

Ludwig Denifl

E-ARS
Electric Anti Roll System
Prüfstandsentwicklung und Erprobung

Diplomarbeit
Angestrebter akademischer Grad
Diplom-Ingenieur

Studienrichtung:
Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau
Mechatronik im Maschinenbau

Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Betreuer:
Dr.techn. Arno Eichberger
Institut für Fahrzeugtechnik

Graz, 2010

DANKSAGUNG

Die vorliegende Diplomarbeit wurde bei der Firma MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik AG & Co KG in Kooperation mit dem Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz durchgeführt.

Ich möchte meinen Betreuern von Seiten MAGNA STEYR, Herrn Dipl.-Ing. Gerhard Pichler und Herrn Dipl.-Ing. Werner Eisenhauer, für die richtungsweisenden Diskussionen danken. Weiters Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Arno Eichberger vom Institut für Fahrzeugtechnik für die Betreuung und Unterstützung.

Besonderer Dank richtet sich an meine Eltern, die mir mein Studium in dieser Form ermöglicht haben.

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

In der Automobilentwicklung werden zusehends hydraulische Komponenten durch elektromechanische ersetzt. Dies ist einerseits auf den geringeren Energieverbrauch der elektromechanischen Systeme als auch auf die Elimination der Hydraulik zurückzuführen. Dieser Trend betrifft auch den aktiven Wankstabilisator. Herkömmliche Wankstabilisatoren haben die Aufgabe, ein dem Wankmoment entgegenwirkendes Stabilisierungsmoment in den Fahrzeugaufbau einbringt. Dadurch lässt sich der Wankwinkel minimieren, was sich positiv auf die Fahrsicherheit und auch auf den Fahrkomfort auswirkt. Darüber hinaus lässt sich durch die an Vorder- und Hinterachse integrierten Wankstabilisatoren das Eigenlenkverhalten beeinflussen. Dabei entstehen Zielkonflikte zwischen der Fahrdynamik, der Fahrsicherheit und dem Fahrkomfort, welche sich durch die aktive Wankstabilisierung aufheben lassen.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Prüfstandsentwicklung und der Erprobung eines elektromechanischen Wankstabilisators. Dabei wurden für eine fertige Komponente ein Prüfaufbau und ein -programm definiert.

Aus den Versuchen wurde ersichtlich, dass bei langsameren Manövern ein ständiges Wechseln zwischen Haft- und Gleitreibung auftritt. Dieser sogenannte „Stick-Slip“-Effekt bewirkt bei linear ansteigender Momentenvorgabe einen treppenförmigen, sprunghaften Output. Diesem Verhalten kann über eine Positionsregelung über den Verdrehwinkel oder einem geschlossenen Regelkreis via Drehmomentenmesswelle entgegengewirkt werden. Weiters liegt die Eigenfrequenz der geprüften Komponente in einem ungünstigen Bereich. Durch Maßnahmen wie Reduzierung der Massenträgheiten, Anpassung von Stabilisator-Lager und Koppelstangen oder aktivem Gegenregeln sollte sich dieses Verhalten verbessern lassen.

Abstract

In the automotive development hydraulic systems are systematically replaced by electromechanic systems due to the lower energy consumption and the elimination of the hydraulic medium. This trend also affects the active anti-roll bar. Conventional anti-roll bars have the function to contribute the stabilizing anti-roll torque into the vehicle body. This can minimize the roll angle, which has a positive effect on driving safety and comfort. Furthermore the under- or over-steering tendency of the vehicle can be actively influenced by the front and rear roll stabilizer. The conflict of objectives between the vehicle dynamics, driving safety and driving comfort can be improved with the active roll stabilization.

The present work deals with the test bench development and testing of an electromechanical roll stabilizer. Therefore a configuration for a test bench and a test program for a pre-existing component was defined.

From the experiments it became apparent that for slower maneuvers a permanent change between static and sliding friction occurs. This so-called "stick-slip" effect causes a staircase-shaped output for a linearly increasing target torque. A position control on the twist angle or a closed loop via torque sensor could be implemented to solve this problem. Furthermore the natural frequency of the tested component occurs in an undesirable range for the human occupant. Through measures such as reducing the mass inertia, adjustment of stabilizer bearings and connecting rods or active control of the output moment this behavior can be improved.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung und Zielbeschreibung	6
1.1. Einleitung	6
1.2. Zielbeschreibung	8
2. Grundlagen	9
2.1. Allgemeines	9
2.2. Einflüsse auf das Wankverhalten	10
3. Wankstabilisierungssysteme	16
3.1. Passiver Stabilisator	16
3.2. Schaltbarer Off-Road-Stabilisator	18
3.3. Schaltbarer On-Road-Stabilisator	19
3.4. Semi-Aktive Wankstabilisierung	20
3.5. Aktive Wankstabilisierung mit Torsionsstab	22
3.6. Aktive Fahrwerksysteme	29
3.7. Active Geometry Control Suspension	31
4. E-ARS – Electric Anti-Roll System	32
4.1. Funktionen eines aktiven Wankstabilisators	32
4.2. Aufbau	38
5. Planung Prüfstand und Versuche	47
5.1. Prüfstandsaufbau	47
5.2. Versuchsprogramm	54
5.3. Messdaten	59
5.4. Programmierung	60
6. Versuchsdurchführung und -auswertung	65
6.1. Versuche mit Typ 1 Stabilisator-Armen	66
6.2. Versuche mit Typ 2 Stabilisator-Armen	79
6.3. Prinzip-Prüfstand	83
6.4. Schlussfolgerungen	89
7. Zusammenfassung	91
8. Literaturverzeichnis	93

Abkürzungsverzeichnis

ABC	Active Body Control
AGCS	Active Geometry Control Suspension
AOS	Adaptive Off-Road Stabilizer
AOSL	Adaptive On-Road Stabilizer Link
CAN	Controller Area Network
CDC	Continuous Damping Control
CoG	Center of Gravity
CoR	Center of Roll
DC	Direct Current
E-ARS	Electric Anti Roll System
ECU	Electric Control Unit
HA	Hinterachse
HDU	Hydraulic Drive Unit
KMD	Kraftmessdose
IG	Interactive Generator
iSTB	Inner Stabilizer Profile
NVH	Noise Vibration Harshness
OEM	Original Equipment Manufacturer
oSTB	Outer Stabilizer Profile
PDB	Proportionaldruckbegrenzungsventil
PDCC	Porsche Dynamic Chassis Control
PMSM	Permanent Magnet Synchron Motor
SUV	Sport Utility Vehicle
VA	Vorderachse
VDC	Vehicle Dynamics Control

1. EINLEITUNG UND ZIELBESCHREIBUNG

1.1. Einleitung

Ein zentrales Element des Automobils ist das Fahrwerk. Es überträgt Antriebs- und Bremskräfte, aber auch Kräfte zur Kursführung.

Die wichtigsten Anforderungen für die Auslegung eines Fahrwerks sind [1]:

- Fahrdynamik
- Fahrkomfort
- Fahrsicherheit

Eine Aufgliederung der Hauptfaktoren Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit ist in Abbildung 1.1 ersichtlich.

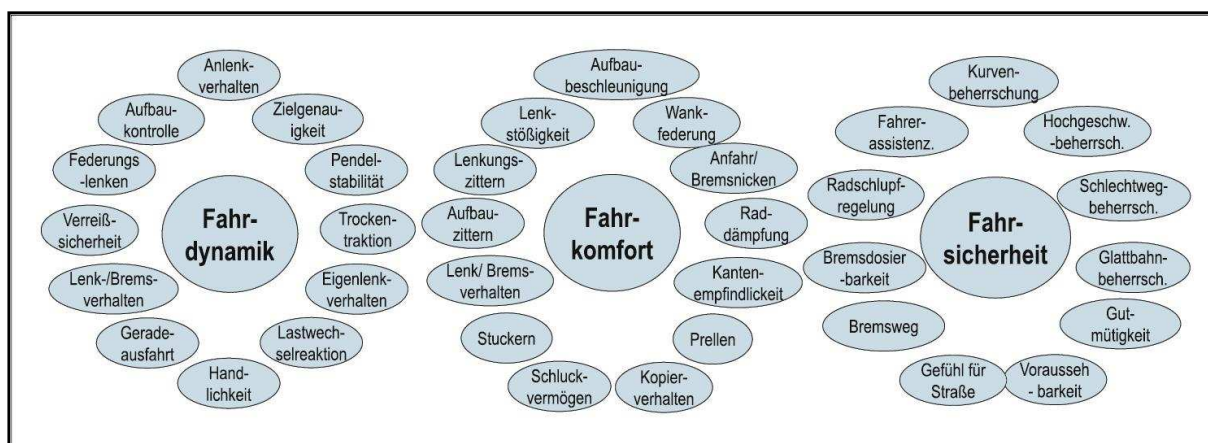


Abb. 1.1: Beurteilungsmerkmale des Fahrwerks in Hinblick auf Dynamik, Komfort und Sicherheit [1]

Dabei entstehen Zielkonflikte zwischen diesen drei Hauptfaktoren.

Der Fahrkomfort wird meist über die Aufbaubeschleunigung definiert, die Fahrsicherheit wird dagegen über die dynamischen Radlastschwankungen bestimmt. Die beiden Kenngrößen sind über die Fahrwerkparameter Aufbaudämpfung und Aufbaufederung voneinander abhängig [2]. Daher können Fahrsicherheit und Fahrkomfort nicht beliebig gesteigert werden. Es muss also ein Kompromiss zwischen den Komfort- und Sicherheitsanforderungen gefunden werden. Als Beispiel für einen Zielkonflikt sei hier die Federrate der Aufbaufedern erwähnt. Bei weicher Auslegung werden Stöße von der Fahrbahn besser aufgenommen, was den Komfort erhöht. Gegenteilig wirkt sich eine harte Auslegung aus, jedoch verbessert sich die Fahrdynamik, da einer geringerer Wankwinkel zugelassen wird und so durch die degressive Reifencharakteristik höhere Seitenkräfte übertragen werden können.

In Abbildung 1.2 ist der grundlegende Konflikt zwischen den Komfort- und Sicherheitseigenschaften eines Kraftfahrzeugs ersichtlich.

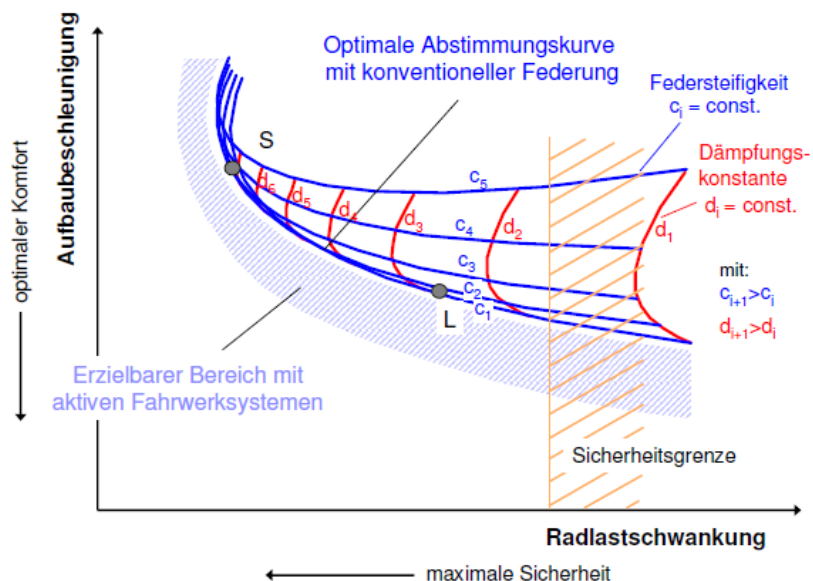


Abb. 1.2: Qualitative Darstellung des Designkonflikts zwischen den Zielkriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit [2]

Dabei stellt die unterste Kurve mit konstanter Federsteifigkeit c_1 die optimal erreichbare Abstimmung mit konventioneller Federung dar. Eine weitere Verbesserung ist mit passiven Komponenten nicht möglich. Dies kann nur durch den Einsatz aktiver Fahrwerkssysteme erreicht werden.

Ein solches stellt die in dieser Arbeit behandelte aktive elektrische Wankstabilisierung E-ARS dar. Ein Elektromotor verdreht einen geteilten Drehstab, wodurch die Karosserieneigung während der Kurvenfahrt reduziert wird und sich die Radaufstandskräfte vergleichmäßigen. Abbildung 1.3 zeigt den verringerten Wankwinkel und die Vergleichmäßigung der Radaufstandskräfte.

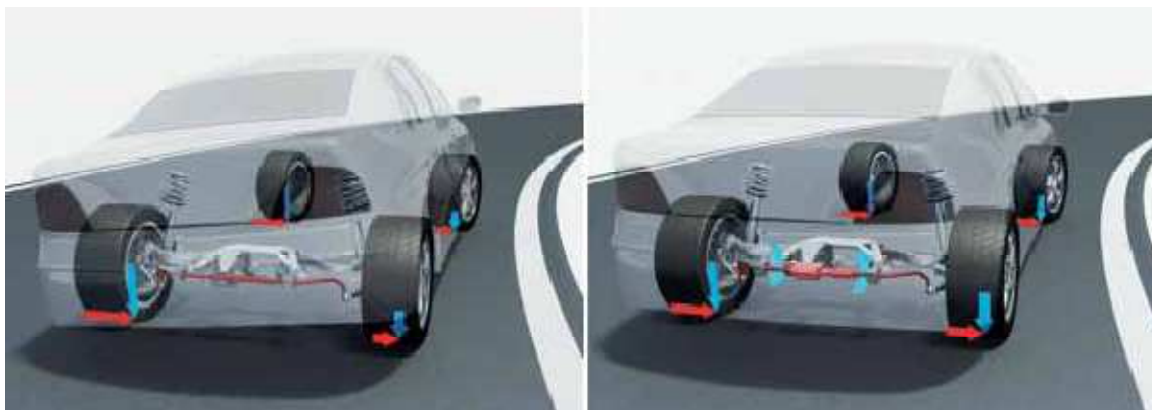


Abb. 1.3: Funktion der Wankstabilisierung (links ohne Wankstabilisierung, rechts mit) [3]

Während die aktive hydraulische Wankstabilisierung bereits seit mehreren Jahren mit Erfolg in Automobilen integriert ist, befindet sich die elektromechanische Variante außer einer Ausnahme noch in der Entwicklung. Der Trend entfernt sich jedoch zunehmend von hydraulischen Komponenten im Fahrzeug hin zu mechatronischen Systemen (Lenkung, Bremse). Auch in Hinblick auf Elektrofahrzeuge würde es wenig Sinn machen, bei Vorhandensein eines leistungsfähigen Bordnetzes ein hydraulisches System zu verwenden.

Der Hauptunterschied des E-ARS zu konventionellen aktiven Wankstabilisatoren besteht in der elektrischen Betätigung. Bei hydraulischen Systemen läuft die Hydraulikpumpe über die gesamte Zeit mit, egal ob der Stabilisator ein Drehmoment aufbringen muss oder nicht. Man sieht auf den ersten Blick den Vorteil des elektrischen Systems durch die „on demand“-Benützung. Aufgrund der hohen Kraftstoffpreise und der wichtiger werdenden Thematik der CO₂-Emissionen, wird jede Möglichkeit ausgenützt, den Kraftstoffverbrauch zu senken. Laut [4] senkt die Auswechslung der hydraulischen Wankstabilisatoren durch elektromechanische den Kraftstoffverbrauch um 3 % und somit auch die CO₂-Emissionen.

Ein weiterer Vorteil ist der Wegfall des hydraulischen Kreislaufs. Einerseits wird mehr Raum im Fahrzeug gewonnen und andererseits die Masse verringert, was wiederum den Kraftstoffverbrauch senkt. Auch sind keine Vorkehrungen bezüglich einer Leckage des Hydrauliköls zu treffen.

Durch die steigende Anzahl von Fahrerassistenzsystemen steigt neben dem Wertanteil der Elektronik auch die Komplexität der Regelung, da die einzelnen Systeme nicht getrennt voneinander zu betrachten sind, sondern miteinander interagieren.

1.2. Zielbeschreibung

Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag auf dem Gebiet der Wankstabilisierung zu leisten. Zuerst soll über Parameter und Komponenten des Fahrwerks eine Abhängigkeit auf das Wankverhalten hergestellt werden. Dadurch soll dem Leser ein Einblick in die Vorgänge vermittelt werden.

