). Karlsruhe: Institut für Technische Mechanik am Karlsruher Institut für Technologie.
- IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie, Hrsg.). (2019). *eDrIL. eDrive-in-the-Loop-Prüfstand*. Zugriff am 15.02.2021. Verfügbar unter: https://www.ipek.kit.edu/downloads/190415_eDrIL_Flyer_DE.pdf
- IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie, Hrsg.). (2021). *Definition "Methode" aus dem Glossar der KaSPro*. Zugriff am 12.02.2021. Verfügbar unter: <http://www.ipek.kit.edu/mkl/index.php?title=Kategorie:Glossar>
- Jörg, B., Werner, K. & Eckel, H.-G. (2001). Der Drehzahladaptive Tilger DAT. Der Technologiesprung im Antriebsstrang. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 103(9/2001), 758–764.
- Kooy, A. (2014). Auf die Isolation kommt es an. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *10. Schaeffler Kolloquium. Solving the Powertrain Puzzle* (10. Schaeffler Kolloquium, S. 78-93). Baden-Baden.
- Kooy, A., Gillmann, A., Jäckel, J. & Bosse, M. (2002). ZMS - Nichts neues? In Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG (Hrsg.), *7. LuK Kolloquium* (7. LuK Kolloquium, S. 29-39). Baden-Baden.
- Kooy, A., Grahl, U. & Gvozdev, M. (2011). Prinzipielle Betrachtung und Optimierungen zum Fliehkraftpendel. In *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2011. 22-23 März, 2011, Wiesloch bei Heidelberg, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2139, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Kooy, A. & Seebacher, R. (2018). Maßgeschneiderte Dämpfer für jedes Antriebskonzept. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *11. Schaeffler Kolloquium. Mobility for tomorrow* (11. Schaeffler Kolloquium, S. 146–160). Baden-Baden.
- Krause, T. & Engelmann, D. (2008). *Kraftübertragungsvorrichtung mit einem drehzahladaptiven Tilger und Verfahren zur Verbesserung des Dämpfungsverhaltens*. (WO 2009/067988), Internationale Patentanmeldung.
- Krause, T., Kooy, A. & Kremer, E. (2011). Torsional Dampers with 2nd Generation Centrifugal Pendulum Absorber for Manual and Automatic. In *Getriebe in Fahrzeugen 2011. Effizienzsteigerung im Antrieb = Transmissions in vehicles 2011: efficiency improvement in drive systems: 7-8 Juni, 2011, Friedrichshafen, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2130, S. 465–476). Düsseldorf: VDI Verlag.

- Krause, T., Kremer, E. & Movlazada, P. (2011). Theory and Simulation of centrifugal pendulum absorber with trapezoidal suspension. In J. Náprstek, J. Horáček, M. Okrouhlík, B. Marvalová, F. Verhulst & J. T. Sawicki (Hrsg.), *Vibration Problems ICOVP 2011. The 10th International Conference on Vibration Problems: 5-8 September, 2011, Prague, Czech Republic: proceedings* (Bd. 139, S. 322–327). Dordrecht: Springer Netherlands.
- Kroll, J., Kooy, A. & Seebacher, R. (2010). Land in Sicht? Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *9. Schaeffler Kolloquium. Driven by the next generations* (9. Schaeffler Kolloquium, S. 29-39). Baden-Baden.
- Lee, C. & Shaw, S. W. (1997). The Non-Linear Dynamic Response Of Paired Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers. *Journal of Sound and Vibration*, 203(5), 731–743. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0707>
- Lindemann, P., Steinberger, M. & Krause, T. (2014). iTC– Innovative Wandlerlösungen ebnen den Weg in die Zukunft. In Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.), *10. Schaeffler Kolloquium. Solving the Powertrain Puzzle* (10. Schaeffler Kolloquium, S. 282–301). Baden-Baden.
- Lohmeyer, Q. (2013). *Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme*. Dissertation (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 59). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie. <https://doi.org/10.5445/IR/1000035102>
- Madden, J. F. (1980). *Constant frequency bifilar vibration absorber*. (US4218187A), United States Patent.
- Mahe, H., Brassart Pascale & Renault, A. (2017). Put an end to a few preconceived ideas for pendulum. In *16th CTI Symposium Berlin. Automotive Transmission, HEV and Drives: 5-7 December, 2017, Berlin, Germany* (o. S.).
- Matitschka, J., Berger, J. & Ott, S. (2015). Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Messtechnik beim Test von Antriebskomponenten in einer Echtzeitumgebung. In *Schwingungen in Antrieben 2015. 9. VDI-Fachtagung: 28-29 Oktober, 2015, Fulda, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2262, o. S.). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Matthiesen, S. (2002). *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme*. Dissertation (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsberichte Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau Band 6). Karlsruhe: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau (Inst. f. Masch.-Konstr.-Lehre u. Kraftfahrzeugbau) an der Universität Karlsruhe (TH).

