

# **Aktive Bedämpfung von Drehschwingungen im Fahrzeugantriebsstrang**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde  
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

von  
**Markus Neubauer**  
aus Erfurt

eingereicht am: 21.10.2010

mündliche Prüfung am: 23.02.2011

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Peter Vörsmann

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Georg-Peter Ostermeyer

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Thomas Vietor

**2011**



Schriftenreihe Institut für Dynamik und Schwingungen  
TU Braunschweig

**Markus Neubauer**

**Aktive Bedämpfung von Drehschwingungen  
im Fahrzeugantriebsstrang**

Shaker Verlag  
Aachen 2011

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

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

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2011

Copyright Shaker Verlag 2011

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8322-9991-0

ISSN 1865-9101

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Forschungsmitarbeiter bei der VOLKSWAGEN AG in der Zeit vom Januar 2008 bis Oktober 2010. Diese wurde nur durch die Unterstützung des Instituts für Dynamik und Schwingungen der Technischen Universität Braunschweig möglich. Dem Leiter des Instituts Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Georg-Peter Ostermeyer gilt mein besonderer Dank für die Übernahme der Betreuung der Arbeit, die Unterstützung und die fachlichen Anregungen in dieser Zeit.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Vietor für seine Bereitschaft, sich meiner Arbeit als Gutachter anzunehmen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Vörsmann möchte ich für den Vorsitz der Prüfungskommission danken.

Den wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts danke ich für die sachkundigen und persönlichen Gespräche. Der wissenschaftliche Austausch wurde insbesondere im Rahmen der Doktorandentage am Institut gefördert.

Mein ausdrücklicher Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Jens W. Meschke, Leiter der Unterabteilung Akustik in der Konzernforschung und meinem Betreuer seitens der VOLKSWAGEN AG. Das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Freiräume, die er mir in wissenschaftlicher und projektbezogener Arbeit einräumte, prägten meine Arbeit maßgeblich. Unsere fachlichen Diskussionen, seine kreativen Anregungen und die privaten Gespräche hatten großen Einfluss auf meine berufliche und persönliche Entwicklung.

Die Atmosphäre innerhalb der Konzernforschung war freundschaftlich, kollegial und respektvoll. Ich bedanke mich für diese Zeit besonders bei Dipl.-Ing. Lukasz Janczewski, Dr.-Ing. Marcus Kern, Dr. rer. nat. Holger Opfer, Dipl.-Ing. Urs Reichart, Dipl.-Ing. Gordon Seitz und Dr.-Ing. Stefan Twieg. Für fachlich bereichernde Gespräche und die Begleitung dieser Ausarbeitung danke ich im speziellen Dipl.-Ing. Jörg Bräuer und Dr.-Ing. Gunnar S. Gäbel.

Den von mir betreuten ehemaligen Studenten Oussama Alaya, Christian Müller, Niels Wegener und Ahmed Zouari danke ich für ihr Engagement. Ohne diese Mithilfe wären Teile des Projektes nicht in diesem Umfang umzusetzen gewesen.

Der Unterstützung durch meine Familie konnte ich mir zu jeder Zeit gewiss sein. Besonderer Dank gilt hierbei der „kleinen Gruppe“, die mich stets förderte und forderte. Mein herzlicher Dank gilt meiner Freundin Judith für ihre Geduld und den Rückhalt in den schwierigen Phasen dieser Arbeit.

Ich widme diese Arbeit meiner Mutter. Ich danke ihr für all die Perspektiven, die sie mir eröffnete und die uneingeschränkte Unterstützung in jeder Lebenslage.

Markus Neubauer

Wolfsburg, im März 2011



# **Erklärung**

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.





# Kurzfassung

Die steigenden Anforderungen an die Effizienz und die Dynamik des Antriebs bedingen die Erhöhung der Zünddrücke und der Aufladung von Verbrennungsmotoren. Das Spitzenmoment und das mittlere Drehmoment des Motors steigen hierdurch an. Ines erfährt der Antriebsstrang eine drehzahlabhängige Anregung entsprechend der Zahl der Zündungen pro Kurbelwellenumdrehung. Ziel der vorliegenden Arbeit ist der Entwurf eines Systems, welches unabhängig von der Motorordnung arbeitet und die Drehschwingungen im Antriebsstrang bei verschiedenen Betriebsweisen reduziert.