Aufbauend auf diesem Grundwissen wird ein Überblick über in Serie oder in Entwicklung befindliche Wankstabilisierungssysteme gegeben, unter anderem auch die aktive elektrische Wankstabilisierung, welche im nachfolgenden Kapitel genauer mit Aufbau und Funktion behandelt wird.

Darauf folgend wird der Prüfstand für den E-ARS beschrieben. Der Aufbau und die Komponenten werden erläutert, das Versuchsprogramm und die Programmierung erklärt.

Schlussendlich werden die durchgeführten Versuche ausgewertet und diskutiert.

2. GRUNDLAGEN

2.1. Allgemeines

2.1.1. Fahrzeugkoordinatensystem

Abbildung 2.1 zeigt die Freiheitsgrade eines Fahrzeugs nach ISO 8855:

- Translation in x-Richtung: Längsbewegung
- Translation in y-Richtung: Seitenbewegung
- Translation in z-Richtung: Hubbewegung
- Rotation um x-Achse: Wanken
- Rotation um y-Achse: Nicken
- Rotation um z-Achse: Gieren

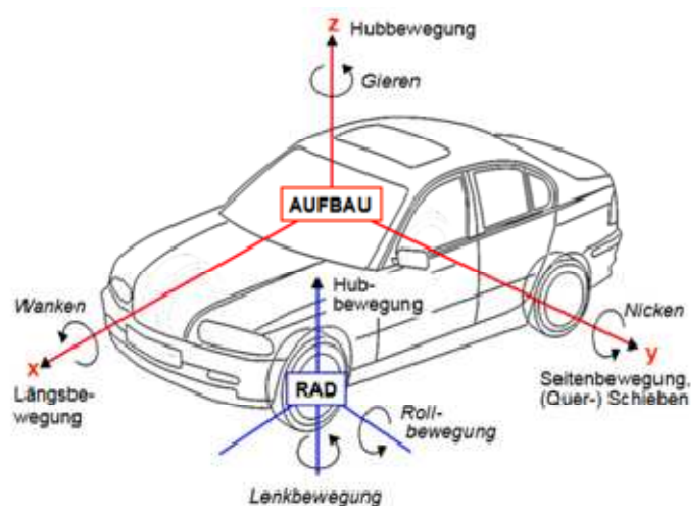


Abb. 2.1: Fahrzeugkoordinatensystem nach ISO 8855 bzw. DIN 70000

Fährt das Fahrzeug geradeaus, zeigen die Fahrtrichtung und die Fahrzeuglängsachse unter normalen Umständen in dieselbe Richtung. Bewegt sich das Fahrzeug seitlich, also in y-Richtung, oder dreht es sich um die Hochachse (Gieren), führt dies zu Abweichungen von der Fahrtrichtung.

Fahrverhalten bedeutet die Reaktion des Fahrzeugs auf das Lenken des Fahrers, auf das Beschleunigen und Verzögern über Fahr- und Bremspedal während der Kurvenfahrt und auf äußere Störungen [5].

Des Weiteren führt das Fahrzeug noch Winkelbewegungen um die Längsachse (Wanken) aus. Bei Überfahrt von unebenen Straßen entstehen „Fahrzeugschwingungen“, die den Fahrzeugaufbau zu Hub- und zu Winkelbewegungen um Quer- und Längsachse (Nicken und Wanken) anregen [5].

2.2. Einflüsse auf das Wankverhalten

Im Folgenden werden Faktoren aufgezählt, die sich auf das Wankverhalten auswirken.

2.2.1. Masse des Fahrzeugs

Fährt ein Fahrzeug um eine Kurve, entsteht eine Zentrifugalkraft, die auf das Fahrzeug vom Mittelpunkt des Krümmungskreises weg wirkt und es nach außen schieben will.

Aus der Formel für die Zentrifugalkraft F_Z

$$F_Z = \frac{mv_x^2}{r} \quad (1)$$

ist leicht ersichtlich, dass bei zunehmender Fahrzeugmasse m (Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und Kurvenradius r bleiben konstant) die Zentrifugalkraft proportional steigt. Diese Kraft bewirkt über den Abstand h (Abbildung 2.4) zwischen Schwerpunkt und Wankzentrum ein Moment um die x-Achse (Längsachse) des Fahrzeugs, welches den Aufbau neigen lässt. Dies wird später noch genauer behandelt.

2.2.2. Schwerpunkt des Fahrzeugs

Der Schwerpunkt des Fahrzeugs bezeichnet den fiktiven Punkt, in dem die gesamte Fahrzeugmasse auf einen Punkt konzentriert angenommen werden kann (Abbildung 2.2).

Es wird eine niedrige Schwerpunktlage angestrebt, da sich dadurch ein gutes Fahrverhalten, höhere Sicherheit durch geringes Wanken und Nicken einstellen.

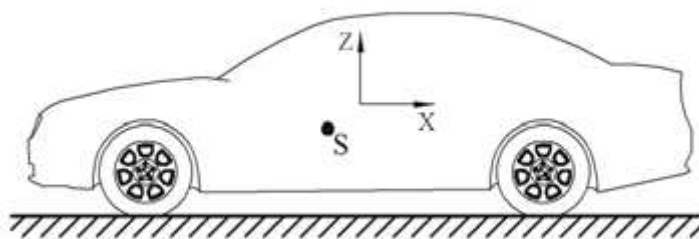


Abb. 2.2: Fahrzeug-Schwerpunktlage S [1]

2.2.3. Spurweite

Die Spurweite s bezeichnet den Abstand der Radaufstandspunkte einer Achse in der y-z-Ebene (Abbildung 2.3). Breite Spurweiten bewirken geringeres Wanken, da sich das Wankmoment über die Aufbaufederung abstützt.

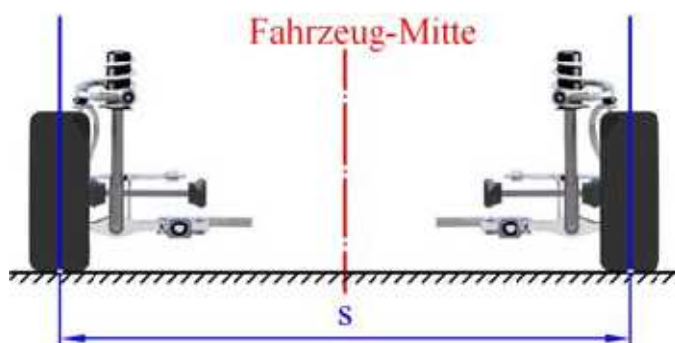


Abb. 2.3: Spurweite s nach ISO 612/DIN 70000

2.2.4. Wankzentrum (Roll Center)

In Abbildung 2.4 ist dargestellt, wie man durch Errichten von Normalen auf die Bewegungsrichtung der jeweiligen Anlenkpunkte des Rades den so genannten Momentandrehpol M erhält. Dieser stellt das Zentrum der momentanen Drehbewegung des Rades relativ zum Aufbau dar. Am Schnittpunkt zweier Polstrahlen durch die Momentandrehpole M und den Radaufstandspunkt liegt das Wankzentrum W , um das sich der Aufbau dreht [6].

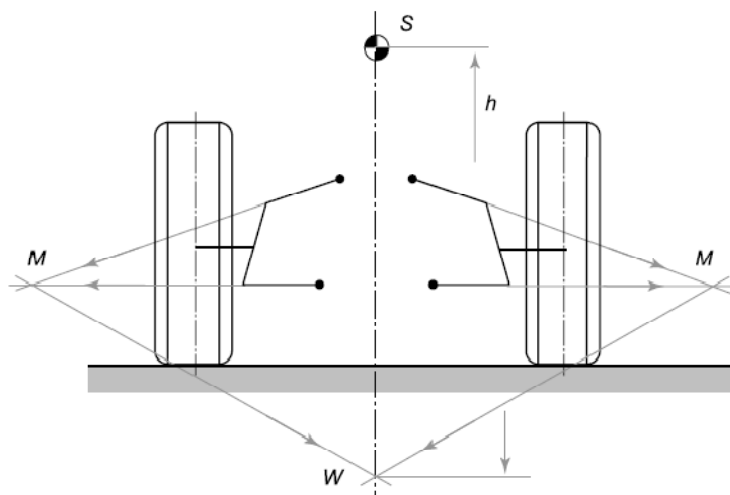


Abb. 2.4: Ermittlung des Wankzentrums [6]

Dabei bedeutet ein hoher Wankpol (oberhalb der Fahrbahn), dass der Aufbau weniger wankt. Dies ist statisch günstiger, da sich das gesamte Wankmoment hauptsächlich über die Reifen abstützt. Nachteilig verhält sich die geringere relative Wankbewegung zwischen Aufbau und Achse. Die kaum wirksame Wankdämpfung wirkt dynamisch ungünstiger. Ein tiefer Wankpol (an oder unter der Fahrbahn) bewirkt das Gegenteil (statisch ungünstiger, dynamisch günstiger) und ist die Standardlösung für PKW mit Einzelradaufhängung [7].

Die Wankpole an Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs ändern je nach Einfederposition der Räder ihre absolute Höhe, d. h. der Abstand zwischen Schwerpunkt des Fahrzeugs und der Wankachse ist eine Funktion des Radhubs [8].

2.2.5. Wankachse (Roll Axis)

Die Wankachse bzw. Rollachse ist definiert durch die Verbindungslinie des vorderen und hinteren Wankpols (Abbildung 2.5).

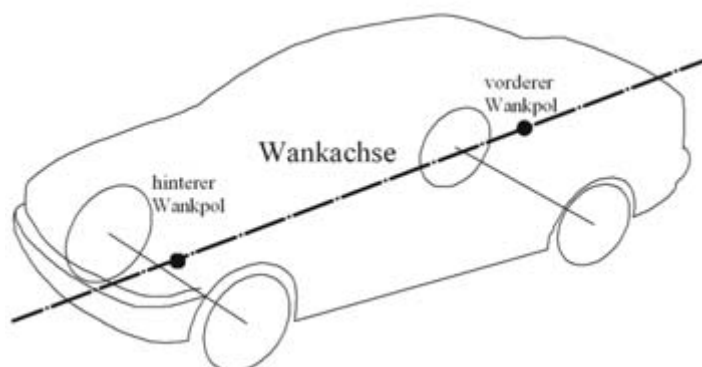


Abb. 2.5: Wankachse Aufbau/Fahrbahn [1]

Der Abstand der Wankachse zum Schwerpunkt wirkt als Hebelarm für eine seitlich angreifende Kraft, und es wird ein Wankmoment um diese Wankachse aufgebaut. Die Abstützung des Wankmoments erfolgt über die Federung.

Liegt das Wankzentrum in Schwerpunktnähe, wird die Wankneigung des Aufbaus gering gehalten. Jedoch führt bei Einzelradaufhängungen die Realisierung hoher Wankzentren zu großen Federwegen und damit zu entsprechenden Spurweitenänderungen, womit Querschlupf am Radaufstandspunkt verbunden ist. Die Tendenz geht deshalb zu Wankzentren in Bodennähe (nicht höher als 150 mm).

Durch die Neigung der Wankachse lässt sich die Verteilung der Wankfederrate auf die Vorder- und Hinterachse beeinflussen. Liegt der hintere Wankpol höher, ist die Wankabstützung hinten auch höher mit dadurch entstehenden höheren Radlastdifferenzen. Dies reduziert wiederum das Seitenführungspotenzial, d. h., das Fahrzeug verhält sich übersteuernd. Da die Wankpole sich beim Federn ändern, ändert sich die Wankachsenneigung ebenfalls, wenn die Hinterachse beladen wird. Damit das Fahrverhalten bei voller Zuladung nicht beeinträchtigt wird, muss die Radkinematik so ausgelegt werden, dass die Wankachsenneigung sich mit zunehmender Beladung nicht allzu stark ändert [1].

2.2.6. Federung

Die Federung hat eine Reihe für das Gesamtverhalten des Fahrwerks höchst bedeutsame Aufgaben zu erfüllen, die sowohl den Fahrkomfort als auch die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs beeinflussen [1].

Die Federung soll den Fahrzeugaufbau und damit vor allem auch die Insassen vor unangenehmen Hub-, Nick- und Wankbewegungen sowie vor Stößen schützen und damit zum mechanischen Schwingungskomfort beitragen. Darüber hinaus soll sie für eine möglichst gleichmäßige Bodenhaftung der Räder sorgen, als Voraussetzung für die zur Kurshaltung und zum Antreiben und Bremsen erforderliche Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Dies ist ein wesentlicher Aspekt der Fahrsicherheit. Darüber hinaus trägt die Federung durch die Aufteilung der Wankabstützung zwischen den beiden Achsen maßgeblich zum Fahrverhalten eines Fahrzeuges bei [1].

Abbildung 2.6 beschreibt die Anforderungen an ein Federungssystem.

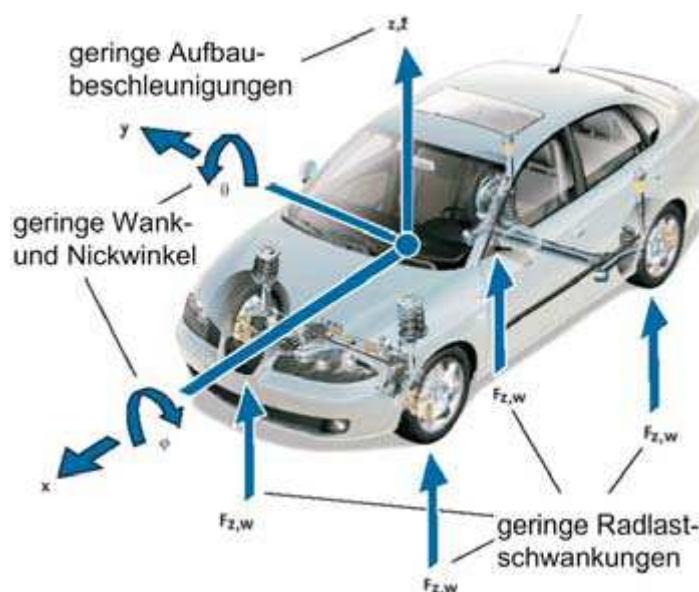


Abb. 2.6: Anforderungen an ein Federungssystem [1]

2.2.7. Dämpfung

Als Dämpfung wird hier der Schwingungsdämpfer verstanden, der parallel zur Fahrzeugfederung angeordnet ist.

Die Aufgaben eines solchen Schwingungsdämpfers bestehen darin, das Aufschaukeln und Nachschwingen des Wagenaufbaus bei entsprechender Anregung durch Unebenheiten der Straße oder durch Fahrzustände zu verhindern und weiters die von der Fahrbahn angeregte Schwingung des Rades und der Achse rasch zum Abklingen zu bringen, d. h. für Bodenhaftung der Räder und damit für eine gute Spurführung und Bremswirkung zu sorgen [1].

Durch Veränderung der Dämpfung werden die Parameter Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankungen gegensätzlich verändert. Da die Aufbaubeschleunigung Einfluss auf den Komfort besitzt und die Radlastschwankungen auf die Sicherheit, muss ein Kompromiss zwischen komfortabler und sportlicher Variante gefunden werden.

Um diesen Zielkonflikt zu umgehen, werden adaptive Dämpfungen verwendet. Dabei wird je nach Fahrsituation die Dämpfung angepasst.

Der Unterschied der als semiaktiv bezeichneten automatischen Dämpfungskraftregelung (CDC, Continuous Damping Control) gegenüber vollständig aktiv wirkenden Systemen (ARS Aktive Wankstabilisierung und ABC Aktive Federung) besteht darin, dass sich mit einem CDC-System zwar alle Aufbaubewegungen und die Radlastschwankungen begrenzend oder verzögernd beeinflussen lassen, aber nicht eliminieren. Dies gestatten erst aktive Systeme, d. h. Systeme mit Energiezufuhr [1].

2.2.8. Stabilisatoren

Die Wankfederung kann ohne Änderung der Vertikalfederung durch den Einbau von Stabilisatoren versteift werden. Bei einer Wankbewegung des Aufbaus, d. h. bei gegensinniger Einfederbewegung der Räder, wird der Stabilisator tordiert und liefert damit ein Rückstellmoment um die Wankachse, das die Aufbauneigung reduziert. Bei reiner Hubbewegung der Aufbaufederung kommt es zu keiner Torsion im Stabilisator, er bleibt ohne Wirkung. Deshalb zählen Stabilisatoren zu den nichttragenden Federelementen im Fahrzeug. Stabilisatoren werden nur während der Fahrt belastet, im ruhenden Zustand wirkt auf sie im Gegensatz zu den Aufbaufedern keine Kraft. Bei Anregung nur eines Rades durch eine Fahrbahnunebenheit tritt eine einseitige Verhärtung der Radfederung ein [1].