- Matthiesen, S. (2011). Seven Years of Product Development in Industry - Experiences and Requirements for Supporting Engineering Design with 'Thinking Tools'. In S. Culley, B. Hicks, T. McAloone, T. Howard & J. Malmqvist (Hrsg.), *ICED 11, København. The 18th International Conference on Engineering Design: 15-18 August, 2011, Copenhagen, Denmark: proceedings: impacting society through engineering processes* (DS / The Design Society, DS68-5, vol. 9, pp. 236–245). Glasgow: Design Society.
- Matthiesen, S. (2021). 13. Gestaltung - Prozess und Methoden. In Bender, Beate & Gericke, Kilian (Hrsg.), *Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung* (9. Auflage, Bd. 22, S. 397–465). Berlin: Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-662-57303-7_13
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Hölz, K., Nelius, T., Bremer, F., Wettstein, A. et al. (2018). *Modellbildung mit dem C&C²-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese* (KIT Scientific Working Papers 58). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000080744>
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Sturm, C. & Steck, M. (2018). From Reality to Simulation – Using the C&C²-Approach to Support the Modelling of a Dynamic System. *Procedia 28th CIRP Design Conference, 23-25 May, 2018, Nantes, France*, 475–480. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1016/j.procir.2018.03.039>
- Matthiesen, S., Hölz, K. & Grauberger, P. (2017). Systemverständnis durch Analysemethoden. In D. Krause, K. Paetzold & S. Wartzack (Hrsg.), *Design for X. Beiträge zum 28. DfX-Symposium: 4-5 Oktober, 2017, Bamberg, Germany* (1. Auflage, S. 263–274). Hamburg: Tutech Verlag.
- Matthiesen, S., Wettstein, A. & Grauberger, P. (2018). Analysis of dynamic system behaviour using sequence modelling with the C&C²-Approach – a case study on a power tool hammer mechanism. In P. Ekströmer & Schütte, Simon and Ölvander, Johan (Hrsg.), *NordDesign 2018. 13th NordDesign Conference: 14-17 August, 2018, Linköping, Schweden: Proceedings of NordDesign: Design in the Era of Digitalization* (NordDESIGN, DS 91, n. P.). Glasgow: Design Society.
- Mayet, J., Rixen, D. & Ulbrich, H. (2013). Experimental investigation of centrifugal pendulum vibrations absorbers. In Z. Dimitrovová, J. R. d. Almeida & R. Gonçalves (eds.), *ICOVP 2013. 11th International Conference on Vibration Problems: 9-12 September 2013, Lissabon, Portugal: proceedings* (1. ed., o. S.). Lissabon: APMTAC.
- Meboldt, M. (2008). *Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung - als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM). Mental and formal modelling, a contribution to the integrated product development model (iPeM)* (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 29). Universität Karlsruhe: IPEK -

- Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.
<https://doi.org/10.5445/IR/1000028850>
- Meingaßner, G. J., Mayet, J., Pflaum, H., Ulbrich, H., Rixen, D. & Stahl, K. (2014). Neuartiges Fliehkraftpendelsystem SCPA – Synchronous Centrifugal Pendulum Absorber. In *Drivetrain for vehicles 2014. Testing and application of drivelines 2014. Transmissions in mobile machines 2014: 24 Juni, 2014, Friedrichshafen, Germany* (VDI-Berichte, Bd. 2218, S. 459–474). Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Meingaßner, G. J., Pflaum, H. & Stahl, K. (2014). Innovative Torsional Vibration Reduction Devices - Vehicle-Related Design and Component Strength Analysis. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 7(4), 1392–1403. <https://doi.org/10.4271/2014-01-2862>
- Nester, T. M., Schmitz, P. M., Haddow, A. G. & Shaw, S. W. (2004). Experimental observation of centrifugal pendulum vibrations absorbers. In D. Bohn (ed.), *10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. 07-11 March, 2004, Honolulu, Hawaii, USA: proceedings* (o. S. Aachen: Institute of Steam and Gas Turbines RWTH Aachen.
- Newland, D. E. (1963). *Nonlinear Vibrations: A comparative study with applications to centrifugal pendulum vibrations absorbers*. Dissertation (Massachusetts Institute of Technology, Hrsg.). Dept. of Mechanical Engineering.
- Oerding, J. (2009). *Ein Beitrag zum Modellverständnis der Produktentstehung - Strukturierung von Zielsystemen mittels C&M*. Dissertation (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 37). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.
- Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J. & Grote, K.-H. (Hrsg.). (2013). *Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung* (8., vollständig überarbeitete Auflage). Berlin: Springer Vieweg.
<https://doi.org/10.1007/978-3-642-29569-0>
- Paulweber, M. & Lebert, K. (2014). *Mess- und Prüfstandstechnik. Antriebsstrangentwicklung, Hybridisierung, Elektrifizierung* (Der Fahrzeugantrieb). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-04453-4>
- Peinemann, B. (2001). Drehzahladaptiver Tilger — eine Alternative für die Schwingungsreduzierung? *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 103(4), 290–297.
<https://doi.org/10.1007/BF03224371>
- Pfleghaar, J. (2015). *Energieeffiziente aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen im KFZ-Antriebsstrang*. Dissertation (1. Aufl.) (Dr. Hut Verlag, Hrsg.). München: Technische Universität München.
- Puente León, F. & Kiencke, U. (2012). *Messtechnik. Systemtheorie für Ingenieure und Informatiker* (9., überarbeitete Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-30074-5>