Ausgehend vom Stand der Technik werden Simulationsmodelle entworfen, welche die dynamischen Effekte der Drehschwingungen im Fahrzeugantriebsstrang abbilden. Der Abgleich erfolgt mit Hilfe von Messungen für definierte Betriebszustände. Das neuentwickelte System des „aktiven Drehschwingungsdämpfers“ (aDSD) wird vorgestellt und der prinzipielle Aufbau erläutert. Die mathematischen Zusammenhänge der Kinematik des Systems beschreiben die Funktionsweise und die Möglichkeiten der Einbindung in den Antriebsstrang. Auf Grundlage dieser Charakteristik wird das aDSD-System in die validierten Antriebsstrangmodelle integriert und untersucht.

Im Rahmen des Funktionsprinzips der „kontinuierlichen Regelung“ werden durch den geregelten Eingriff die Drehschwingungen semiaktiv bedämpft. Hierfür ist die Auslegung eines modellbasierten Reglers notwendig. Die notwendigen Grundlagen zum Reglerdesign sowie die Regelungsaufgaben und -ziele werden dargestellt. Schnittstellen zwischen den verwendeten Simulations- und Berechnungsumgebungen ermöglichen den effizienten Entwurf und die Applikation der Regelalgorithmen.

Die Auslegung des Systems mit Hilfe der Simulationswerkzeuge erlaubt den konstruktiven Entwurf. Damit kann der Aufbau eines Demonstrators auf einem Motorenprüfstand umgesetzt werden. Experimentelle Untersuchungen zeigen die Eigenschaften des aDSD-Systems auf dem Prüfstand, welcher den Betrieb im Fahrzeug unter Prüfstandsbedingungen nachbildet. Die gezielte Beeinflussung von Betriebspunkten des Motors wird untersucht und das Potential des Systems hervorgehoben. Es werden Funktionen wie der Bauteilschutz und eine variable Steifigkeitskennlinie eines Zweimassenschwungrades (ZMS) realisiert. Im Vergleich zu einem herkömmlichen ZMS ergibt sich der Vorteil der veränderten Parametrierung und der Neuauslegung des Gesamtsystems. Die Aktorik und die Dynamik des Demonstrators werden betrachtet und die Ergebnisse der Messungen dargelegt. Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen leiten sich Möglichkeiten der Weiterentwicklung des aDSD-Systems ab.



# Abstract

To satisfy the increasing demand for efficiency and dynamics of passenger car drivetrains, the cylinder pressure and supercharging of the engine have to be enhanced. This causes a rise of torque peaks and average loading torque. According to the number of cylinders, the crankshaft revolution and the engine speed, the drivetrain is excited by torsional vibrations. The intention of this thesis is to develop a system which is independent of engine orders and operates at different working points to reduce torsional vibrations of the drivetrain.

Considering the state of the technology simulation models are designed to represent the dynamic behavior of torsional vibrations in passenger car drivetrains. The computed results are validated with the help of measurements. The developed system of an active torsional damper („aktiver Drehschwingungsdämpfer“ - aDSD) is introduced and the layout of the concept is explained. The specification and the integration of the damper into the drivetrain model are based on the kinematic description of the system operation modes. The implementation and the analysis of the aDSD-system in valid drivetrain models are realized.

Due to controlled intervention of the actor torsional vibrations are reduced semi-actively by the operation mode „continuous closed loop control“. For this purpose a model-based controller has to be designed. Necessary basics of the controller design are explained. The tasks and objectives of the controller design define the requirements for the simulation models. An interface (within a toolbox) for various CAE-software tools helps to design and apply controller algorithms efficiently.