Diese Eigenschaft wirkt sich auf den Fahrkomfort negativ aus. Dies wird später noch genauer behandelt.

Wirkung von Stabilisatoren

Stabilisatoren haben meist die Form eines Torsionsstabes. Der Stabilisator verbindet das rechte mit dem linken Rad und wirkt nur dann, wenn die Federwege $z_{r,l}$ der Räder unterschiedlich sind. Das vom Stabilisator aufgenommene Drehmoment M'_{St} ist nach Abbildung 2.7a mit dem Verdrehwinkel φ

$$\varphi = \frac{\Delta z_l - \Delta z_r}{a_{St}} \quad (2)$$

und bei der Drehfederkonstanten C'_{St}

$$M'_{St} = C'_{St} \frac{\Delta z_l - \Delta z_r}{a_{St}} = F_{St} a_{St} \quad (3)$$

mit der Kraft F_{St} an den Rädern. Am Aufbau wird nach Abbildung 2.7b das Drehmoment

$$M_{St} = F_{St} \frac{s}{b_{St}} b_{St} = F_{St} s \quad (4)$$

abgestützt [5].

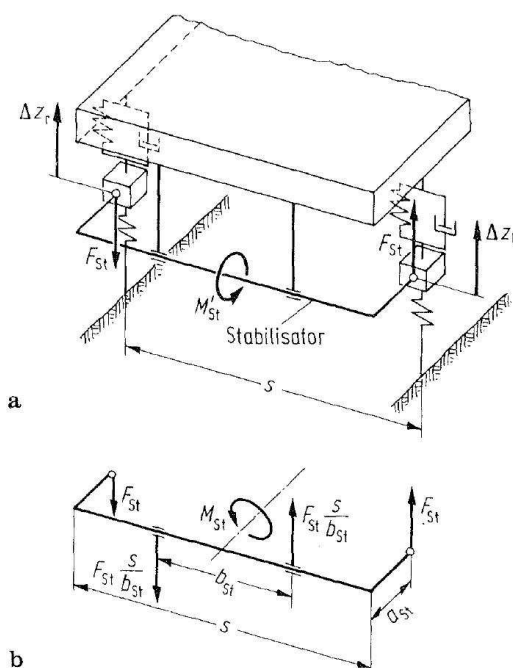


Abb. 2.7: Einbau eines Stabilisators [5]

M'_{St} ... Moment am Stabilisator

F_{St} ... Kraft an den Enden

$F_{St}s/b_{St}$... Kräfteinleitung im Aufbau

M_{St} ... Moment am Aufbau

a_{St} ... Hebelarm des Stabilisators

Führt man nun beide Gleichungen zusammen, kommt man auf folgende Gleichung.

$$M_{St} = \frac{C'_{St}}{a_{St}^2} s (\Delta z_l - \Delta z_r) \quad (5)$$

Daraus ist einfach zu erkennen, dass für den Sonderfall der gleichen Einfederung beider Räder (reine Hub- und Nickbewegung) kein Drehmoment am Stabilisator wirkt.

Ziele der Wankstabilisierung

Das Wanken des Fahrzeugs hat auf die Fahrperformance und den Fahrkomfort negative Einflüsse. Zu große Wankwinkel sind für die Insassen des Fahrzeugs unangenehm, verschleißten die Reifen an den Außenflanken sehr stark und vermitteln eine lose, indirekte Aufbauanbindung, was für sportliche Fahrzeuge inakzeptabel ist. Große Wankwinkel ergeben sich immer dann, wenn die Hubfederrate des Fahrzeugs eher komfortabel ausgelegt ist und niedrige Federraten aufweist. Einen Kompromiss zwischen einer weichen Hubfederrate und einem akzeptablem Wankwinkel, stellt der Stabilisator dar [9].

Die Steifigkeit von Stabilisatoren kann an Vorder- und Hinterachse unterschiedlich ausgeführt werden und hat entscheidende Einflüsse auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs. Diese Zusammenhänge sind in Tabelle 2.1 beschrieben.

Tabelle 2.1: Einfluss der Stabilisatorsteifigkeiten auf die Fahrdynamik [9]

Stabilisator		Einflüsse auf die Fahrdynamik
VA	HA	
Hart	Hart	Zunahme der Fahrperformance
Weich	Weich	Zunahme des Fahrkomforts
Hart	Weich	Trend zum Untersteuern
Weich	Hart	Trend zum Übersteuern

3. WANKSTABILISIERUNGSSYSTEME

3.1. Passiver Stabilisator

Dieses Kapitel ist an [1] angelehnt.

Ein passiver Stabilisator besteht wie bereits erwähnt aus einem U-förmig gebogenen Torsionsstab, der die beiden Radaufhängungen miteinander verbindet (Abbildung 3.1). Der Stabilisatorrücken liegt in Fahrzeugquerrichtung, während die beiden Stabilisator-Arme circa in Fahrzeuginnenrichtung zeigen.

Durch die schwierigen Bauverhältnisse in einem Kraftfahrzeug können die Stabilisatoren komplizierte Formen besitzen. Prinzipiell bleibt jedoch der U-förmige Aufbau erhalten. In Abbildung 3.1 sind einige Beispiele für Stabilisatoren dargestellt.



Abb. 3.1: Beispiele für PKW-Stabilisatoren [1]

Des Weiteren ist er durch zwei Schulterlager am Fahrzeugaufbau befestigt. Diese Lager sind meist von einer Schelle umgebene Gummielemente, um die Schwingungen auf den Fahrzeugaufbau zu dämpfen.

Um das Gewicht niedrig zu halten, können Rohrstabilisatoren verwendet werden. Diese bieten bei gleicher Stabilisatorwirkung und entsprechender Maximalspannung eine Gewichtsreduktion von bis zu 45%. Die Gewichtseinsparung resultiert aus der günstigeren Spannungsverteilung im Querschnitt des Rohres.

Schenkelenden

Die Schenkelenden werden zum Zwecke der Krafteinleitung und Führung üblicherweise geplättet, gedreht oder geschmiedet.

Schulterlager

Normalerweise werden Gummielemente in geschlossener oder geschlitzter Form verwendet, die mit einer umschließenden Schelle an das Fahrzeug angebunden werden. Als Anforderungen an die Gummilager gelten minimale Torsions- und maximale Radialsteifigkeit.

Für Geräusch-, Verschleiß- und Wartungsfreiheit verwendet man ein postvulkanisiertes Gummilager, bei dem ein fester Verbund auf dem lackierten Stabilisator entsteht. Abbildung 3.2 zeigt ein derartiges Lager mit der Spannungsverteilung im Gummi. In den Radzonen kommt es zu Spannungsspitzen.

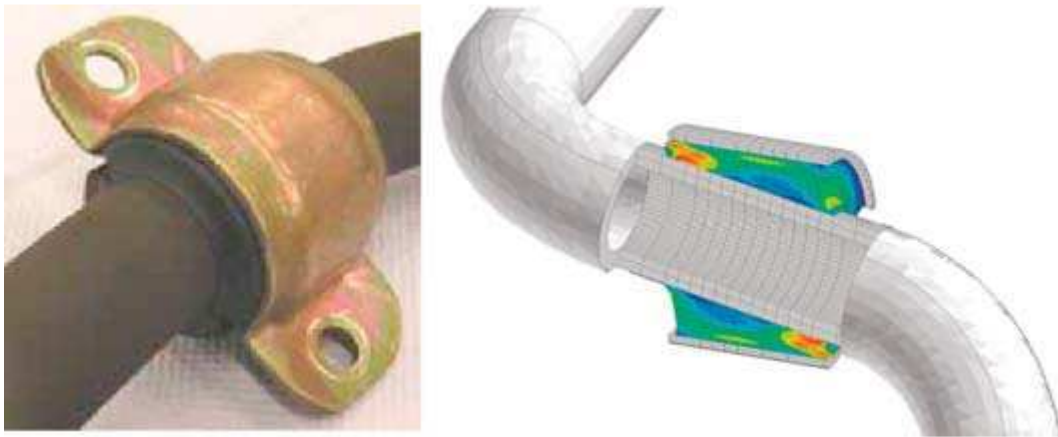


Abb. 3.2: Lagerung mit anvulkanisiertem Gummilager (links) und Spannungsverteilung im Gummi [1]

Koppelstangen (Stabilisatorlenker)

Die Koppelstangen verbinden die Stabilisatoraugen mit den Radträgern. Sie sind beidseitig mit Kugelgelenken versehen, damit die Bewegungen und die Zug-/Druckkräfte vom einem zum anderen Rad übertragen werden können.

Wenn die Einbauverhältnisse dies nicht zulassen, kann die Verbindung notfalls auch über die Radlenker geschehen, dann ist die Hebelarmübersetzung zu berücksichtigen (größere Kräfte, kleinere Hübe).

In Abbildung 3.3 sind verschiedene Bauarten von Stabilisator-Koppelstangen dargestellt. Weiters ist links oben die Anbindung an den Radträger und rechts unten die Anbindung an den Radlenker ersichtlich.

Wie bereits erwähnt entsteht ein Drehmoment im Stabilisator nur bei wechselseitiger Einfederung und somit auch die Kräfte in den Koppelstangen. Idealerweise sollte an der Stange keine Biegung entstehen, um den Stangenquerschnitt gering zu halten, weshalb Kugelgelenke zur Verbindung verwendet werden.

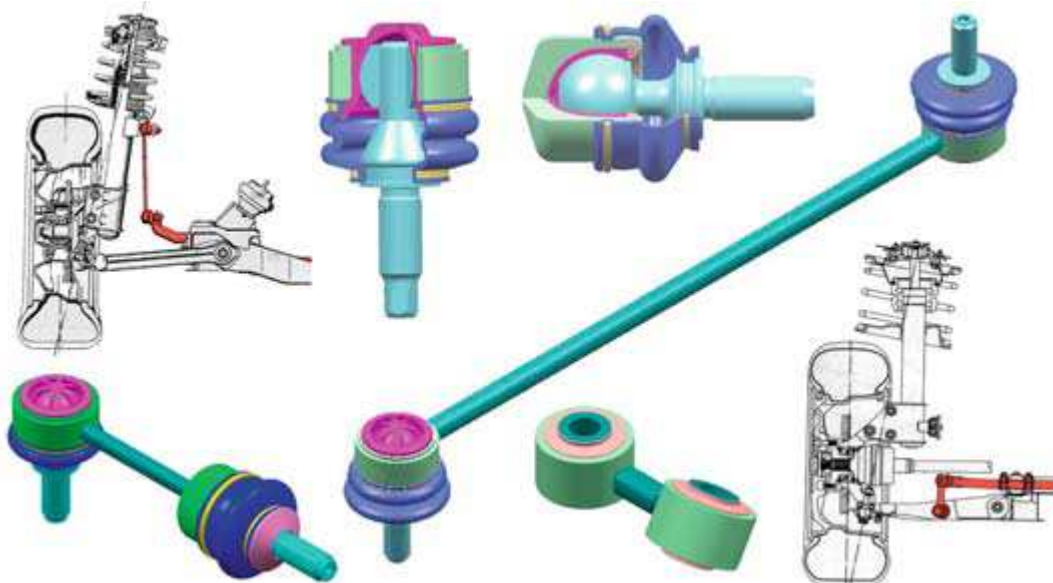


Abb. 3.3: Verschiedene Bauarten der Koppelstangen und die beiden Möglichkeiten der Anbindung [1]

3.2. Schaltbarer Off-Road-Stabilisator

Dieses Kapitel ist an [1] angelehnt.

Der schaltbare Off-Road-Stabilisator zeichnet sich dadurch aus, dass zwischen mindestens zwei Kennlinien geschaltet werden kann. Dies ist in Abbildung 3.4 ersichtlich. Dabei ist F_{St} die Kraft an den Stabilisator-Enden und z_{St} die Einfederung.



Abb. 3.4: Schaltbarer Off-Road-Stabilisator [1]

Da nur langsam zwischen den Kennlinien umgeschaltet werden kann, ist der schaltbare Off-Road-Stabilisator für eine Wankregulierung während der Fahrt ungeeignet.

Der Vorteil liegt im geringen Energiebedarf, da nur zum Schalten und zum Halten der entkoppelten Kupplung Energie benötigt wird.

Der Einsatz von Off-Road-Stabilisatoren liegt im Bereich der Geländewagen und SUVs an Vorder- und Hinterachse. Im Straßenbetrieb ist der teilbar ausgeführte Stabilisator gekoppelt und kann bei Bedarf, z. B. im Gelände entkoppelt werden, um die maximale Achsverschränkung zu ermöglichen.

In Abbildung 3.5 ist als Ausführungsbeispiel der AOS (adaptive Off-Road Stabilizer) von ZF Lemfoerder zu sehen.

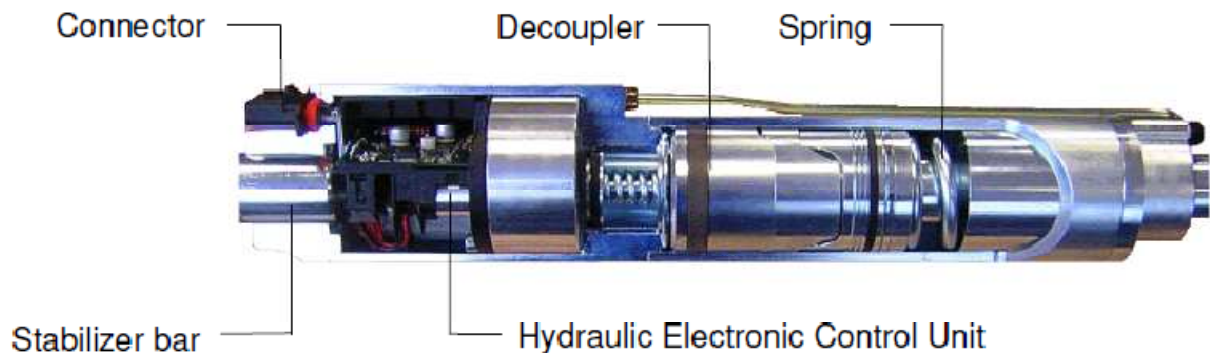


Abb. 3.5: Ausführungsbeispiel eines schaltbaren Off-Road-Stabilisators (AOS) [10]

Der AOS wird elektrohydraulisch entkoppelt und schaltet so die Stabilisatorwirkung ab. Dies kann auch unter Vollast und bei voller Verschränkung erfolgen. Das Koppeln der getrennten Stabilisatorhälften erfolgt durch Federkraft und benötigt geringe Schaltzeiten. Der Koppelmechanismus ist eine aus drei Hauptelementen bestehende Klauenkupplung. Die Klauenelemente besitzen im entkoppelten Zustand immer Flankenüberdeckung, damit eine Zentrierwirkung beim Koppeln und somit ein sicheres Schließen erzielt wird.

Das System ist ein einbaufertiges Modul mit einer elektrischen Schnittstelle. Mit dem Fahrzeug wird über ein Bussystem kommuniziert.

3.3. Schaltbarer On-Road-Stabilisator

Dieses Kapitel ist an [1] angelehnt.

Je nach Fahrzustand kann bei diesen Systemen zwischen mindestens zwei Kennlinien umgeschaltet werden (Abbildung 3.6).



Abb. 3.6: Schaltbarer On-Road-Stabilisator [1]

Normalerweise wird ein Teilbereich frei- oder weich geschaltet. Die Wirkung ist daher frequenzselektiv und abhängig von der Fahrsituation. Die weichere Stabilisatorkennlinie dient der Steigerung des Fahrkomforts. Bei Kurvenfahrt muss jedoch aus Sicherheitsgründen ab einer gewissen Querbeschleunigung auf hart geschaltet werden.

Energie wird wie beim schaltbaren Off-Road-Stabilisator zum Entkoppeln und zum entkoppelt Halten benötigt.

Als Ausführungsbeispiel ist der AOSL (Adaptive On Road Stabilisator Link) von ZF Lemfoerder in Abbildung 3.7 dargestellt.