- Reik, W. (1988). Schwingungsverhalten eines Pkw-Antriebsstranges mit Zweimassenschwungrad. *VDI-Berichte* 697, S. 173-194.
- Reik, W. (1990). Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. Allgemeine Überlegungen. In Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG (Hrsg.), *4. LuK Kolloquium* (4. LuK Kolloquium, S. 5–27). Baden-Baden.
- Reik, W. & Pennec, B. (2008). The centrifugal pendulum absorber Calming down the drivetrain. In *7th CTI Symposium Berlin. Innovative Automotive Transmission: 2-3 December, 2008, Berlin, Germany* (o. S.).
- Reik, W., Seebacher, R. & Kooy, A. (1998). Das Zweimassenschwungrad. In Schaeffler Automotive Buehl GmbH & Co. KG (Hrsg.), *6. LuK Kolloquium* (6. LuK Kolloquium, S. 69-84). Baden-Baden.
- Ropohl, G. (Hrsg.). (1975). *Systemtechnik. Grundlagen und Anwendung; mit 5 Tabellen*. München: Hanser.
- Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG. (2021). *LuK Clutch Disc*. Zugriff am 14.07.2021. Verfügbar unter: <https://www.repxpert.com/en/schaeffler-products/page-ds1985>
- Schaeffler Automotive GmbH & Co. KG (Hrsg.). (2019). *Zweimassenschwungrad. Technik / Schadensdiagnose / Prüfwerkzeug / Bedienungsanleitung*. Zugriff am 15.02.2021. Verfügbar unter: <https://docplayer.org/23945788-Zweimassenschwungrad-technik-schadensdiagnose-spezialwerkzeug-bedienungsanleitung.html>
- Schaeffler Engineering GmbH. (2013). *PikesPEAK. Modularer Hochgeschwindigkeits-Datenlogger* (Version 1.1).
- Schicker, R. & Wegener, G. (2002). *Measuring torque correctly*. Darmstadt: HBM Hottinger Baldwin Messtechnik.
- Schottmüller, M., Rapp, S., Bause, K. & Albers, A. (2019). Steigerung des Systemverständnisses in Bezug auf das Schwingungsverhalten des Fliehkraftpendels durch eine gezielte Analyse der Variationsanteile in Produktgenerationen. In H. Binz, B. Bertsche, W. Bauer, O. Riedel, D. Spath & D. Roth (Hrsg.), *5. Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2019: 16 Mai, 2019, Stuttgart, Germany* (S. 213–222). Stuttgart: Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO.
- Stahl, K., Pflaum, H., Meingaßner, G. J., Ulbrich, H. & Mayer, J. (2013). Planetary Centrifugal Pendulum Absorber (pCPA) – New type of Centrifugal Pendulum Absorber for Applications in Highly Downsized Hybrid and Range Extender Combustion Engines. In M. Lienkamp (Ed.), *Conference on Future Automotive Technology. Focus Electro Mobility* (S. 73–84). Wiesbaden: Springer Vieweg. https://doi.org/10.1007/978-3-658-01141-3_5

- Stier, C. (2015). *Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen*. Dissertation (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 82). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.
- Swank, M. & Lindemann, P. (2011). Dynamic Absorbers for Modern Powertrains. In Society of Automotive Engineers (Hrsg.), *SAE 2011 Noise and Vibration Conference and Exhibition: 16-19 May, 2011, Grand Rapids, Michigan, USA: papers* (o. S.). Warrendale, Pa.: SAE International.
- Tränkle, H.-R. & Reindl, L. M. (2014). *Sensortechnik. Handbuch für Praxis und Wissenschaft* (VDI-Buch, 2., völlig neu bearb. Aufl.). Berlin: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-29942-1>
- Valeo Service Deutschland GmbH (Valeo Service Germany, Hrsg.). (2020). *Valeo latest innovative DMF technologies. Pendulum*. Zugriff am 15.02.2021. Verfügbar unter: <https://www.valeoservice.com/en-com/passenger-car/transmission-systems/dual-mass-flywheel-range-choose-quality-and-comfort-choose-valeo>
- Van Basshuysen, R. & Schäfer, F. (2015). *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* (ATZ/MTZ-Fachbuch, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl.). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-04678-1>
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2004a). Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. *VDI-Richtlinien*, (VDI 2206).
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2004b). Werkstoff- und Bauteildämpfung. Einteilung und Übersicht. *VDI-Richtlinien*, (VDI 3830 - Blatt 1).
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2006). Schwingungsdämpfer und Schwingungstilger: Schwingungstilger und Schwingungstilgung. Schwingungsisolier-elemente. *VDI-Richtlinien*, (VDI 3833 - Blatt 2).
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2007). Schwingungsisolierung. Schwingungsisolier-elemente. *VDI-Richtlinien*, (VDI 2062 - Blatt2).
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2011). Schwingungsisolierung. Begriffe und Methoden. *VDI-Richtlinien*, (VDI 2062 - Blatt1).
- Vöth, S. (2006). *Dynamik schwingungsfähiger Systeme. Von der Modellbildung bis zur Betriebsfestigkeitsrechnung mit MATLAB/SIMULINK* (Technische Mechanik, 1. Aufl.). Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-9030-6>
- Wiedner, A. J. (2013). *Feldstudie zur Identifikation der von Konstrukteuren praktizierten Handlungsmuster bei der Funktion-Gestalt-Synthese = Field study for identification of designers' methodologies during the function-shape-synthesis*. Dissertation (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 65). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.

- Wintergerst, E. (2015). *Leitfaden zur deduktiven Gestaltvariation durch Ermittlung der funktionsbestimmenden Stellgrößen in der Produktgenerationsentwicklung*. Dissertation, (Univ. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers, Hrsg.) (Forschungsbericht des IPEK - Institut für Produktentwicklung Band 86). Karlsruhe: IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie.
- Zeller, P. (Hrsg.). (2018). *Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch* (ATZ / MTZ-Fachbuch, 3., aktualisierte Auflage). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-18520-6>
- ZF Friedrichshafen AG (Hrsg.). (2017). *Kupplungssysteme. Für Pkw bis 1.000Nm*. Zugriff am 15.02.2021. Verfügbar unter: https://www.zf.com/products/media/de/product_media/cars_5/pkw_a_kupplungssysteme_2017.pdf
- Zink, M. & Hausner, M. (2009). Das Fliehkraftpendel - Anwendung Leistung und Grenzen DAT. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 111(7-8), 547–553.

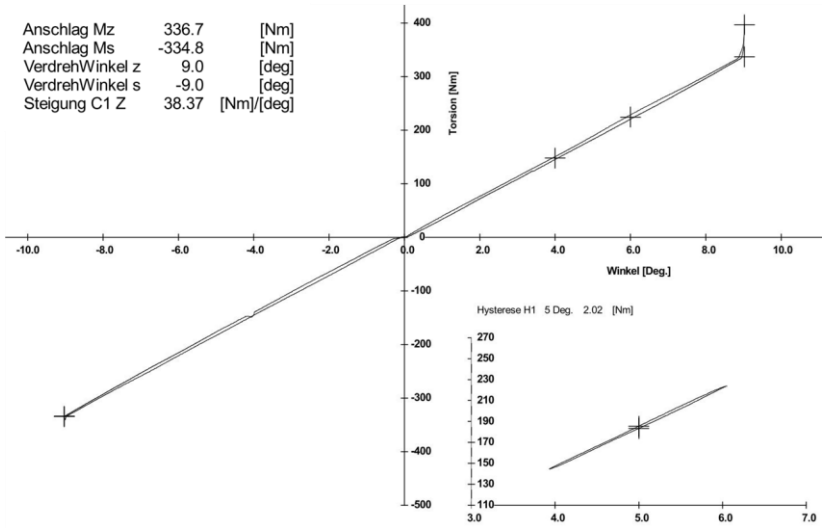
Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor Co-betreut wurden:

- Caspar, K. (2018). *Ermittlung und Bewertung der Dämpfung von zwei Fliehkraftpendeln unterschiedlicher Bauart*. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, IPEK - Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe.