The engineering design of the developed system is possible with the help of the described simulation tools. The construction of a prototype is rendered possible on an engine test bench. The effectiveness and properties of the aDSD-system are demonstrated under test bench conditions. The impact of the system on defined operation modes of the engine is analyzed. Based on the results the capabilities are described. Functions like component protection and variable torsional stiffness of a dual mass damper are realized. As a result of those methods the system itself or the parameters can be redesigned. The experimental results are analyzed regarding the actuator and its dynamic response. Considering the insights of the aDSD-system based on the prototype, possible steps in the development process are pointed out.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelverzeichnis</b>	<b>XIII</b>
<b>Begriffe und Definitionen</b>	<b>XVII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Aufgabenstellung	1
1.2 Zur Gliederung der Arbeit	2
1.3 Stand der Technik	3
1.3.1 Drehungleichförmigkeiten	4
1.3.2 Passive & aktive Abhilfemaßnahmen	10
1.3.3 Grundlagen zur Simulation von Mehrkörpersystemen	17
1.3.4 Simulationsmodelle und Simulationsziel der Drehschwingungen in der Literatur	20
<b>2 Entwicklung eines aktiven Drehschwingungsdämpfers</b>	<b>23</b>
2.1 Konzeptdarstellungen des aktiven Drehschwingungsdämpfers	23
2.1.1 Aufbau des aktiven Drehschwingungsdämpfers	24
2.1.2 Unterteilung in Funktionsprinzipien	25
2.2 Mathematische Grundlagen zur Kinematik des aDSD	29
2.2.1 Konzept 1: binäre Regelung der Kupplung - „digitales Schalten“	30
2.2.2 Konzept 2: kontinuierliche Regelung der Kupplung - „kontinuierliches Schalten“	33
2.3 Modellaufbau zur Drehschwingungssimulation	36
2.3.1 Aufbau & Komponenten des Gesamtmodells	36
2.3.2 Simulation & Ergebnisse Gesamtmodell	40
2.3.3 Das Start-Stopp-Modell	43
2.4 Integration des aDSD-Systems in die Simulationsmodelle	45
2.4.1 Start-Stopp-Simulation mit aDSD-System	45
2.4.2 Modell & Ergebnisse zum Konzept binäre Regelung - „digitales Schalten“	49
2.4.3 Modell & Struktur zum Konzept „kontinuierliche Regelung“	52
<b>3 Konzepte zum Reglerdesign für den aDSD</b>	<b>59</b>
3.1 Grundlagen zum Reglerdesign und Definition der Regelungsaufgabe	60
3.1.1 Interpretation der Regelungsaufgabe: Tracking-Problem	60

3.1.2	Interpretation der Regelungsaufgabe: Dämpfungs-Problem . . . . .	61
3.1.3	Linearisierung und Modellbildung . . . . .	61
3.1.4	Ableitung der Transferfunktion . . . . .	65
3.2	Auswahl und Charakterisierung von Reglern . . . . .	69
3.3	Reglerdesign & Integration in das Simulationsmodell . . . . .	72
3.4	Toolbox zur effizienten Auslegung des Reglers . . . . .	76
3.4.1	Anforderungen, Aufbau & Funktion der Toolbox . . . . .	77
3.4.2	Schnittstellen und Integration des Gesamtmodells . . . . .	79
3.5	Ergebnisse und Bewertung . . . . .	81
<b>4</b>	<b>Konstruktion des aDSD-Systems und Prüfstands Aufbau</b>	<b>85</b>
4.1	Lastenheft aus Simulationsergebnissen . . . . .	86
4.2	Entwurfsgrundlage und Detailkonstruktion . . . . .	88
4.2.1	Aufbau der Kupplung . . . . .	91
4.2.2	Detailkonstruktion des aDSD-Systems . . . . .	93
4.2.3	Aufbau des Prüfstandes . . . . .	95
4.3	Integration Steuergerät, Regler & Demonstrator auf dem Prüfstand . . . . .	97
4.3.1	Schnittstellen zur Mechatronik & dem Getriebesteuergerät . . . . .	98
4.3.2	Reglerimplementation mit Hilfe von Rapid Control Prototyping . . . . .	99
4.4	Simulationsmodell des Prüfstandes . . . . .	101
4.5	Prüfstandsbetrieb . . . . .	108
<b>5</b>	<b>Experimentelle Verifizierung und Ergebnisdarstellung</b>	<b>113</b>
5.1	Gegenüberstellung von Simulation und Prüfstandsmessungen . . . . .	113
5.1.1	Messung variable Steifigkeit & Verdrehwinkelbegrenzung . . . . .	115
5.1.2	Start-Stopp Messung auf dem Prüfstand . . . . .	120
5.1.3	„Kontinuierliche Regelung“ des aDSD-Demonstrators . . . . .	123
5.2	Potential durch das aDSD-System . . . . .	127
5.3	Weiterentwicklung des aDSD-Demonstrators auf dem Prüfstand . . . . .	131
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>133</b>
	<b>Anhang</b>	<b>137</b>
<b>A</b>	<b>Ergänzende Abbildungen &amp; Graphen</b>	<b>137</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>151</b>