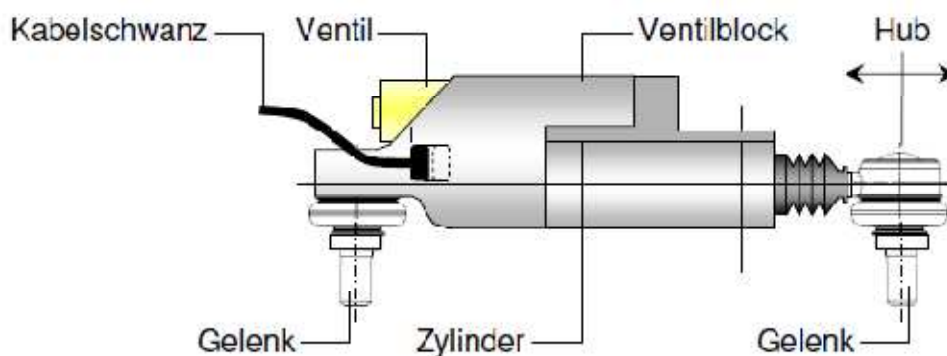


Abb. 3.7: Ausführungsbeispiel eines schaltbaren On-Road-Stabilisators (AOSL) [10]

Der AOSL ist als adaptive elektrohydraulisch schaltbare Pendelstütze ausgeführt und ersetzt eine der konventionellen Pendelstützen [10]. Durch den in der Pendelstütze integrierten Zylinder lassen sich Stabilisator-Momente in den Fahrzeugaufbau einbringen. Wie bei ZFs AOS ist ein modularer Aktuator in Entwicklung, der über eine elektrische Schnittstelle betrieben wird. Der AOSL befindet sich noch in der Vorentwicklung.

3.4. Semi-Aktive Wankstabilisierung

Dieses Kapitel ist an [1] angelehnt.

Semi-aktive Systeme verfügen über hohe Schaltfrequenzen und sind daher in der Lage durch die kurzen Stellzeiten alle Punkte der einzelnen Kennlinien dynamisch einzustellen. Somit ist der Betriebspunkt praktisch beliebig veränderbar (Abbildung 3.8).



Abb. 3.8: Semi-aktiver Stabilisator [1]

Energie wird wie bei den schaltbaren Stabilisator-Systemen nur für die Schaltvorgänge benötigt. Semi-aktive Stabilisator-Systeme sind als umschaltbare Federrate plus semi-aktiver Wankdämpfung bekannt. Durch die Zusatzdämpfung werden die dynamischen Wankbewegungen des Aufbaus in Abhängigkeit von der Anregung reduziert. Durch die Verminderung der Aufbau-Wankbeschleunigung ergibt sich ein höherer Fahrkomfort. Darüber hinaus wird die Fahrsicherheit durch die Vermeidung von Resonanzüberhöhungen und Aufschaukelvorgängen erhöht.

Die Umschaltung der Stabilisatorrate bewirkt in der weichen Stufe ein geringes Maß an Querkopplung der Räder an einer Achse und erlaubt somit im Gelände eine hohe Achsverschränkung verbunden mit Traktionsgewinn und Kletterfähigkeit. Bei Straßenfahrt ist der Fahrkomfort höher als bei der Serienabstimmung.

Bei Umschaltung in die harte Stabilisatorrate steht die Fahrsicherheit bei querdynamisch anspruchsvollen Situationen durch die stationäre Abstützung des Aufbaus im Vordergrund.

Abbildung 3.9 zeigt ein Ausführungsbeispiel von ZF Lemfoerder.

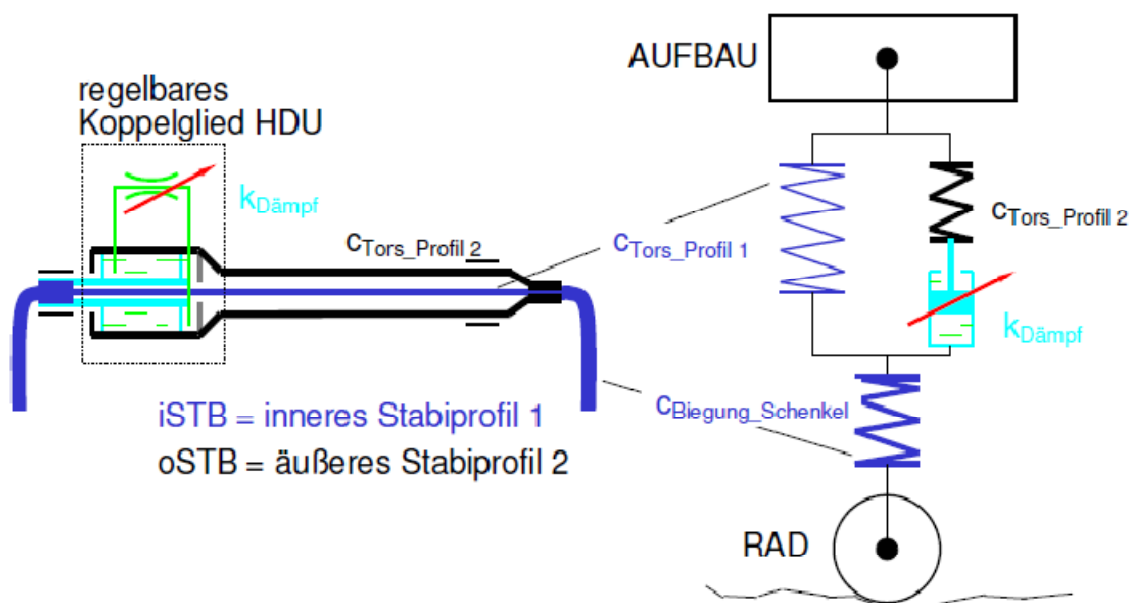


Abb. 3.9: Semi-aktives Stabilisatorsystem von ZF Lemfoerder [10]

Abbildung 3.10 zeigt die Zielfunktion des semi-aktiven Stabilisators.

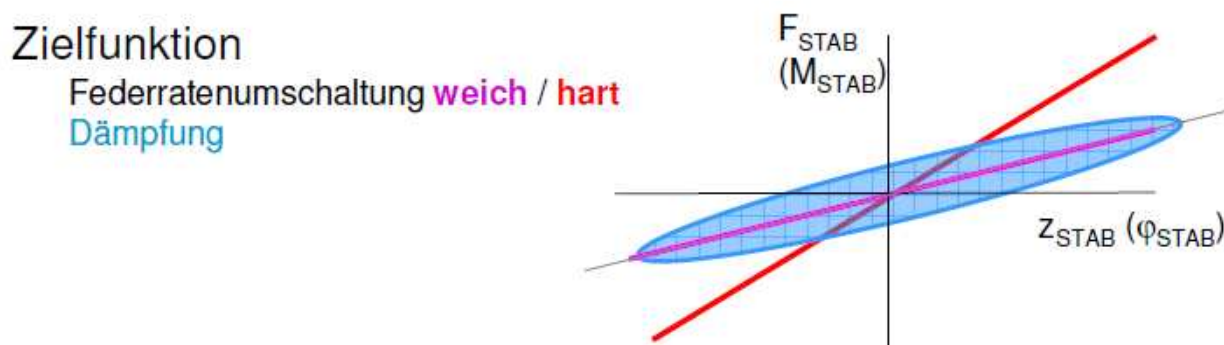


Abb. 3.10: Zielfunktion des semi-aktiven Stabilisators [10]

Die semi-aktive Zusatzdämpfung funktioniert insofern, dass bei Relativbewegung zwischen iSTB und oSTB ein Volumenstrom von der Hydraulic Drive Unit (HDU) gefördert wird, der mit Hilfe der Ventilansteuerung innerhalb der Grenzkennlinien variabel bedämpft werden kann. Dies ist in Abbildung 3.10 als Umrandung der Kennlinie eingezeichnet.

Die Realisierung von zwei Federraten funktioniert über die Kopplung und Entkopplung der beiden Stabilisatorteile. Durch hydraulische Sperrung des HDU werden iSTB und oSTB parallel verkoppelt. Dadurch addieren sich ihre Federraten. Dies wird zur besseren Übersicht in Abbildung 3.9 rechts durch eine steifere Federung dargestellt. Somit kann zwischen zwei Stabilisator-Grenzfederungen umgeschaltet werden. Der iSTB ist in ständigem Eingriff, sodass über seine Grundauslegung ein geeignetes Basis Eigenlenk- und Wankverhalten auslegbar ist [10].

3.5. Aktive Wankstabilisierung mit Torsionsstab

Die bisher besprochenen Wankstabilisierungssysteme sind nur in bestimmten Grenzen in der Lage den Zielkonflikt zwischen Fahrzeugsicherheit und -komfort zu lösen. Mit aktiven Systemen wird dies umgangen, da zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk je nach Bedarf ein Drehmoment eingeleitet werden kann. Dieses Drehmoment ist nicht mehr die Folge von Aufbaubewegungen, sondern ist eine Funktion beliebiger Variablen wie beispielsweise der Querbeschleunigung [1]. Abbildung 3.11 zeigt, dass unabhängig von der Einfederung z_{St} eine Kraft an den Stabilisator-Enden F_{St} gestellt werden kann.



Abb. 3.11: Aktiver Stabilisator [1]

Der Nachteil der aktiven Systeme gegenüber den semi-aktiven ist der vergleichsweise hohe Energieverbrauch. Es wird nicht mehr nur für den Schaltvorgang Energie benötigt. Vielmehr benötigt der sich zwischen den Stabilisatorhälften befindende Aktuator zum Verdrehen Fremdenergie. Jedoch besitzen aktive Systeme den Vorteil, keine Kompromissabstimmung finden zu müssen, sondern die Abstimmung den Anforderungen anpassen zu können.

Aktive Wankstabilisierungssysteme gibt es bis auf wenige Ausnahmen nur als hydraulische Variante. Als die ersten Systeme um 2000 in Serie gingen (Dynamic Drive von BMW), gab es noch weniger Intentionen, Fahrzeuge in Richtung Energieeffizienz zu optimieren. Mit der steigenden Bedeutung von CO₂-Ausstoß und den steigenden Treibstoffpreisen ist dies jedoch zu einem essenziellen Thema geworden. Folglich gibt es deutliche Bestrebungen, die Energienutzung im Automobil so effizient wie möglich zu gestalten. Hydraulische Systeme werden daher immer mehr durch elektrische ersetzt. Diese sind zwar von der Leistungsdichte her unterlegen, können dies jedoch durch ihre „on demand“ Energienutzung ausgleichen.

Tabelle 3.1 vergleicht die Vor- und Nachteile der hydraulischen mit denen der elektromechanischen Variante.

Tabelle 3.1: Vergleich hydraulisches - elektromechanisches System

	Hydraulisches System	Elektromechanisches System
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Leistungsdichte • Bestehende Erfahrung 	<ul style="list-style-type: none"> • Weniger Komponenten • Geringere Modulkosten • Bessere Energieeffizienz • „Trockenes“ System
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> • Zusätzliches Medium • Überdimensioniert im Normalbereich • Kosten von Leitungen, Kühlung ... • Leckage-Problem • Umweltbelastendes Medium • NVH-Problem 	<ul style="list-style-type: none"> • Niedere Leistungsdichte • Dadurch höhere Aktuatormasse • Geringere Effizienz im Grenzbereich

In Bezug auf den Fahrkomfort hat der hydraulische Stabilisator den Vorteil, dass bei Geradeausfahrt ein Ventil geöffnet werden kann, und so die beiden Stabilisatorhälften nahezu entkoppelt sind. Bei der elektromechanischen Variante funktioniert dies nicht so einfach. Durch die erzwungen hohe Übersetzung wirken das Trägheitsmoment des Rotors und auch das Rastmoment des Elektromotors viel stärker einer Verdrehung der Stabilisator-Arme zueinander entgegen. Einseitige Anregungen führen daher zu einem Kopieren auf die Gegenseite. Um diesem Effekt entgegen zu wirken, sollte daher das Massenträgheitsmoment des Rotors so klein wie möglich gewählt werden. Sollte der Aktuator mit einem Drehmomentensensor ausgestattet sein, kann der Aktuator über die Forderung, das Drehmoment bei Geradeausfahrt auf null zu regeln, so auch dem Kopiereffekt entgegenwirken.

3.5.1. Hydraulische Systeme

Hydraulische Systeme beziehen ihre Energie aus einer Radialkolbenpumpe in Tandempumpenbauart, die vom Verbrennungsmotor angetrieben wird. Die Radialkolbenpumpe liefert über einen breiten Drehzahlbereich einen konstanten Volumenstrom, der an Vorderachs- und Hinterachsventilblock je nach Aufteilungsverhältnis verteilt wird. Die Ventile werden von einem elektronischen Steuergerät der Fahrsituation entsprechend individuell angesteuert [9]. In den Ventilblöcken fließt der konstante hydraulische Volumenstrom durch ein Proportionaldruckbegrenzungsventil (PDB-Ventil) in den Tank ab. Wird ein Moment am Stabilisator benötigt, verengt dieses Ventil seinen Querschnitt. Dadurch steigt der hydraulische Druck vor dem Ventil an, der bis in den Schwenkmotor wirkt. Im Schwenkmotor erzeugt die Druckdifferenz in den verschiedenen Kammern das gewünschte Drehmoment. Dies ist in Abbildung 3.12 dargestellt.

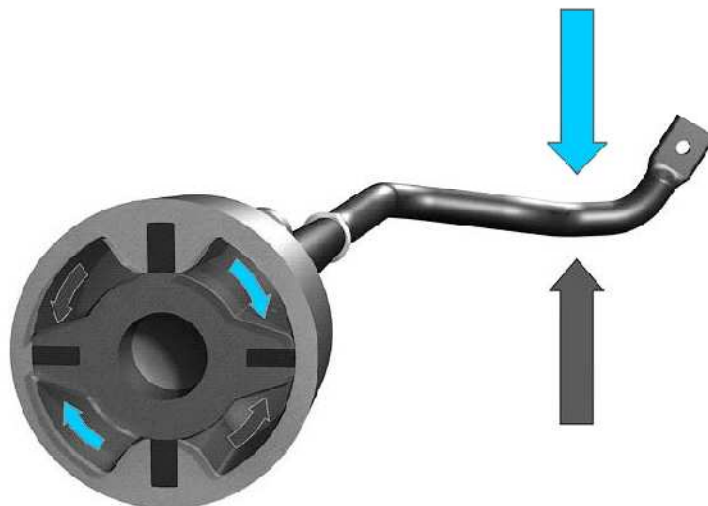


Abb. 3.12: Prinzip des Schwenkmotors eines hydraulischen Stabilisators [9]

Das vom Schwenkmotor erzeugte Moment wirkt als Kraft über die Stabilisatorgehänge auf die Federbeine und über die Stabilisatorlager auf den Fahrzeugaufbau. Das maximale Drehmoment des Schwenkmotors ist abhängig von der Kammeranzahl.

Abbildung 3.13 zeigt ein Ausführungsbeispiel für einen hydraulischen aktiven Stabilisator von ZF Sachs.



Abb. 3.13: Hydraulischer aktiver Stabilisator von ZF Sachs¹

Dieser Stabilisator ist beispielsweise als Dynamic Drive von BMW oder Porsche Dynamic Chassis Control (PDCC) in Serie.

In Abbildung 3.14 ist die Integration des hydraulischen Wankstabilisierungssystems im Porsche Cayenne dargestellt.

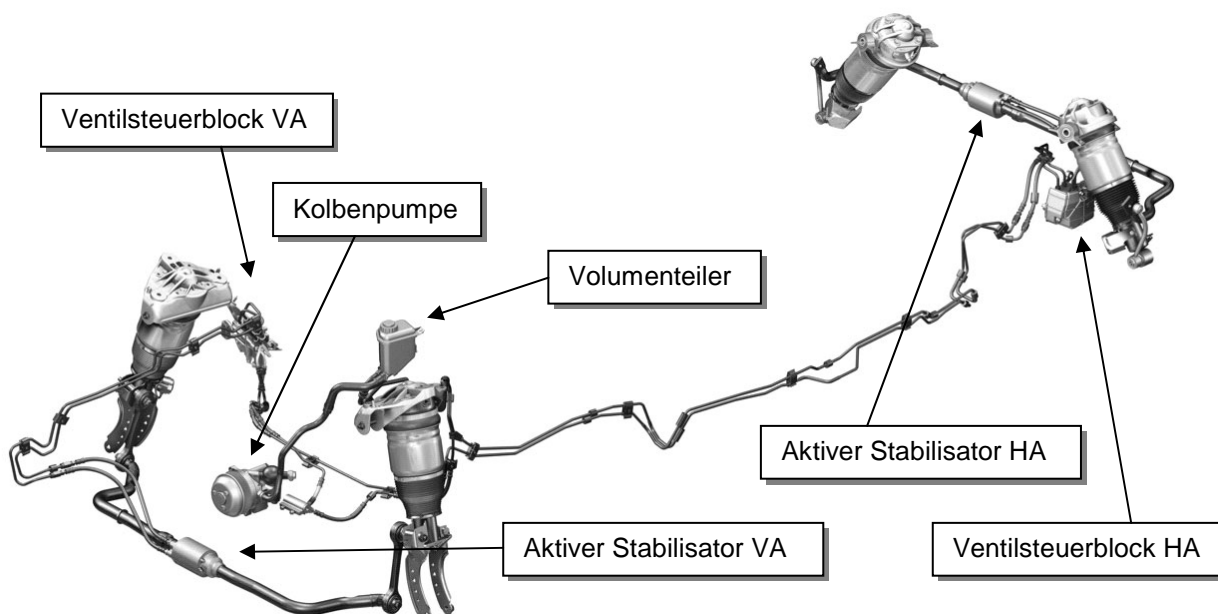


Abb. 3.14: Gesamtes PDCC System des Porsche Cayenne [9]

Das System besteht aus folgenden Komponenten:

- Aktiver Stabilisator an der Vorderachse
- Aktiver Stabilisator an der Hinterachse
- Ventilsteuerblöcke VA und HA
- Steuergerät
- Kolbenpumpe
- Volumenteiler
- Leitungen

¹ <http://www.zf.com>, Abrufdatum: 25.08.2010

3.5.2. Elektromechanische Systeme

Aufgrund der in Tabelle 3.1 beschriebenen Vorteile elektromechanischer Systeme gegenüber hydraulischen arbeiten mehrere Automobilzulieferer an einer Lösung, um dem Wunsch einer elektromechanischen Variante des aktiven Wankstabilisators der OEM nachzukommen.