Anhang

Torsionskennlinie Federdämpfer

Anschlag Mz 336.7 [Nm]
Anschlag Ms -334.8 [Nm]
VerdrehWinkel z 9.0 [deg]
VerdrehWinkel s -9.0 [deg]
Steigung C1 Z 38.37 [Nm]/(deg)



Dokumentation Sondermesstechnik Telemetrie

LuK GmbH Co. KG

SONDERMESSTECHNIK

Sebastian Bäuerle
Christian Peppel

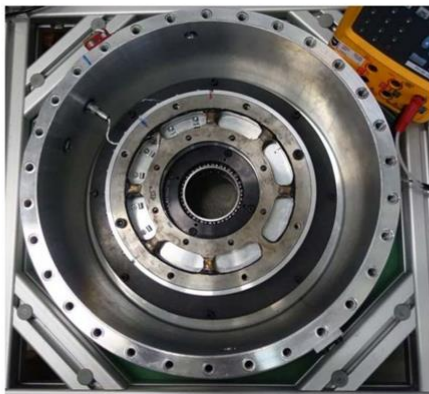
11.09.2018

SCHAEFFLER



Deckblatt

Projekt	Pendelmessungen Drehmomentmessung Winkelmessungen
Betreuer	Martin Schottmüller
Tel.:	07223 / 941 - 7945
Bearbeiter	Sebastian Bäuerle
Tel.:	07223 / 941 - 9044 Christian Peppel 07223 / 941 - 9047



LuK GmbH & Co. KG

SONDERMESSTECHNIKSebastian Bäuerle
Christian Peppel

11.09.2018

Teil: Pendelmessungen mit Drehmomentmessung

Art der Messung: Drehmomentmessung, Winkelmessung
 Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
 Projektnummer P-080663

DMS**Messprinzip: Moment**

Typ: FAED-07-35-S6E-P
 Widerstandswert: 350 Ohm
 Verstärkungsfaktor: 2,08 mV / V
 Anzahl: 8x 2
 Klebung DMS: Vishay M-Bond 610
 Abdecklack: Vishay M-Bond 610
 Verschaltungsart: 8 Halbbrücken zur Vollbrücke

Telemetrie**Sensorsignalverstärker: MSV_M_4_PCM12**

Kanalzahl: 4
 Auflösung: 12 Bit
 Bandbreite: 5 kHz
 Abtastrate: 20 kHz
 HF-Frequenz: 13,56MHz
 Seriennummer: 66397

mit Anschalt-Platine für
 Half-Signal auf DMS-SSV

Auswerteeinheit: 8-Kanal, PCM, Analog

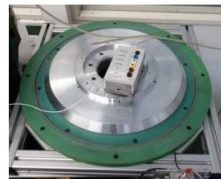
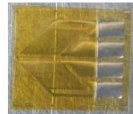
Kanalzahl: 8
 Auflösung: 16 Bit
 Bandbreite: 5 kHz
 Abtastrate: 20 kHz
 HF-Frequenz: 13,56MHz
 Spannungsversorgung: 230 V/AC
 Kabellänge BNC: 6m
 Seriennummer: 29708

Rotorantenne: umlaufend 13,56MHz

Windungen: 1
 Klebstoff: Delo HT282
 Durchmesser: ca. 300mm
 Temperatur: 150°C
 Material: HGW2372.4 Glasfaser

Statorantenne: umlaufend 13,56MHz

Windungen: 1
 Klebstoff: Delo HT282
 Durchmesser: ca. 320 mm
 Temperatur: 150°C
 Material: HGW2372.4 Glasfaser



Übersicht

Art der Messung: Drehmoment
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
Projektnummer P-080663

Steckverbindungen

Anschluss DMS Lemo 08B, 5pol.

Pinbelegung	Funktion	Adernfarbe
Pin 1	Signal +	Weiß
Pin 2	Vers. +	Rot / Gelb
Pin 3	Vers. -	Schwarz / Grün
Pin 4	Signal -	Blau
Pin 5	Reserve	-

Anschluss Pendel Lemo 08B, 6pol.

Pinbelegung	Funktion	Adernfarbe
Pin 1	GND Signal und Versorgung	Schwarz
Pin 2	Versorgung +5V/DC	Rot
Pin 3	Signal Winkel 1	Gelb
Pin 4	Signal Winkel 2	Weiß
Pin 5	Signal Winkel 3	Blau
Pin 6	Reserve	Grün

Verklebung

Versiegelung
Drehmomentflansch Vishay M-Bond 610
Temperaturbereich 260°C, offest
Klebung DMS Vishay M-Bond 610
Temperaturbereich 260°C, offest
Fixierung Kabel Delo DB180
Temperaturbereich 180°C, offest
Verklebung Kabel Delo 1197
Temperaturbereich 200°C, offest
Klebung Pendel Delo 1197
Temperaturbereich 200°C, offest

Technische Daten

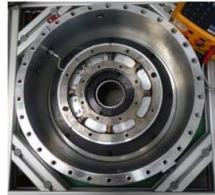
Drehmomentmessung

Messbereich: ±150Nm
Linearitätsfehler: <0,3%
Wiederholgenauigkeit: <0,2%
Hysterese: <1,5%
Nullpunkt drift: <0,3% / 10K