# Formelverzeichnis

## Lateinische Notation

$a$	Beschleunigung, Taktzahl
$A$	Fläche
$b$	Dämpfungsbeiwert
$c$	Steifigkeitskoeffizient
$d$	Durchmesser
$D$	Dämpfungsgrad
$e$	Exzentrizität
$E$	Energie
$f$	Frequenz
$F$	Kraft
$F_G$	Gaskraft
$F_n$	Normalkraft, Anpresskraft der Kupplungsscheibe
$g$	Erdbeschleunigung
$G$	Verstärkungsfaktor
$i$	Übersetzung
$I$	Anzahl der Kupplungsscheiben
$J$	Massenträgheit
$K$	Materialkonstante
$l$	Länge, Pleuellänge
$L$	Länge, Pendellänge
$m$	Masse
$M$	Drehmoment
$n$	Drehzahl
$p_G$	Gasdruck
$P$	Leistung
$q$	Tilgerordnung
$r$	Radius, Kurbelradius
$r_{\text{eff}}$	effektiver Reibradius der Kupplung
$s$	Weg, Laplace-Operator
$sf$	Reibzustand der Kupplung (engl. „state of friction“)
$t$	Zeit
$T$	Zeitkonstante

$\Delta v$  mittlere Geschwindigkeitsverteilung über der Scheibe

## Griechische Notation

$\alpha$  Winkelbeschleunigung  
 $\beta$  Auslenkung im Kurbeltrieb  
 $\delta$  Ungleichförmigkeitsgrad  
 $\Delta$  Kennzeichnung von Größenänderung, Differenzwert  
 $\lambda_s$  Schubstangenverhältnis  
 $\mu$  Gleitreibungskoeffizient  
 $\mu_0$  Haftreibungskoeffizient  
 $\varphi$  Drehwinkel, Kurbelwinkel  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit

## Vektoren und Matrizen

$A$  Systemmatrix  
 $B$  Steuermatrix  
 $B_b$  Dämpfungsmatrix  
 $C$  Beobachtermatrix  
 $C_c$  Steifigkeitsmatrix  
 $D$  Durchgangsmatrix  
 $G(s)$  Modell der Regelstrecke  
 $H$  Hilfsmatrix externer Störgrößen, Hardy-Raum  
 $K(s)$  Übertragungsmatrix des Reglers  
 $m(t)$  Messgrößenvektor  
 $T_{zw}$  erweiterte Transferfunktion  
 $u(t)$  Stellgröße, Ausgangsvektor  
 $w$  externe Eingangsgröße  
 $W$  Wichtungsmatrix  
 $x(t)$  Zustandsvektor  
 $y(t)$  Regelgröße, Eingangsvektor  
 $z$  externe Ausgangsgröße

## Indices und weitere Formelzeichen

$( )_{an}$  Antriebsseite  
 $( )_{ab}$  Abtriebsseite  
 $( )_F$  Federkenngröße  
 $( )_i$  Laufindex