Das erste und bisher einzige sich in Serie befindende System ist von der Firma AISIN SEIKI, welche einen aktiven elektromechanischen Stabilisator für Toyota im Lexus GS realisierten [11,12].

In der technischen Aussendung ist die Rede von einem „powerful active stabilizer actuator“, jedoch wird die Leistungsfähigkeit eines hydraulischen Aktuators nicht erreicht.

In Abbildung 3.15 sind die Komponenten des aktiven elektromechanischen Wankstabilisierungssystems dargestellt.

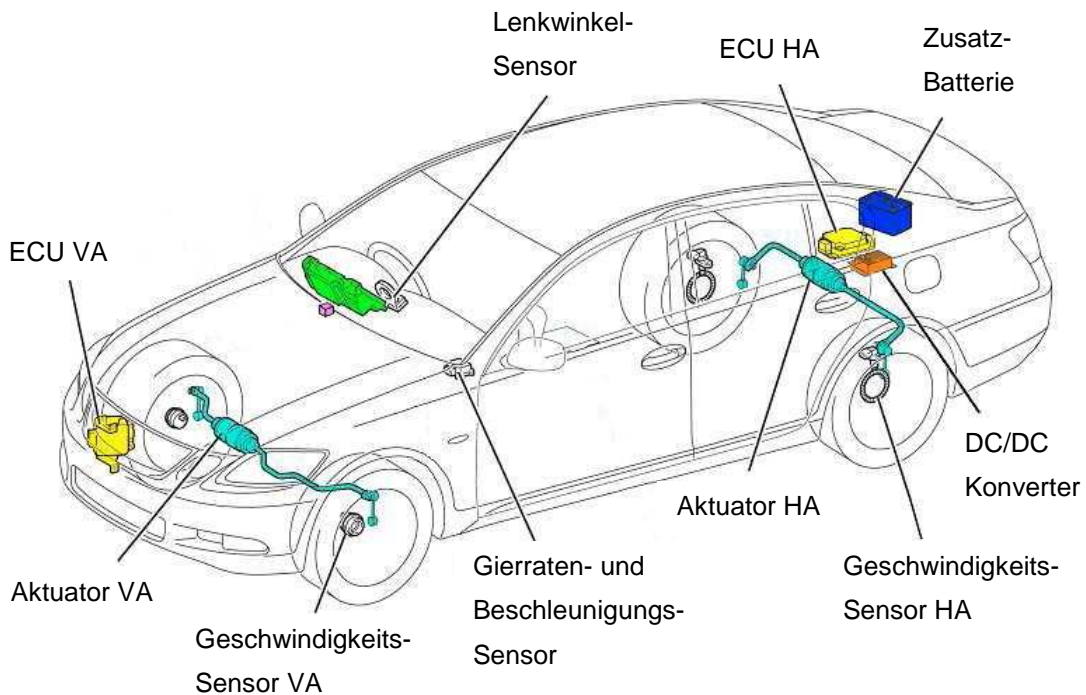


Abb. 3.15: Elektrisches aktives Stabilisatorsystem von AISIN im Toyota [11]

Die ECU ist als Wegbau-Steuergerät realisiert, was nach heutigem Stand der Technik von den OEMs nicht mehr erwünscht ist [3]. Wegbau bedeutet, dass das Steuergerät nicht im oder am Aktuator integriert ist.

Die Steuergeräte für VA und HA bestimmen das benötigte Drehmoment für die jeweilige Achse anhand des Fahrzeugzustands (Geschwindigkeit, Lenkradwinkel, Gierwinkel, ...) und steuern damit die Aktuatoren an.

Der Gleichspannungswandler wird benötigt um die Hochspannung der Hybridbatterie auf die Betriebsspannung der Aktuatoren zu transformieren.

Abbildung 3.16 zeigt den Schnitt durch den elektrischen Aktuator.

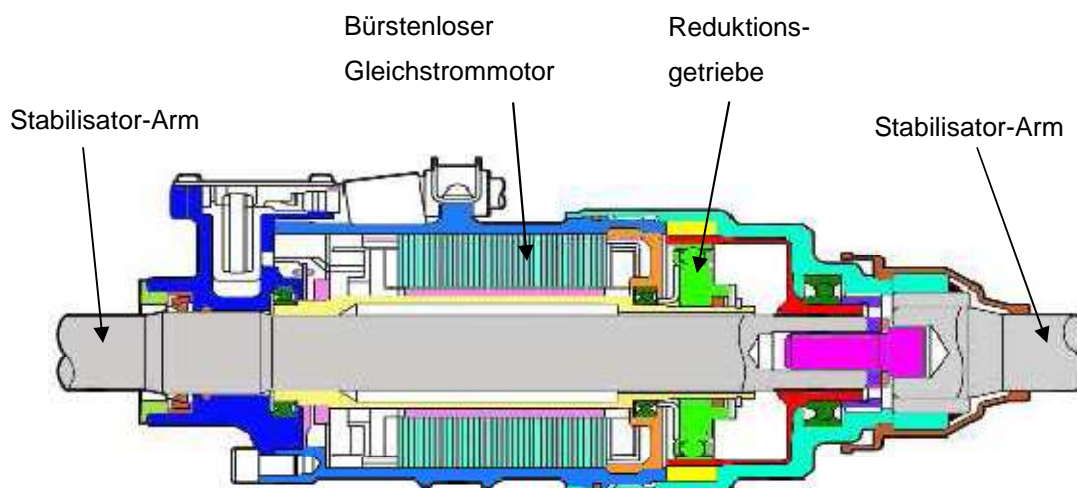


Abb. 3.16: Schnitt durch den elektrischen Aktuator von AISIN [11]

Der elektrische Aktuator besteht prinzipiell aus einem bürstenlosen Gleichstrommotor, einem Reduktionsgetriebe und den beiden Stabilisator-Armen. Der Motor verdreht die beiden Stabilisator-Arme zueinander und erzeugt somit ein Gegen-Wankmoment im Aufbau des Fahrzeugs. Das Getriebe ist als Harmonic Drive Getriebe² ausgeführt, welches die benötigte hohe Übersetzung besitzt.

Die Schaeffler Gruppe ist einer der Systemlieferanten, welche die Entwicklung eines aktiven elektrischen Wankstabilisators bereits weit vorangetrieben hat. Schon 2003 hat Schaeffler ein Patent über einen Energiespeicher eingereicht, dessen Speicherenergie dem Wanken zusätzlich entgegenwirkt [13]. Dadurch sind Drehmomente bis 2000 Nm möglich, ohne dass die vorgegebenen Abmaße des Aktuator-Moduls überschritten werden. In [14] wird das Stellsignal für den Aktuator aus einem Drehwinkelsignal des Elektromotors und aus einem die Position des Stabilisatorelements angehenden Positionssignal generiert. [15] beschreibt eine Failsafe-Einrichtung, die bedarfsweise die beiden Stabilisatorhälften drehfest miteinander verbindet. In [16] ist im drehmomentübertragenden Laststrang vom Elektromotor zur Getriebeausgangswelle eine mechanische Überlastkupplung vorgesehen.

Des Weiteren ist der aktiven elektromechanischen Wankstabilisierung im Schaeffler Kolloquium 2010 [3] ein recht umfangreicher Beitrag gewidmet. Darin wird nochmal verdeutlicht, dass es mit einem 12 V-System unmöglich ist, ohne Kompensation (Energiespeicher) die benötigten Verspannungsmomente pro Achse für einen Wagen der oberen Mittelklasse oder für ein SUV aufzubringen. In [17] ist die Funktion der Kompensation ausführlich dargestellt.

Auch wird die Verbesserung des Komforts als eine Zielsetzung der Weiterentwicklung betrachtet. Als Komfortkenngröße wird das Kopierverhalten herangezogen, welches als gut bezeichnet wird, wenn der Aufbau eine möglichst geringe Vertikalbewegung infolge einer einseitigen vertikalen Störangregung aufweist. Zur Verbesserung/Verringerung des Störübertragungsverhaltens wurde das Trägheitsmoment des Aktuators durch konstruktive Maßnahmen sukzessive von Generation 1 bis Generation 3 um 40 % verringert. Außerdem wurde der Regler optimiert, sodass nun der Aktuator bei Geradeausfahrt feinfühlig und dynamischer auf einwirkende Störangregungen reagiert und somit der Störung leichter ausweichen kann. Weiterhin gelang es durch Nachgiebigkeiten in der Pendelstützenlagerung

² <http://www.harmonicdrive.de>, Abrufdatum: 09.09.2010

als auch in der Lagerung des Aktuators eine Entkopplung von Störungen auf den Fahrzeugaufbau zu erreichen. Eine weichere Anbindung der Pendelstütze ist mit Hilfe eines speziellen Gummi-Metall-Lagers möglich.

Abbildung 3.17 zeigt das Störübertragungsverhalten der verschiedenen Entwicklungsstände.

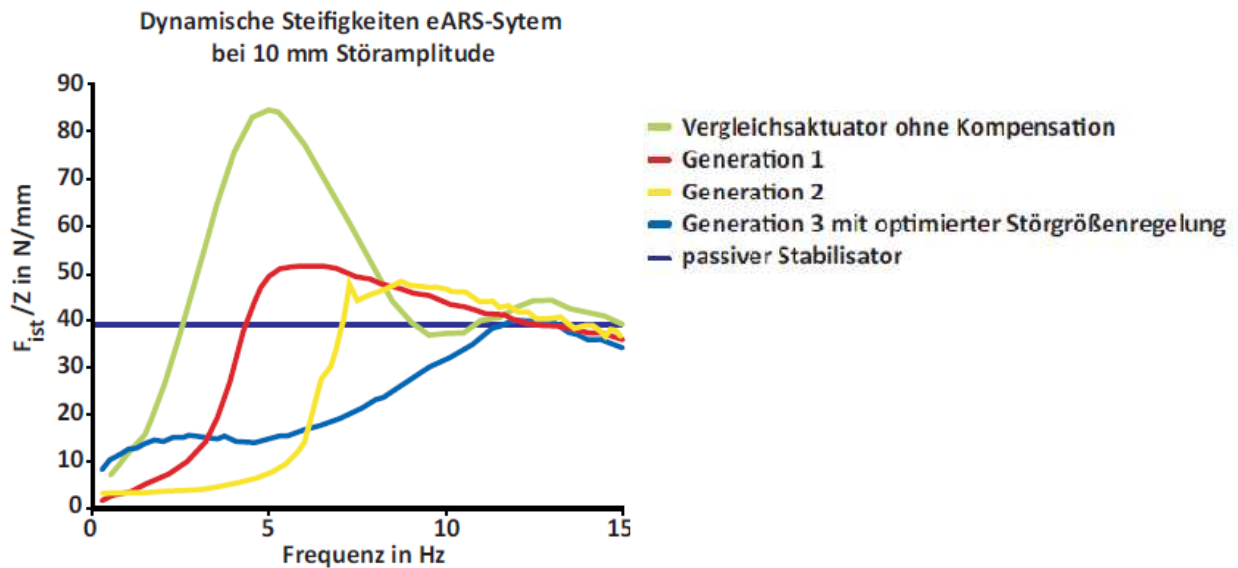


Abb. 3.17: Störübertragung der verschiedenen Entwicklungsständen [3]

Dabei ist der Wert F_{ist}/z die dynamische Steifigkeit und beschreibt die Kraft auf das Fahrzeug in vertikaler Richtung bezogen auf die Anregung z . Je größer dieser Wert umso mehr verhärtet das Fahrwerk bei gleichbleibender Anregung. Die Störübertragung auf den Aufbau wird deutlich verringert und damit die Aufbaubeschleunigung im für den Fahrzeugkomfort relevanten Bereich bis ca. 6 Hz. Der Einfluss der Kompensation wird durch ein schnelleres Ansprechen des Aktuators im Vergleich zu einem Aktuator ohne Kompensation sichtbar. Abbildung 3.18 zeigt den elektromechanischen Aktuator im Schnitt.

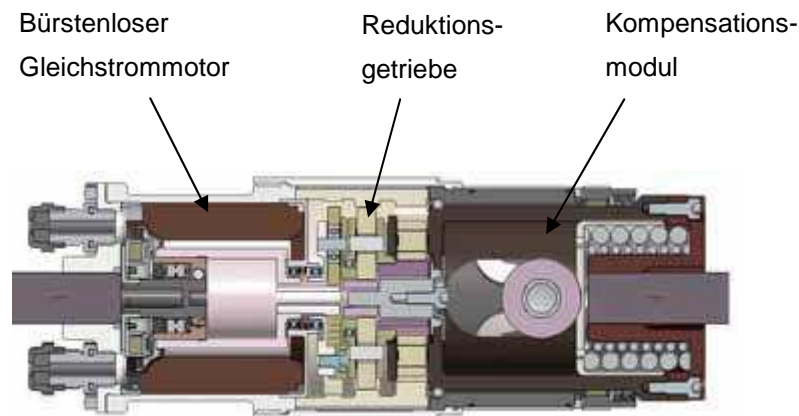


Abb. 3.18: Elektromechanischer Aktuator von Schaeffler [3]

Schaeffler ist wie bereits erwähnt dem Kundenwunsch nach einem integrierten Steuergerät nachgekommen. Abbildung 3.19 zeigt dieses Steuergerät, welches als längliche Platine ausgeführt ist.

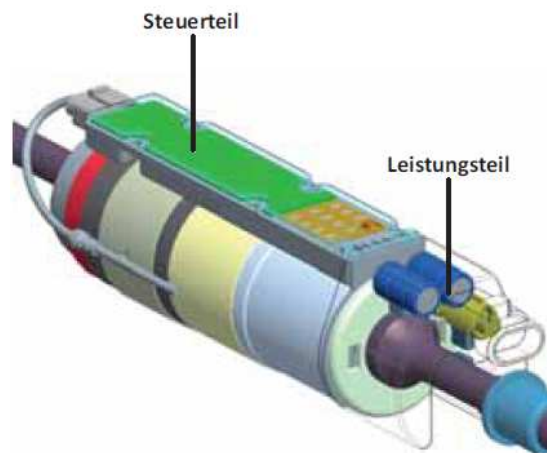


Abb. 3.19: Anbausteuergerät von Schaeffler [3]

3.6. Aktive Fahrwerksysteme

In diesem Kapitel wird anhand des Active Body Control (ABC) von DaimlerCrysler die Funktionsweise eines aktiven Federungs- und Dämpfungssystems beschrieben.

Weiters ist dieses Kapitel an [1] angelehnt.

Beim ABC-System handelt es sich um ein aktives Federungssystem, wobei nur niederfrequenten Bewegungen entgegen geregelt wird. Die Räder werden weiterhin mit passiven Elementen befedert bzw. bedämpft. Die Bewegungen sind in Richtung der Fahrzeughochachse (Huben), welche vor allem durch Fahrbahneinflüsse angeregt werden, um die Fahrzeugquerachse (Nicken), die durch Bremsen und Beschleunigen sowie auf welliger Fahrbahn angeregt werden, und um die Fahrzeuglängsachse (Wanken), die bei Kurvenfahrt oder durch eine links und rechts unterschiedlich unebene Fahrbahn auftreten.