Messbereich: ±500Nm
Linearitätsfehler: <0,1%
Wiederholgenauigkeit: <0,2%
Hysterese: <1%
Nullpunkt drift: <0,3% / 10K

Temperaturbereich Sensorik: 0 - 170°C
Temperaturbereich SSV: 0 - 120°C
Schutzklasse: Öldicht

Bei der Kalibrierung und Ermittlung der Werte spielt die Ungenauigkeit der Kalibrierreferenz eine große Rolle



LuK GmbH & Co. KG

SONDERMESSTECHNIK

Sebastian Bäuerle
Christian Peppel

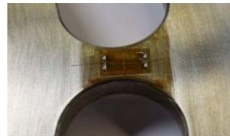
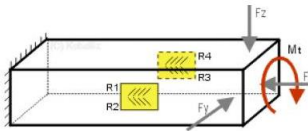
11.09.2018

DMS

Art der Messung: Drehmomentmessung, Winkelmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
Projektnummer P-080663



Messprinzip: Torsionsmessung



DMS

Typ: FAED-07-35-S6E-P
Widerstandswert: 350Ω ±0,2%
Verstärkungsfaktor: 2,08 ±1%
Temperaturbereich: -75 bis 175°C
Temperaturdrift: +0,9 ±0,2 % / 100°C
Querkraftfluss: 0,9 ±0,2 %

NO.	QUANT. VALUE	UNIT	NO. OF GAUGE FACTOR, %/100°C
	350	Ω±0,2%	(+0,9±0,2)
1	2,08	±1,0%	(+0,9±0,2)%
2			
3			
NOM			
THERMAL OUTPUT COMPONENTS FOR 10 STRAIN, 0,07 OF 2,00			
DRIFT			
0	-1,18E+2		-3,75E+1
1	+3,40E+0		+3,12E+0
2	-2,92E-2		-7,37E-2
3	+7,03E-5		+3,79E-4
4	-4,34E-8		-4,55E-7

Pinbelegung

Lötstützpunkte DMS

Pinbelegung	Funktion	Farbe Lackdraht	Farbe Anschlusskabel
Pin 1	Signal +	Weiß	Weiß
Pin 2	Vers. +	Rot	Rot / Gelb
Pin 3	Vers. -	Schwarz	Schwarz / Grün
Pin 4	Signal -	Grün	Blau



DMS

Art der Messung: Drehmoment

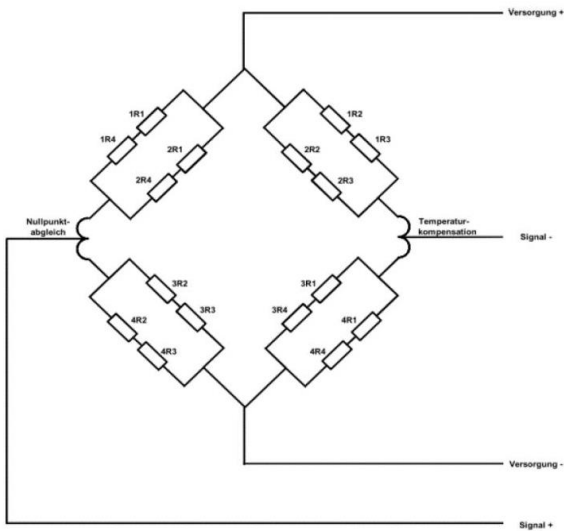
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin

Projektnummer P-080663

-7945

AGDBHL-GWEVA

Verschaltung: Vollbrücke



LuK GmbH & Co. KG

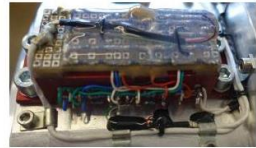
SONDERMESSTECHNIKSebastian Bäuerle
Christian Peppel

11.09.2

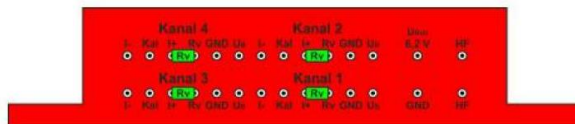
Sensorsignalverstärker MSV_M_4_PCM12

Art der Messung: Drehmomentmessung, Winkelmessung
 Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
 Projektnummer P-080663

Kanalzahl: 4
 Serien Nummer **66397**
 Auflösung: 12 Bit
 Abtastrate: 20kHz
 HF-Frequenz: 13,56 MHz
 Bandbreite: 5kHz
 Verstärkung: 0,1-20mV/V

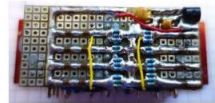
**Kenngößen**

Begriff	Wert
Typ Sensorsignalverstärker	MSV_M_4_PCM12_LUKx (kundenspezifisch)
Aufnehmer	DMS (DMS-Widerstand $\geq 350 \Omega$), PT100
Modulationsart	PCM
HF-Frequenz	13,56 MHz
Kanalabtastrate	20 kHz
Brückenversorgungsspannung [U _b]	5,0 V
Rohspannung [U _{roh}]	6,8 V
Nullpunkt drift	<0,02% / °C bei 1 mV/V Empfindlichkeit
Linearität	0,1% typ.
Verstärkung (einstellbar mittels Löt-widerstand)	0,1 ... 20 mV/V
Bandbreite	0 ... 5 kHz
Auflösung	12 Bit
Schutzart	IP42
Temperaturbereich	-10 ... +125°C

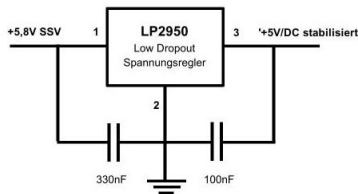
Pinbelegung

Anschaltungsplatine SSV

Art der Messung: Drehmomentmessung, Winkelmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
Projektnummer: P-080663