---

$( )_{Ku}$	Kurbel
$( )_{Ko}$	Kolben
$( )_K$	Kupplungskenngröße
$( )_M$	Motorkenngröße
$( )_{max}$	Maximalwert
$( )_{min}$	Minimalwert
$( )_n$	Laufindex
$( )_N$	Laufindex
$( )_{osz}$	oszillierend
$( )_P$	Primärseite
$( )_{Pl}$	Pleuel
$( )_{red}$	reduzierte Größe
$( )_{rot}$	rotierend
$( )_S$	Sekundärseite
$( )_T$	Tilger
$( )^{-1}$	inverse Matrix



## Begriffe und Definitionen

In der vorliegenden Arbeit werden Untersuchungen eines Systems zur Reduzierung von Drehschwingungen im Antriebsstrang vorgenommen. Eine Anpassung dieses Systems an verschiedene Betriebsweisen ist realisierbar. Es werden Steuerungen und Regler implementiert, um diese Funktionen zu ermöglichen. Aus diesem Grund wird das System als „aktiver Drehschwingungsdämpfer“ (aDSD) bezeichnet. Die verschiedenen Konzepte, welche die Entwicklungsgrundlage dieses Systems beschreiben, sind auf den folgenden Seiten dargestellt.

Hierbei bietet das System die Möglichkeit, zwischen den Betriebspunkten umzuschalten. Es handelt sich somit um ein zeitvariantes veränderbares System, welches in diesem Sinne einen aktiven Eingriff zur Reduzierung von Schwingungen ermöglicht. Dabei wird bei der Systementwicklung zwischen den Funktionsprinzipien „binäre Regelung“ und „kontinuierliche Regelung“ unterschieden. Diese umschreiben die Betriebsweisen des Aktors im Zusammenhang des Gesamtsystems. Der Aktor wird bei der binären Regelung digital angesteuert und kennt somit nur zwei Zustände. Bei der kontinuierlichen Regelung sind hingegen alle denkbaren Zwischenzustände einstellbar.

Darüber hinaus können mit Hilfe des aktiven Eingriffs des Systems Systemeigenschaften verändert werden. Dabei wird Einfluss auf die dynamische Steifigkeit des Systems genommen. Die Betrachtung des Systems unter Berücksichtigung des eingebrachten Reibmoments zeigt das entsprechende Verhalten auf. Obwohl dies per Definition keiner Änderung der Steifigkeit entspricht, wird dieses geänderte Übertragungsverhalten des schwingenden Systems im Laufe der Untersuchung als variable dynamische Steifigkeit bezeichnet.

Die Reduzierung der Drehschwingungen erfolgt durch den Eingriff eines Reglers und der gezielten Nutzung der Effekte durch die Energiespeicherung und -dissipation. Der Begriff der „Schwingungsdämpfung“ erwies sich als geeignet, um das Systemverhalten fachübergreifend verständlich zu beschreiben. Um diesen Vorteil zu erhalten, wird im Titel und innerhalb der vorliegenden Arbeit ebenfalls von einem aktiven Drehschwingungsdämpfer gesprochen, obwohl der Effekt eine aktive Dissipation von Energie mit Hilfe von Reibung und auch Dämpfung ist.

Obleich dies auf Grund der Aktoreigenschaften nur für den semiaktiven Fall des Drehmoments möglich ist, wird in Bezug auf die beschriebenen Eigenschaften des Systems von einem aktiven Eingriff gesprochen (siehe Abschnitt 2.1.2). Die Analyse der miteinander verknüpften Betriebsweisen und der damit verbundenen Effekte ist nicht absolut

trennscharf darstellbar. Aus diesem Grund werden die hier aufgeführten Begriffe vereinbart.

Eine abschließende Definition der Eigenschaften und der damit verbundenen Begrifflichkeiten erfolgt nicht in dieser Arbeit. Vielmehr soll auf die Möglichkeit der unterschiedlichen Auffassung und Interpretation der beschriebenen Systemeigenschaften hingewiesen werden. Für weitergehende Informationen und Abgrenzungen bezüglich der Begriffe sei auf den VDI Richtlinienausschuss „Aktive Schwingungsminderung“ verwiesen.