Abbildung 3.20 zeigt die Anordnung von passiven und aktiven Federungs- und Dämpfungselementen.

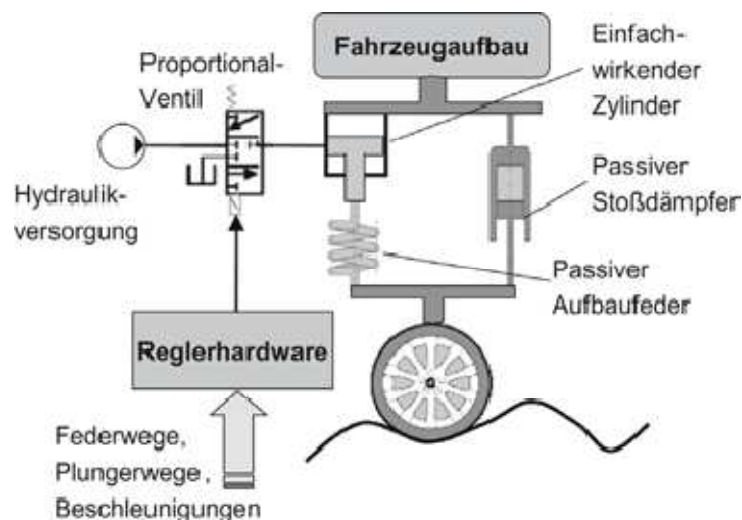


Abb. 3.20: Prinzipbild ABC-System [1]

Die Stahlfeder und der Hydraulikzylinder sind in Reihe geschaltet und parallel zum Stoßdämpfer angeordnet. Der geregelte Hydraulikzylinder kann eine Federeindrückung ausgleichen, die durch zusätzliche statische oder niederfrequente dynamische Lasten hervorgerufen wird.

Durch die Wankstabilisierung des ABC-Systems kann prinzipiell auf einen passiven Stabilisator verzichtet werden. Darüber hinaus bietet sich die Möglichkeit, den Abrollkomfort zu erhöhen und sowohl das straßeninduzierte Wanken als auch die Stößigkeit zu reduzieren.

Die Dämpferkennlinie lässt sich deutlich schwächer ausgelegt, da nur noch die niederenergetischen Radschwingungen bedämpft werden müssen.

Abbildung 3.21 zeigt die Komponenten des ABC-Systems.

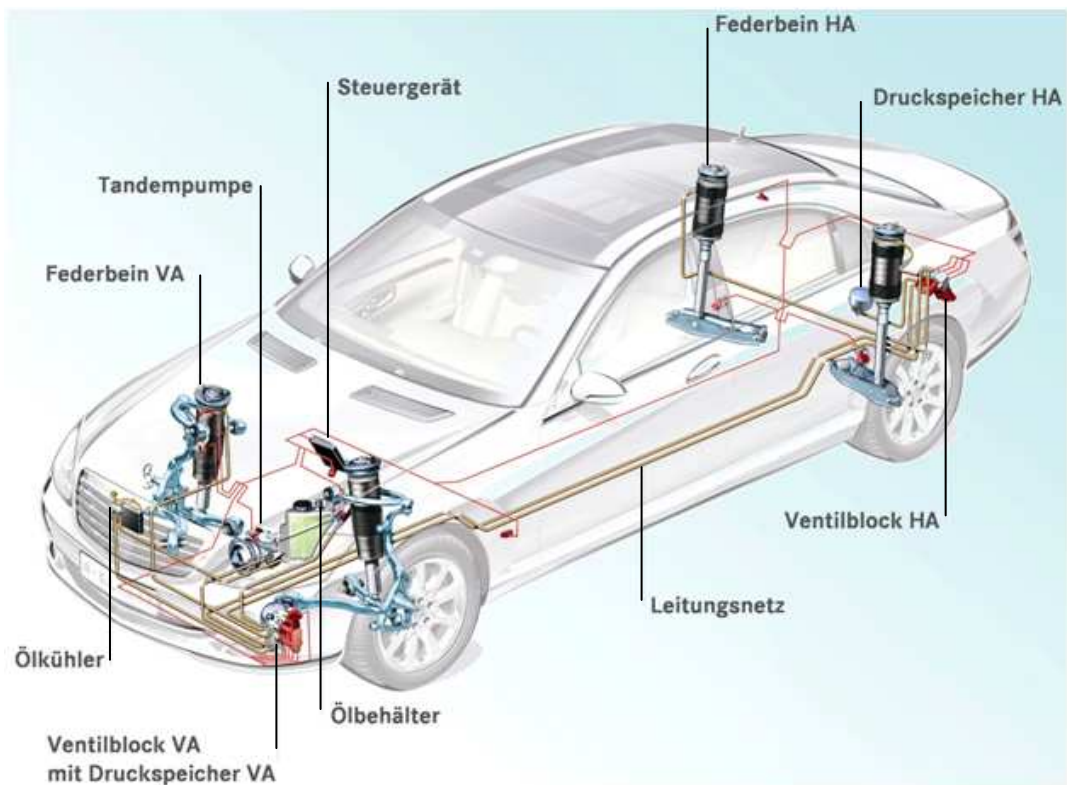


Abb. 3.21: Komponenten des ABC-Systems im Fahrzeug

Es handelt sich um ein hydraulisches System, weshalb eine Radialkolbenpumpe benötigt wird, um den Systemdruck von 200 bar zu erzeugen. Weiters wird ein Ölbehälter, ein Ölkühler und ein Druckspeicher benötigt.

Wie bei allen hydraulischen Fahrzeugkomponenten gibt es auch im Falle der aktiven Fahrwerkssysteme Bestrebungen, sie gegen eine elektromechanische Variante auszutauschen. Abbildung 3.22 zeigt den unterschiedlichen Aufbau. Eine Speicherfeder wird verwendet, welche parallel zum Elektromotor angeordnet ist und die statische Last trägt. So wird die elektrische Leistungsaufnahme verringert [18].

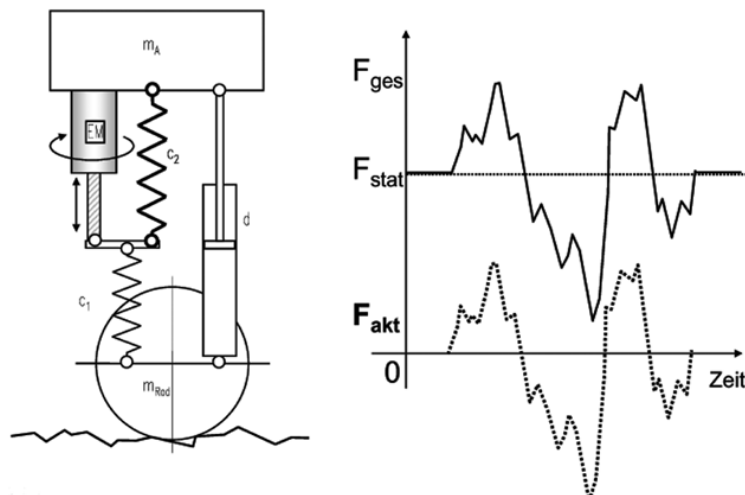


Abb. 3.22: Aktuatorprinzip mit Kraftausgleich, Stellkräfte mit und ohne Speicherfeder [18]

3.7. Active Geometry Control Suspension

Dieses Kapitel lehnt sich an den Artikel [19] an.

Das AGSC-System ist eine von Hyundai entwickelte und patentierte Chassistechnologie, die sich in ihrer Regelstrategie grundsätzlich von konventionellen Fahrwerksregelsystemen unterscheidet. Dabei werden nicht die auftretenden Phänomene wie Aufbaurollen oder Nickbewegungen kontrolliert, sondern bereits ihre Ursache. Es wird der innere Anlenkpunkt des Hinterradlenkers angesteuert, um eine optimale Radgeometrie für die Fahrzustände zu gewährleisten.

Um die auftretenden Phänomene wie Aufbaurollen oder Nickbewegungen zu kontrollieren, wird bei konventionellen aktiven Regelungssystemen der erregenden Last entgegengewirkt. Es wird folglich viel Energie benötigt. Daher wäre ein System wirksamer, das die Ursache des Phänomens kontrollieren und dabei durch die natürliche Fahrzeugbewegung unterstützt werden würde. Um dies zu erreichen verstellt das AGCS-System die Position des inneren Befestigungspunktes der Hinterradaufhängung in vertikaler Richtung. Dadurch wird der Spurwinkelverlauf und die Charakteristik des Radsturzwinkels verändert und unter den verschiedensten Betriebsbedingungen eine optimale Radgeometrie erreicht (Abbildung 3.23).

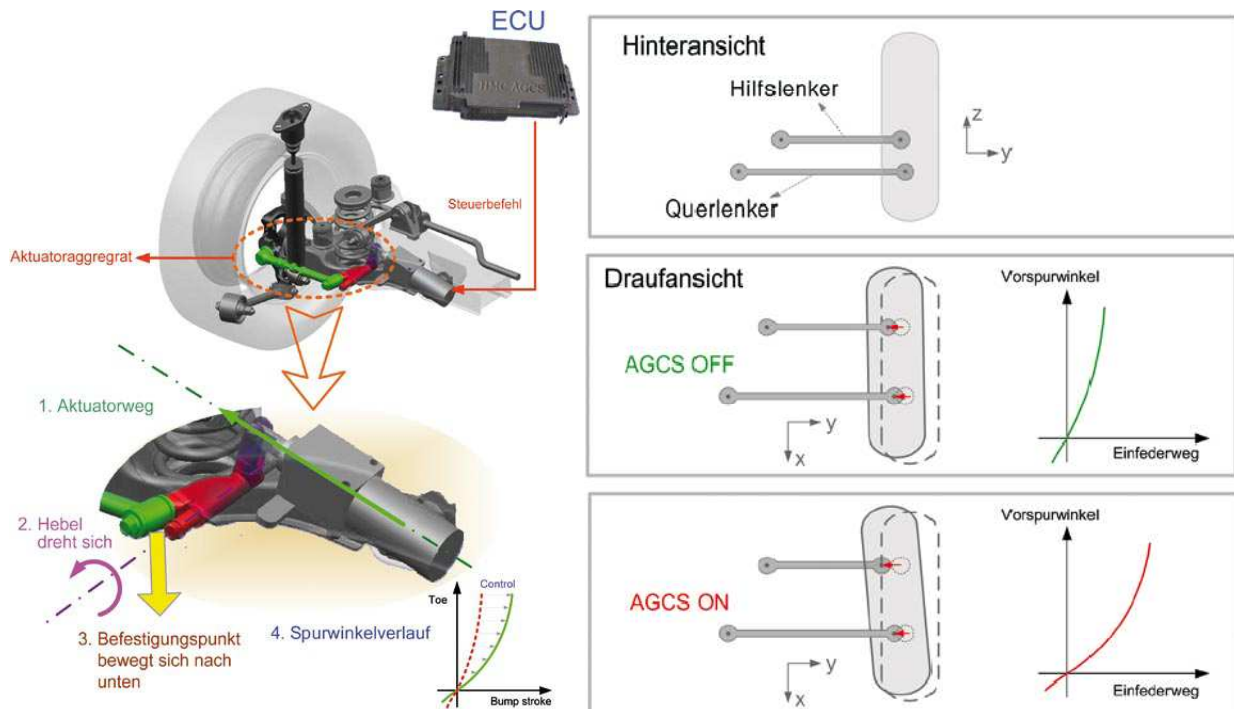


Abb. 3.23: AGCS-Konfiguration und Spuränderungskennlinien [19]

Da der Systemantrieb die vertikale Koordinate des inneren Radaufhängungspunktes verschiebt, steht die Richtung der Betätigungskraft fast normal zur Belastung. Durch dieses Prinzip wird der für die Verstellung benötigte Energieaufwand minimiert.

4. E-ARS – ELECTRIC ANTI-ROLL SYSTEM

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt auf dem aktiven elektrischen Wankstabilisator mit Torsionsstab. Der Wankstabilisator besteht aus einem elektrischen Aktuator, der die beiden Stabilisator-Hälften gegeneinander verdreht und somit ein Moment in den Aufbau des Fahrzeugs einbringt. Des Weiteren wird ein Steuergerät (ECU) verwendet, welches den Elektromotor mit dem geforderten Strom versorgt. Der weitere Aufbau ist annähernd gleich wie bei einem passiven Stabilisator. Die Stabilisator-Arme sind am Fahrzeugaufbau gelagert und die Enden über Koppelstangen mit der Radaufhängung verbunden.

4.1. Funktionen eines aktiven Wankstabilisators

4.1.1. Verminderung der Radlastschwankungen

Die Hauptfunktion des E-ARS besteht darin ein der Wankbewegung entgegengesetztes Drehmoment aufzubringen. Bei Kurvenfahrt erfährt der Fahrzeugaufbau durch die Querbeschleunigung a_y eine Kraft radial nach außen. Diese Zentrifugalkraft F_y wirkt im Schwerpunkt (CoG). Die Gegenkraft ist die Seitenkraft $F_{yL,R}$, welche an den Rädern angreift. Durch die Zentrifugalkraft F_y und dem Abstand zwischen Schwerpunkt (CoG) und Wankzentrum (CoR) entsteht ein Drehmoment

$$M_x = F_y \cdot h_R \quad (6)$$

um die Längsachse, welches das Fahrzeug Wanken lässt (Abbildung 4.1).

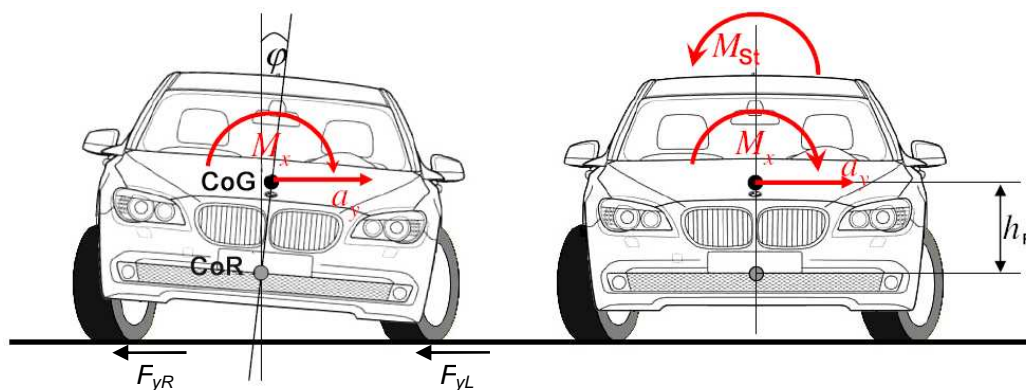


Abb. 4.1: Einfluss des Stabilisatormomentes auf die Wankbewegung [20]

Die Radfedern an den kurvenäußeren Rädern werden zusammengedrückt, die der kurveninneren Räder gedehnt. Dadurch kommt es zu einer Veränderung der Radaufstandskraft F_z (Abbildung 4.2). An den kurvenäußeren Rädern steigt sie an und sinkt an den kurveninneren. Infolge der degressiven Reifencharakteristik wird die Summe der übertragbaren Seitenkräfte vermindert. Das Fahrzeug kann geringere Seitenführungskräfte übertragen und beginnt früher instabil zu werden.

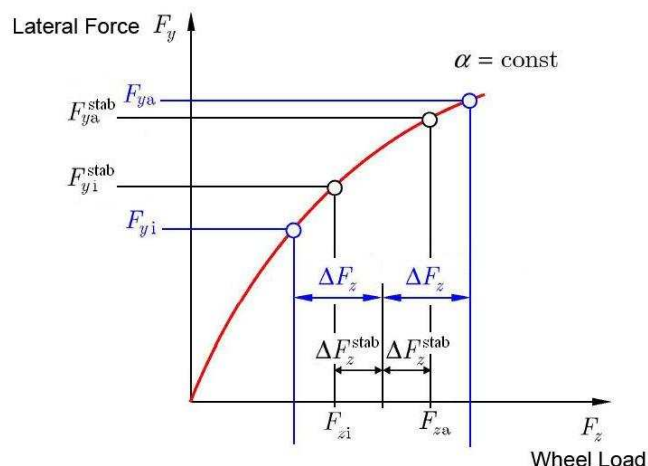


Abb. 4.2: Seitenkraftgewinn durch Einsatz eines aktiven Stabilisators (schwarz)

Das Stabilisator-Moment wirkt diesem Wankmoment entgegen und kann so den Wankwinkel φ verringern oder sogar kompensieren. Dadurch wird eine Vergleichmäßigung der Radaufstandskräfte (siehe Abbildung 1.3) erreicht und somit die maximal übertragbare Seitenkraft angehoben. Lediglich ein leichtes Anwanken wird aufgrund der begrenzten Bandbreite der Wankstabilisierungsaktuatorik nicht zu verhindern sein.