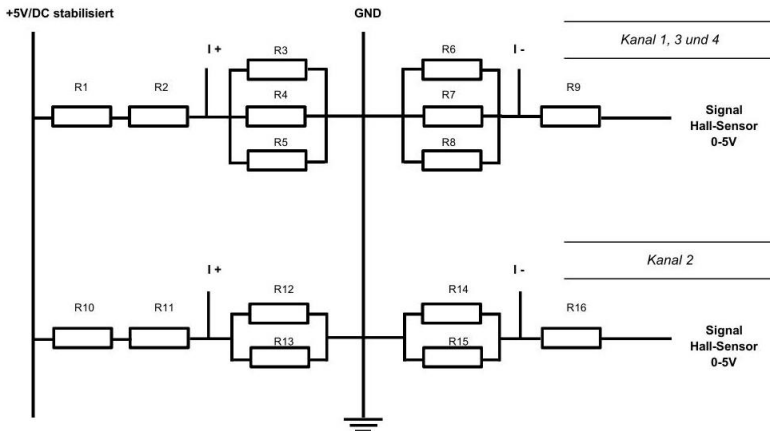


Spannungsversorgung



Signalkonditionierung

Adaptionsschaltung für Hall-Sensoren auf DMS-SSV
Ausgangssignal AW (bei 0-5V Eingang am SSV): ±10V



- R1 | 220kΩ
- R2 | 220kΩ
- R3 | 6,8kΩ
- R4 | 8,2kΩ
- R5 | 330kΩ
- R6 | 6,8kΩ
- R7 | 8,2kΩ
- R8 | 470kΩ
- R9 | 220kΩ

- R10 | 220kΩ
- R11 | 220kΩ
- R12 | 6,8kΩ
- R13 | 8,2kΩ
- R14 | 6,8kΩ
- R15 | 8,2kΩ
- R16 | 220kΩ

LuK GmbH & Co. KG

SONDERMESSTECHNIKSebastian Bäuerle
Christian Peppel

11.09.2018

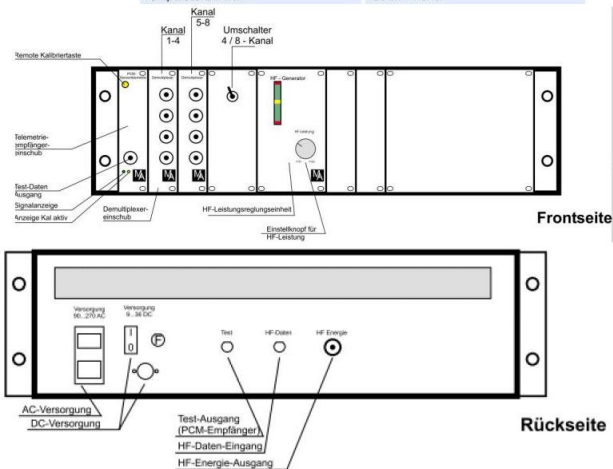
Auswerteeinheit 8-Kanal, PCM, Analog

Art der Messung: Drehmomentmessung, Winkelmessung
 Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
 Projektnummer P-080663

Kanalzahl: 8
 Seriennummer: **29708**
 Auflösung: 12 Bit
 Bandbreite: 5 kHz
 HF-Frequenz: 13,56MHz
 Spannungsversorgung: 10-36 V/DC oder 230V/AC



Technische Daten:	Begriff	Wert
	Typ Auswerteeinheit	MAW_84TE_PCM12
	Versorgungsspannung Auswerteeinheit	Versorgung AC: 90 ... 270 V AC, 50/60 Hz Versorgung DC: 10 ... 36 V DC
	Maximale Stromaufnahme	8
	HF-Leistung	1... 10 W (regelbar)
	HF-Frequenz	13,56 MHz
	Kanalabtastrate	20 kHz
	Kanalzahl	4
	Ausgangsspannung [U_{a}]	0 ... ± 10 V, 50 Ω
	Schutzart	IP21
	Temperaturbereich	-10 ... +70°C



Antenne

Art der Messung: Drehmomentmessung, Winkelmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin -7945 AGDBHL-GWEVA
Projektnummer P-080663

Rotorantenne

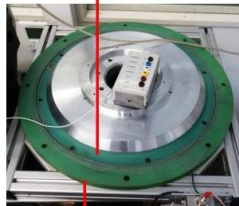
umlaufend 13,56MHz

Windungen: 1
Antennendraht: Teflon 24AWG
Klebstoff: Delo HT282
Durchmesser: ca. 300mm
Temperatur: 150°C
Material: HGW2372.4 Glasfaser
Optionen: -

Statorantenne

umlaufend 13,56MHz

Windungen: 1
Antennendraht: Teflon 24AWG
Klebstoff: Delo HT282
Durchmesser: ca. 320mm
Temperatur: 150°C
Material: HGW2372.4 Glasfaser
Optionen: -



Abstimmbox

Anschluss: BNC isoliert
Reihenkapazität: -
Parallelkapazität: -



Abstimmung

Abstimmungskondensator
Sensorsignalverstärker:
Parallelkapazität: 220 pF

*Für die bessere Ausnutzung
des Abstandes*



Kalibrierprotokoll DMS-Messflansch nach DIN 51309

LuK GmbH & Co. KG

SONDERMESSTECHNIKSebastian Bäuerle
Christian Peppel

02.07.2019

Kalibrierprotokoll Sondermesstechnik

SCHAEFFLER

Auftraggeber	
Name:	Schottmüller, Martin
Abteilung:	AGGBHL-LWEVA
Telefonnummer:	-7945
Auftragsnummer:	P-080663

Angaben zur Kalibrierung	
Prüfer:	Sebastian Bäuerle, Christian Peppel
Kalibrierdatum:	27.06.2019
Prüfmittelbezeichnung:	Lorenz DF-30 500Nm
Prüfmittelnummer:	90940266
Referenztemperatur:	25 °C



Angaben zur Messung	
Messgröße:	Drehmoment
Typ:	DMS
Messbereich	obere Grenze: 200 Nm untere Grenze: -200 Nm

Angaben zum Aufnehmer	
Typ:	Telemetrie PCM Flex 1-Kanal DMS
Anzahl Kanäle:	1
Seriennr. Auswerteeinheit:	134128
Filter:	1 kHz
Seriennr. Verstärker:	77807
Ausgangssignal:	Analog



LuK GmbH & Co. KG
Industriestraße 3
77815 Bühl/Baden

SCHAEFFLER

Kalibrierprotokoll

Art der Messung: Drehmomentmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin
Projektnummer: P-080663

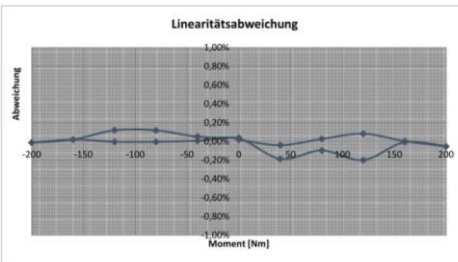
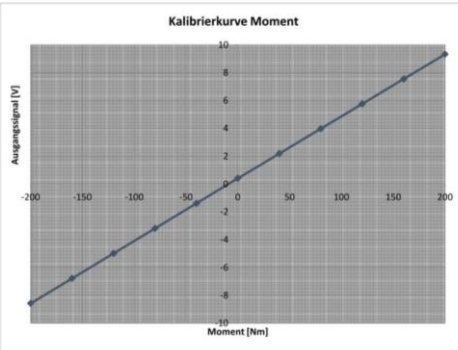
-7945 AGGBHL-LWEVA

AW 29708 mit SSV 74846 auf 5W
Ausgangsleistung zugeschaltet

Bauteil	Drehmomentmesswelle Wandler	
Messgerät	Typ	Fluke 753
	Inventarnummer	1238996
Verstärker	SSV:77807, AW: 134128	

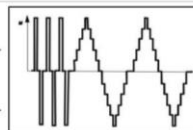
Positiver Bereich		Negativer Bereich	
Verst.	22.433342	Verst.	22.247646
Offset	-9,4560728	Offset	-9,3111789

Volt	Nm	Linearität
0.420	0	0.02%
2.201	40	-0.04%
3.990	80	0.03%
5.778	120	0.08%
7.554	160	0.00%
9.332	200	-0.05%
7.553	160	-0.01%
5.753	120	-0.20%
3.979	80	-0.10%
2.188	40	-0.19%
0.419	0	0.03%
-1.380	-40	0.01%
-3.177	-80	0.00%
-4.975	-120	0.00%
-6.775	-160	0.02%
-8.570	-200	-0.01%
-6.775	-160	0.02%
-4.986	-120	0.12%
-3.188	-80	0.12%
-1.384	-40	0.05%
0.422	0	0.04%
2.206	40	0.02%
3.987	80	-0.01%
5.771	120	0.00%
7.555	160	0.01%
9.334	200	-0.03%
7.539	160	-0.17%
5.755	120	-0.18%
3.973	80	-0.16%
2.188	40	-0.19%
0.418	0	0.04%
-1.382	-40	0.03%
-3.182	-80	0.05%
-4.971	-120	-0.05%
-6.772	-160	-0.01%
-8.569	-200	-0.02%
-6.780	-160	0.08%
-4.986	-120	0.12%
-3.184	-80	0.07%
-1.380	-40	0.01%
0.423	0	0.05%



Anzeige nur auf 0,1Nm Auflösung, daher ist der Einstellfehler deutlich größer bei kleinerem Messbereich

Stufenkalibrierung nach DIN 51309



Kalibrierprotokoll

Art der Messung: Drehmomentmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin
Projektnummer: P-080663

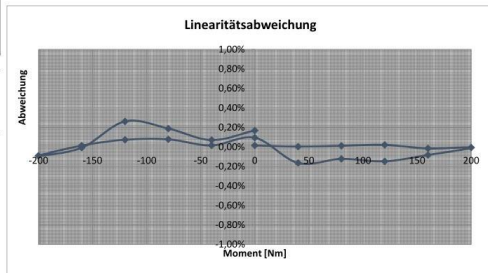
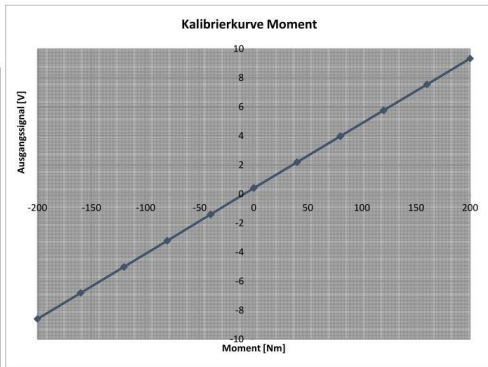
-7945 AGGBHL-LWEVA

AW 29708 mit SSV 74846 auf 5W
Ausgangsleistung zugeschaltet

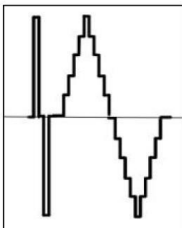
Bauteil	Drehmomentmesswelle Wandler	
Messgerät	Typ	Fluke 753
	Inventarnummer	1238996
Verstärker	SSV:77807, AW: 134128	

Positiver Bereich		Negativer Bereich	
Verst.	22,431221	Verst.	22,205214
Offset	-9,4531409	Offset	-8,9882304

Volt	Nm	Linearität
0,420	0	0,02%
2,205	40	0,00%
3,989	80	0,01%
5,773	120	0,02%
7,553	160	-0,02%
9,337	200	-0,01%
7,547	160	-0,08%
5,758	120	-0,15%
3,977	80	-0,12%
2,190	40	-0,16%
0,413	0	0,09%
-1,398	-40	0,02%
-3,205	-80	0,08%
-5,006	-120	0,07%
-6,802	-160	0,01%
-8,594	-200	-0,09%
-6,800	-160	-0,01%
-5,023	-120	0,26%
-3,215	-80	0,19%
-1,403	-40	0,07%
0,420	0	0,17%