Weitere Gründe für die Steigerung der maximal erreichbaren lateralen Beschleunigung sind folgende Punkte [9]:

- Reduzierung des Sturzwinkels während der Kurvenfahrt und daraus resultierend eine größere Kontaktfläche Reifen zur Fahrbahn
- Verringerung des Wanklenkens (Vorspuränderungen beim Wanken)
- Eine variable Wankmomentenverteilung bei Kurvenein- und -ausfahrt
- Reduzierung des Grundsturzes

Laut [9] belegen Prinzipversuche mit verschiedenen Reifentypen den Performancevorteil der Sturzreduzierung und der damit verbundenen höheren übertragbaren Seitenkräfte von im Mittel 4 - 5 %.

Neben dem Agilitätsvorteil wird der kleinere Wankwinkel auch sich als positiv auf den Komfort auswirkend empfunden.

4.1.2. Entkoppelung bei Geradeausfahrt

Im Gegensatz zur Kurvenfahrt wäre bei Geradeausfahrt ideal, wenn die beiden Stabilisator-Arme voneinander entkoppelt wären. Ansonsten kommt es bei einseitiger Anregung zu einem Kopierverhalten, d. h. ein gewisser Teil der Anregung wird auf die andere Seite übertragen, und es kommt zu einer Vertikalbewegung des Aufbaus. Dies wirkt sich negativ auf den Fahrkomfort aus.

Die Massenträgheiten des Rotors bewirken durch die hohe Übersetzung des Getriebes, dass der geteilte Stabilisator bei einseitigen Anregungen ab einer gewissen Frequenz nicht mehr offen ist, sondern vielmehr sich wie ein passiver Stabilisator verhält. Auch die Reibung im Getriebe hat darauf einen negativen Einfluss.

Diesbezüglich ist der elektrische Stabilisator dem hydraulischen unterlegen. Der hydraulische Stabilisator kann seine Ventile öffnen und erreicht dadurch ein viel besseres Störübertragungsverhalten.

Implementiert man hingegen eine Drehmomentenmesswelle in den elektro-mechanischen Aktuator, kann über eine geeignete Reglerstrategie der Aktuator der Störung leichter ausweichen. Dies bedeutet jedoch, dass der aktive elektrische Stabilisator auch bei Geradeausfahrt Energie benötigt. Wie hoch dieser Mehrbedarf an Energie ist, müsste in einem Versuch erhoben werden.

Wie bereits in Kapitel 3.5.2. beschrieben, hat Schaeffler seinen aktiven elektrischen Wankstabilisator mit einem Kompensationsmodul ausgestattet. Dies erlaubt dem Aktuator durch die gespeicherte Federenergie ein schnelleres Ansprechen bei aktiver Gegenregelung von Störeregungen, wodurch ein besseres Störübertragungsverhalten erreicht wird (Abbildung 3.17).

Die Eigenfrequenz des aktiven Stabilisators hat ebenfalls einen Einfluss auf den Fahrkomfort. Der Mensch als Passagier eines Kraftfahrzeugs hat bestimmte Schwingungswahrnehmungen und -bewertungen. Insbesondere im Bereich zwischen 4 und 8 Hz weist der Mensch die höchste Schwingungsempfindlichkeit auf [1], da in diesem Bereich einige Eigenfrequenzen menschlicher Organe liegen. Daher sollten Beschleunigungs- oder Spektralampplituden gerade in diesem Bereich sehr niedrig sein, um den Fahrkomfort der Passagiere sicher zu stellen. Abbildung 4.3 zeigt einige der wichtigen Eigenfrequenzen des menschlichen Körpers und auch des Fahrzeugs.

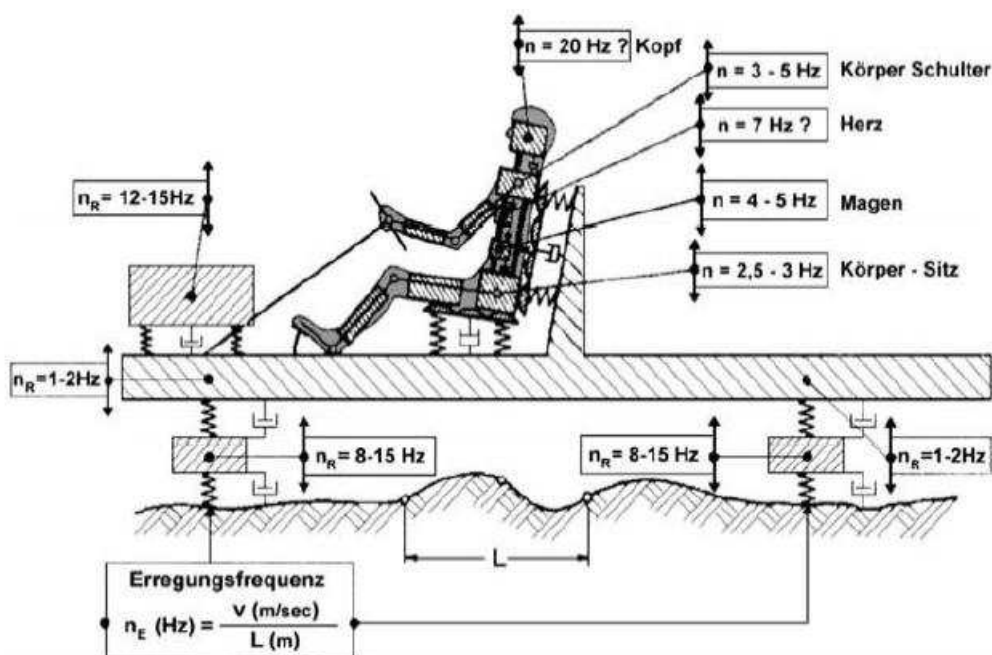


Abb. 4.3: Schwingungsmodell Kraftfahrzeug - Sitz - Mensch [1]

Aus der Gleichung für die Eigenfrequenz f_e

$$f_e = \sqrt{\frac{c_T}{I \cdot i^2}} \quad (7)$$

geht hervor, dass die Massenträgheit I des Systems einfach, die Übersetzung i quadratisch in die Eigenfrequenz eingeht. Jedoch kann die Übersetzung nicht beliebig reduziert werden, da sie ausschlaggebend für das maximal erreichbare Stabilisator-Moment ist. Somit bleiben noch die Massenträgheit und die Verdrehsteifigkeit c_T . Bei der Massenträgheit kann ein Wert so klein wie möglich angestrebt werden. Das Minimum wird durch die Anbringung der Permanentmagnete am Rotor gesetzt. Auch entstehen bei kleinen Rotordurchmessern Biegeschwingungen.

4.1.3. Beeinflussung der Steuertendenz

Wie bereits in 2.2.8. besprochen, lässt sich die Steuertendenz durch Wahl der Steifigkeiten der passiven Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse gezielt beeinflussen.

Durch aktive Stabilisatoren kann eine beliebige Verteilung der Stabilisator-Momente auf beiden Achsen erreicht werden. Dies ist mit einer variablen Steifigkeit eines passiven Stabilisators vergleichbar. Somit kann das Querkraftpotential an der Vorderachse voll ausgeschöpft werden, die kritische Quereschleunigung beim Übergang zum übersteuernden Verhalten heraufgesetzt und eine Steigerung der Lenkwilligkeit durch eine direktere Lenkung bei einer neutralen Abstimmung erzielt werden [21].

Mit den Begriffen Unter-/Übersteuern wird bei stationärer Kreisfahrt das fahrdynamische Verhalten beschrieben.

Abhängig von der Quereschleunigung ist bei stationärer Kreisfahrt ein zusätzlicher Lenkwinkel, der Korrektur-Lenkwinkel $\Delta\delta$, aufzubringen. Das Vorzeichen des erforderlichen Korrektur-Lenkwinkels $\Delta\delta$ entscheidet über die Steuertendenz des Fahrzeugs [22].

$$\Delta\delta = \frac{m}{l_V + l_H} \left(\frac{l_H}{c_{S_V}} - \frac{l_V}{c_{S_H}} \right) \cdot a_y \quad (8)$$

$\Delta\delta = 0$... neutral

$\Delta\delta > 0$... untersteuernd

$\Delta\delta < 0$... übersteuernd

Damit ergibt sich die Möglichkeit, das Fahrverhalten zu beurteilen.

$c_{S_H} \cdot l_H = c_{S_V} \cdot l_V$... neutral	c_{S_V}, c_{S_H} ... Verdrehsteifigkeit des Stabilisators an VA/HA
$c_{S_H} \cdot l_H < c_{S_V} \cdot l_V$... untersteuernd	
$c_{S_H} \cdot l_H > c_{S_V} \cdot l_V$... übersteuernd	l_V, l_H ... Abstand CoG – VA/HA

Weiters kann die Steuertendenz über die Schräglaufwinkel-Differenz an Vorder- und Hinterachse ermittelt werden.

$$\Delta\alpha = |\alpha_V| - |\alpha_H| \quad (9)$$

Die Schräglaufwinkel beschreiben die Verdrehung der Bewegungsrichtung zur Längsachse des Rads. Abbildung 4.4 zeigt die Schräglaufwinkel am Beispiel des Einspurmodells.

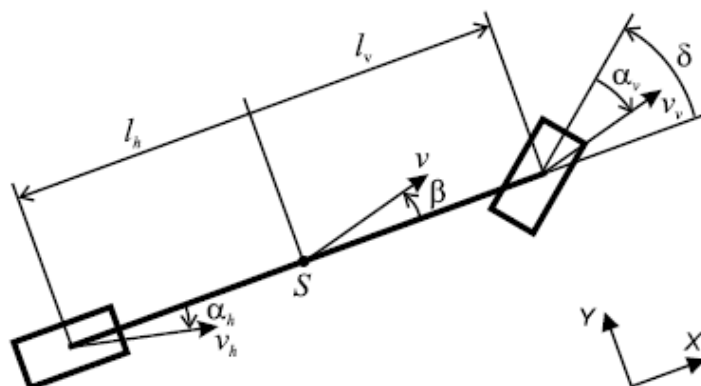


Abb. 4.4: Schräglaufwinkel am Beispiel des Einspurmodells [21]

- $\Delta\alpha = 0$... neutral
- $\Delta\alpha > 0$... untersteuernd
- $\Delta\alpha < 0$... übersteuernd

Jedoch ändern sich bei höheren Querbeschleunigungen die in den Reifen wirksamen Schräglaufsteifen, wodurch der lineare Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkeldifferenz und Querbeschleunigung bzw. erforderlichlichem Lenkwinkel und Querbeschleunigung verloren geht. Das Vorzeichen des Gradienten $d\delta/da_y$ stimmt nicht unbedingt mit dem Vorzeichen der Schräglaufwinkeldifferenz überein. Somit kann auch ein generell untersteuerndes Fahrzeug lokal übersteuerndes Fahrverhalten aufweisen [1].

Laut [1] steigt der Schräglaufwinkel an der Achse, an der zuerst die Kraftschlussgrenze erreicht wird, unkontrolliert an. Bei einem untersteuernden Fahrzeug geschieht dies an der Vorderachse. Dadurch wird der hintere Schräglaufwinkel α_H relativ verringert und weiters die Seitenkraft der Vorderachse reduziert. Das Fahrzeug wird auf einem größeren Kreisradius bewegt, wodurch es zu einer geringeren Querbeschleunigung und geringeren abstützenden Seitenkräften kommt. Das Fahrzeug wird durch diesen Untersteuereffekt stabilisiert. Bei einem übersteuernden Fahrzeug geschieht das Gegenteil (Abbildung 4.5). Der hintere Schräglaufwinkel steigt nach Erreichen der Kraftschlussgrenze schnell an. In Folge dessen wird der vordere Schräglaufwinkel α_V relativ vergrößert und sorgt damit für eine Seitenkraftzunahme an der Vorderachse. Das Fahrzeug wird in Richtung eines kleineren Radius bewegt, die Schleudertendenz wird drastisch erhöht. Diesen ungünstigen Fall gilt es durch aktive Stabilisierungssysteme zu verhindern.

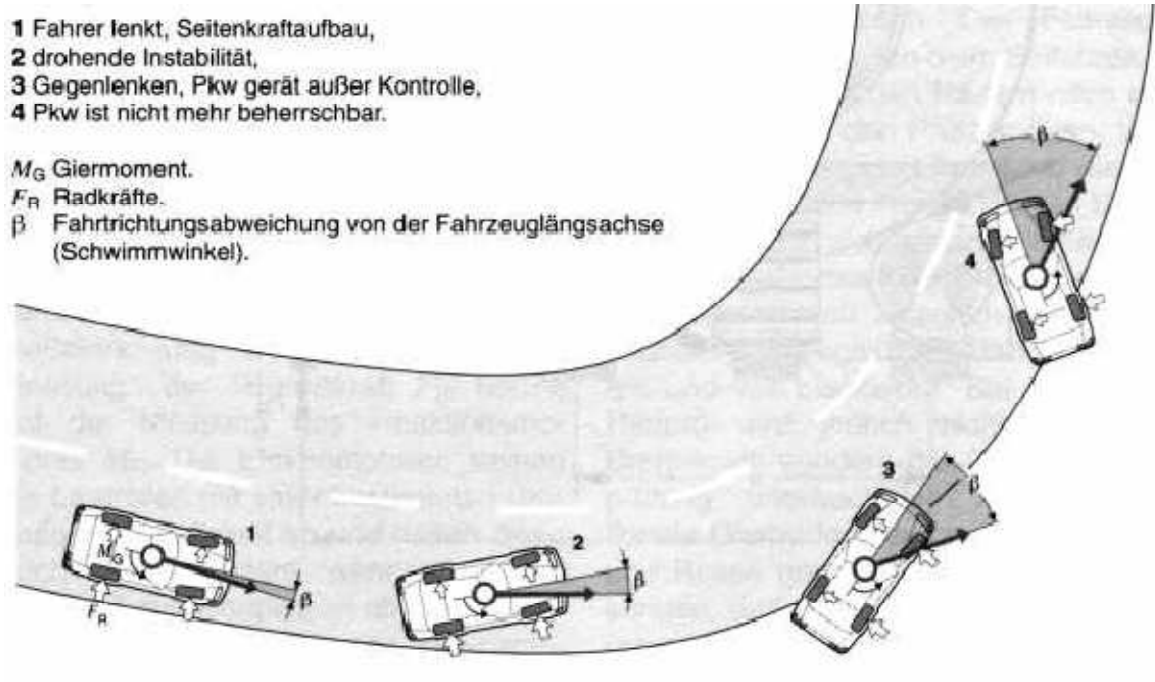


Abb. 4.5: Übersteuerndes Fahrverhalten [23]

Somit kann ein Fahrzeug durch Vergrößerung des vorderen Schräglaufwinkels ein stärker untersteuerndes Verhalten erlangen, was mit einer Erhöhung der Radlastdifferenz an der Vorderachse erreichbar ist. Daraus folgt, dass die Verteilung der gesamten Stabilisatorsteifigkeit c_s so variiert werden muss, dass die Steifigkeit an der Vorderachse erhöht wird [21].

Über den Parameter λ wird das Stabilisator-Moment auf Vorder- und Hinterachse verteilt. Bei einer Verteilung von $\lambda = 0$ liegt die gesamte Steifigkeit an der Hinterachse und bei $\lambda = 1$ an der Vorderachse. Bei einer starren, konventionellen Verteilung von $\lambda \approx 0,75$ wird in den niedrigen Querschleunigungsbereichen großes Querkraftpotential an der Vorderachse verschenkt [21]. Jedoch wird dieses Verhältnis gewählt, um bei hohen Querschleunigungen weiterhin ein untersteuerndes Fahrverhalten zu erreichen. Diesen Konflikt kann die aktive Wankmomentenverteilung entschärfen, indem sie der Fahrsituation entsprechend das gewünschte Stabilisator-Moment an Vorder- und Hinterachse zur Verfügung stellt.