Anzeige nur auf 0,1Nm Auflösung, daher ist der Einstellfehler deutlich größer bei kleinerem Messbereich



Stufenkalibrierung nach DIN 51309

Kalibrierprotokoll

Art der Messung: Drehmomentmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin
Projektnummer: P-080663

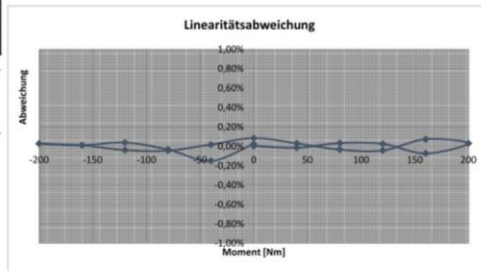
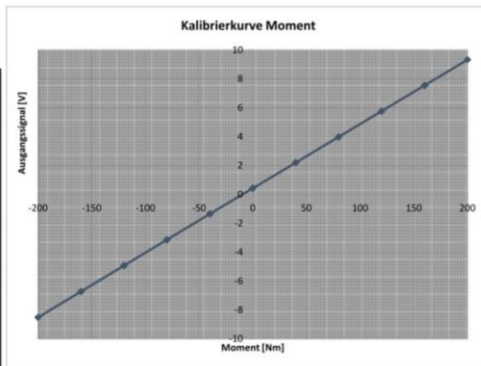
-7945 AGGBHL-LWEVA

AW 29708 mit SSV 74846 auf 5W
Ausgangsleistung zugeschaltet

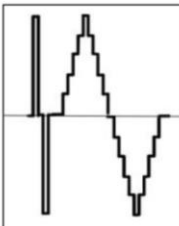
Bauteil	Drehmomentmesswelle Wandler	
Messgerät	Typ	Fluke 753
	Inventarnummer	1238996
Verstärker	SSV:77807, AW: 134128	

Positiver Bereich		Negativer Bereich	
Verst.	22,462509	Verst.	22,364558
Offset	-9,5571445	Offset	-9,7329170

Volt	Nm	Linearität
0,425	0	0,01%
2,205	40	-0,01%
3,990	80	0,03%
5,770	120	0,03%
7,542	160	-0,07%
9,332	200	0,03%
7,555	160	0,07%
5,764	120	-0,04%
3,984	80	-0,03%
2,209	40	0,03%
0,433	0	0,08%
-1,355	-40	0,02%
-3,138	-80	-0,04%
-4,927	-120	-0,04%
-6,720	-160	0,01%
-8,510	-200	0,03%
-6,720	-160	0,01%
-4,934	-120	0,04%
-3,139	-80	-0,03%
-1,340	-40	-0,15%
0,433	0	0,02%



Anzeige nur auf 0,1Nm Auflösung, daher ist der Einstellfehler deutlich größer bei kleinerem Messbereich



Stufenkalibrierung nach DIN 51309

LuK GmbH & Co. KG

SONDERMESSTECHNIK
Sebastian Bäuerle
Christian Poppel

02.07.2019

Kalibrierprotokoll

Art der Messung: Drehmomentmessung
Abteilung/Betreuer: Schottmüller, Martin
Projektnummer: P-080663

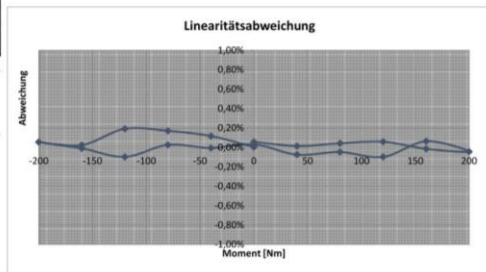
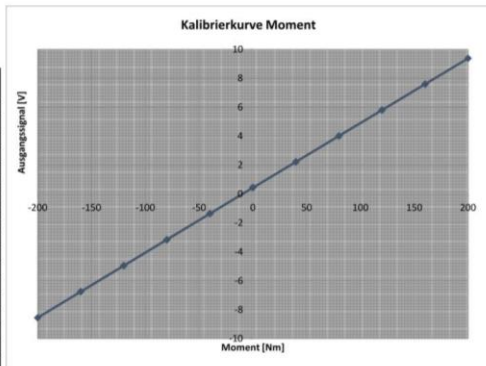
-7945 AGGBHL-LWEVA

AW 29708 mit SSV 74846 auf 5W
Ausgangsleistung zugeschaltet

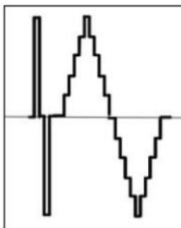
Bauteil	Drehmomentmesswelle Wandler	
Messgerät	Typ	Fluke 753
	inventarnummer	1238996
Verstärker	SSV-77807, AW: 134128	

Positiver Bereich		Negativer Bereich	
Verst.	22,364540	Verst.	22,233117
Offset	-9,9105319	Offset	-9,9744031

Volt	Nm	Linearität
0,438	0	0,06%
2,233	40	0,01%
4,024	80	0,04%
5,814	120	0,06%
7,596	160	-0,01%
9,382	200	-0,04%
7,603	160	0,06%
5,800	120	-0,10%
4,016	80	-0,05%
2,225	40	-0,07%
0,446	0	0,03%
-1,350	-40	-0,01%
-3,152	-80	0,03%
-4,940	-120	-0,10%
-6,747	-160	-0,01%
-8,552	-200	0,06%
-6,750	-160	0,02%
-4,966	-120	0,19%
-3,165	-80	0,17%
-1,361	-40	0,12%
0,449	0	0,00%



Anzeige nur auf 0,1Nm Auflösung, daher ist der Einstellfehler deutlich größer bei kleinerem Messbereich



Stufenkalibrierung nach DIN 51309