4.2. Aufbau

Der Aktuator besteht aus folgenden Komponenten (Abbildung 4.6):

- Elektromotor
- Getriebe
- Fail-Safe-Mechanismus
- Rotorlage-Sensor

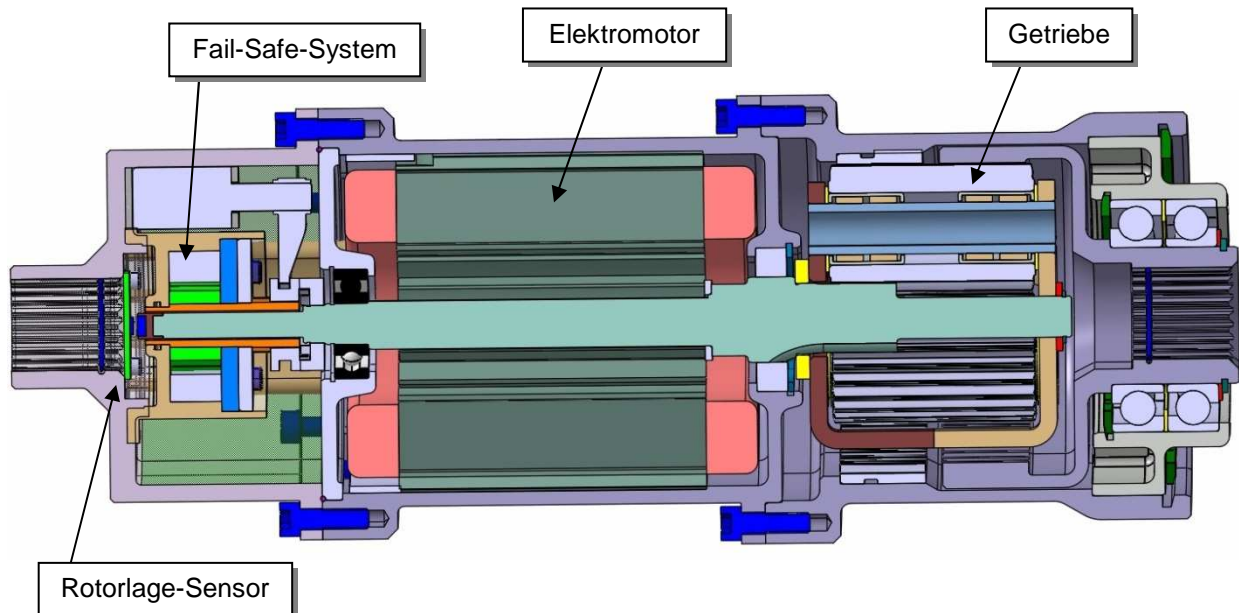


Abb. 4.6: Aktuator im Schnitt

4.2.1. Permanent Magnet Synchron Motor (PMSM)

Das Kernstück des Aktuators ist ein Permanent Magnet Synchron Motor (PMSM). Dies ist ein bürstenloser elektrischer Wechselstrommotor. Auf dem Rotor sind Permanentmagneten für den Aufbau des Erregerflusses angebracht, im Stator befindet sich das drei-phasige Wicklungssystem. Weiters wird ein Sensor zur Bestimmung der Rotorposition benötigt, um die sinusförmige Kommutierung zu ermöglichen.

Der PMSM besitzt den Vorteil, dass der Rotor leichter und kompakter ausgeführt wird, da er keine Wicklungen enthält, was zu einem kleineren Trägheitsmoment mit entsprechender Verbesserung der dynamischen Eigenschaften führt [24]. Dies ist für das Störübertragungsverhalten des elektrischen Stabilisators von besonderer Bedeutung.

Die drei Phasen des PMSM werden von der ECU mit sinusförmigen Strömen beschickt, um ein sich drehendes Magnetfeld zu erzeugen. Dieses Ansteuerverfahren wird als Sinuskommutierung bezeichnet und erlaubt die Anwendung der Feldorientierung als Konzept für die Strom – bzw. Drehzahlregelung [24]. Die Drehzahl des Motors ist dabei von der Frequenz und Amplitude der Phasenströme abhängig.

Für die Regelung werden alle Maschinengrößen in ein mit dem Rotorfluss synchron umlaufendes Koordinatensystem gedreht. Dafür benötigt man die Kenntnis der absoluten Rotorposition in jedem Augenblick und mit ausreichender Genauigkeit. Wie bereits erwähnt wird dafür ein Rotorpositionssensor verwendet.

Der Motor wurde auf ein Nennmoment von 5,5 Nm ausgelegt, um über die Getriebeübersetzung und deren Wirkungsgrad ein Drehmoment von 800 Nm an den Stabilisator-Koppeln aufbauen zu können. In Tabelle 4.1 sind die Kenndaten des Synchronmotors aufgelistet.

Tabelle 4.1: Elektrische Leistungsdaten und Wicklungsdaten des PMSM

Kenndaten des Synchronmotors	
Nenndrehzahl	$n_N = 1050 \text{ U/min}$
Nennmoment	$T_N = 5,5 \text{ Nm}$
Mechanische Nennleistung	$P_{mech} = 604,757 \text{ W}$
Maximalmoment	$T_{max} = 8,3 \text{ Nm}$
Windungszahl pro Spule	$N_{wdg} = 23 \text{ Windungen}$
Nutenzahl des Stators ³	$N_S = 12$
Strangzahl	$m = 3$
Polpaarzahl ⁴	$p_Z = 4$
Drahtdurchmesser (Kupfer ohne Isolierung)	$d_{Cu} = 1.7 \text{ mm}$
Schaltungsart	Dreieckschaltung
Min. Versorgungsspannung der Elektronik	$U_{DC,min} = 12 \text{ V}$
Max. Spannungsamplitude am Motor	$U_{LN,max} = \frac{U_{DC,min}}{\sqrt{3}} = 6,93 \text{ V}$
Induzierte Spannung	$k_v = 7,67 \frac{\text{V}}{\text{krpm}} @25 \text{ }^\circ\text{C}$
Drehmomentenkonstante	$k_m = 0.085 \text{ Nm/A}$
Eisenverluste	$P_{FE} = 30 \text{ W}$
Kupferverluste:	$P_{CU} = 42,7 \text{ W @}25 \text{ }^\circ\text{C}$
Wirkungsgrad	$\eta = 89,3 \%$
Nutrastmoment (peak-peak) ⁵	$T_{cog,pp} = 5,45 \%$

Für den Prüfstand sind analoge Temperatursensoren an jeder Phase implementiert, um die Erwärmung untersuchen und bei eventueller Überhitzung eingreifen zu können. Diese sind nach Ermittlung eines Temperatur-Modells für den Aktuator in der Serienausführung nicht mehr von Nöten bzw. werden auch in Hinblick auf die Kosten nicht mehr verwendet.

³ Die Nutenzahl beschreibt die Anzahl der Nuten im Stator, in denen die Wicklungen liegen.

⁴ Die Polpaarzahl gibt die Anzahl der Permanentmagnete an, welche paarweise gezählt werden.

⁵ Die Nutung des Stators führt zum Nutrasten. Zur Verdrehung muss das Nutrastmoment aufgebracht werden.

4.2.2. Wolfram-Getriebe

Das zweite bestimmende Element des Aktuators ist das Getriebe. Es wird ein Reduktionsgetriebe mit einer hohen Übersetzung benötigt, um das niedere Drehmoment des Elektromotors in ein hohes umzuwandeln, mit dem der Aufbau abgestützt werden kann.

Die Anforderungen an das Getriebe sind wie folgend:

- Sehr spielarmes Getriebe mit geringem Flankenspiel
Wichtig für Anregung und NVH-Verhalten
- Hohe Übersetzung: $i = 100 - 200$
- Maximaler Bauraum: Durchmesser 110 mm, Länge 80 mm
- Dauertemperatur $80^{\circ}\text{C} - 90^{\circ}\text{C}$
- Temperaturbereich -40°C bis 130°C
- Hoher Wirkungsgrad: $\eta > 80\%$
- Dynamische Beanspruchung: Maximale Stellzeit für 800 Nm = 0,3 sec
- Nennmoment abtriebsseitig von 800 Nm
- Nennmoment antriebsseitig je nach Übersetzung 5 - 10 Nm
- Betriebsfestigkeit: 100.000 Lastwechsel 1.0 x Nennmoment
200 Einzelanregungen 2.0 x Nennmoment

Mögliche Getriebevarianten, die diesen Anforderungen nachkommen, sind das Harmonic Drive-Getriebe, das IKONA-Stiftgetriebe⁶ und das Wolfram-Planeten-Getriebe.

Da AISIN in seinem elektrischen aktiven Stabilisator bereits das Harmonic Drive-Getriebe verwendet und für diese Anwendung patentieren ließ, fällt es aufgrund der anfallenden Lizenzkosten weg.

In der ersten Konzeptphase war ein IKONA-Stiftgetriebe mit vorgeschaltetem Planetengetriebe geplant. Die IKONA-Getriebetechnologie eignet sich hervorragend für Laufgetriebe mit hohen Übersetzungen bei kleinstem Bauraum und gleichzeitiger Spielfreiheit, jedoch nicht bei hohen Belastungen unter kleinsten Packagebedingungen. Deshalb war auch dieses Getriebe nicht ideal für den Anwendungsfall.

Das bestmögliche Getriebe unter diesen Voraussetzungen ist somit das Wolfram-Getriebe. Dies ist ein spielarmes, momenten-, package- und wirkungsgradoptimiertes Reduktionsgetriebe für hochbelastete, zeitkritische Anwendungen.

Für dieses Getriebe wurde als Optimum aus allen Parametern eine Getriebeübersetzung von 115 bei nur einer Getriebestufe bestimmt. Hier musste ein Kompromiss aus Motorlayout und Störgrößenübertragung gefunden werden. Bei höherer Übersetzung kann der Motor durch das niedrigere benötigte Drehmoment kompakter ausgeführt werden, jedoch wirken sich die höheren Massenträgheiten negativ auf das Kopierverhalten aus.

⁶ <http://www.ikona.ca>, Abrufdatum: 08.09.2010

Abbildung 4.7 zeigt ein Schema des Wolfrom-Getriebes. Dabei ist das Sonnenrad 1 der Antrieb A und das zweite Hohlrad 5 der Abtrieb B. Das andere Hohlrad ist ein Festglied C, der Steg S läuft leer mit. Zusätzlich ist der Kutzbach-Plan zur Drehzahlbestimmung dargestellt.

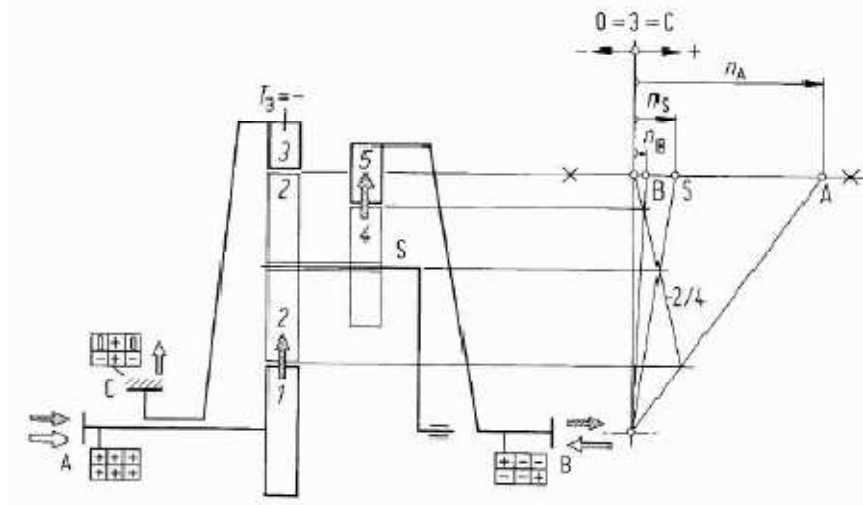


Abb. 4.7: Reduziertes Planetengetriebe, Wolfrom-Satz [25]

Das Wolfrom-Getriebe ist ein aus zwei einfachen Planetengetrieben (mit je einem Steg und zwei Zentralrädern) zusammengesetztes Getriebe, bei dem die beiden Stege und einige gleich große Zentral- und Planetenräder zur Reduzierung des Bauaufwands zu je einem Bauteil vereinigt sind. Man spricht bei dieser Bauart daher von reduzierten Planetengetrieben [25]. Das Wolfrom-Getriebe ist als geradzahntes Getriebe ausgeführt. Dadurch werden keine axialen Kräfte eingeleitet, und es bedarf keiner Abstützung selbiger.

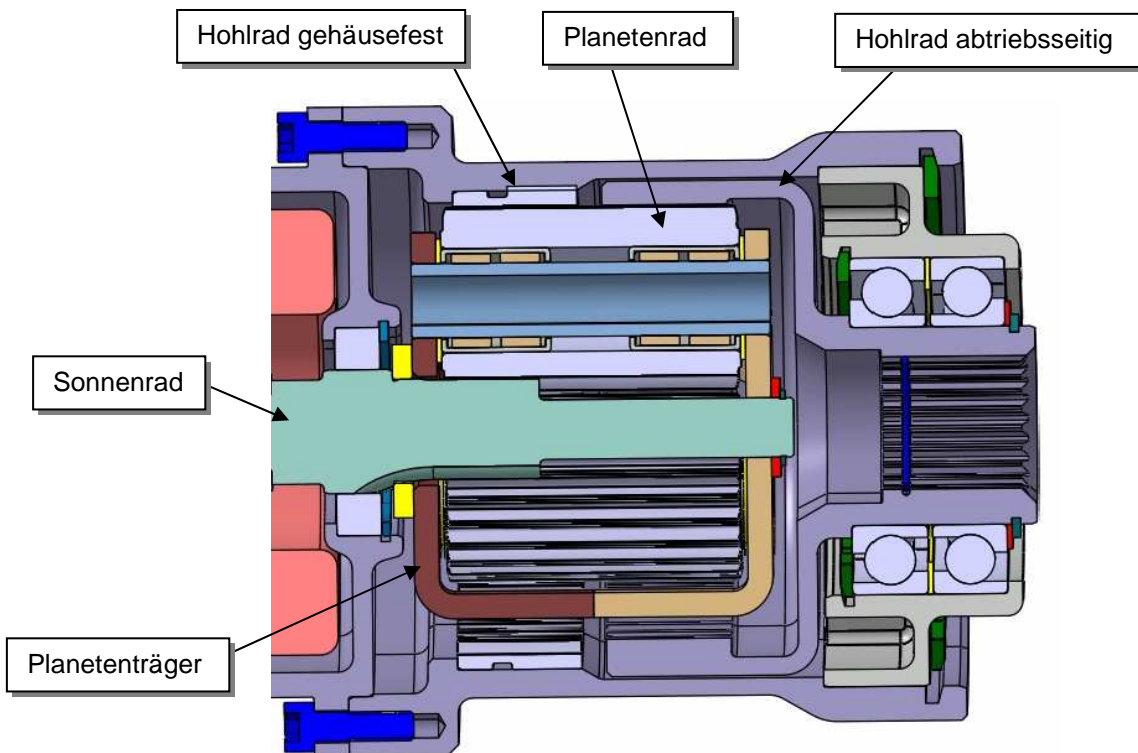


Abb. 4.8: Wolfrom-Getriebe im Schnitt

In Abbildung 4.8 ist das Wolfrom-Getriebe im Schnitt dargestellt. Auf die von der linken Seite kommende Motorwelle ist das Sonnenrad geschnitten. Wegen der Massenreduktion ist das

Sonnenrad nicht über die gesamte Länge mit den Planeten im Eingriff. Festigkeitstechnisch reicht es, wenn das Sonnenrad auf ca. 1/3 der Länge der Planeten sich mit diesen im Eingriff befindet. Die drei Planeten sind im Planetenträger drehbar gelagert und können frei umlaufen (Abbildung 4.9). Das zweite Hohlrad hat die Form eines Topfes und geht in eine Steckverzahnung über, die für die Anbindung an die Stabilisator-Arme benötigt wird. Es ist über ein Doppelkugellager am Gehäuse drehbar gelagert.

Da es keine direkte Ausrichtung der Hohlräder zueinander gibt, kann es durch Biegemomente zu einer Verformung im Getriebe kommen, was zu einer Verkeilung führen kann. Dies würde den im Versuch beobachteten schlechten Wirkungsgrad erklären (Siehe Kapitel 6.1).



Abb. 4.9: Draufsicht und zerlegtes Wolfom-Getriebe

4.2.3. Steuergerät (ECU)

Die Electric Control Unit (ECU) wird benötigt, um das Drehmoment des im Stabilisator integrierten Permanent Magnet Synchron Motor (PMSM) auf den gewünschten Wert zu regeln. Dies geschieht, indem das Referenzmoment bzw. der Referenzwinkel vom Mikrocontroller in einen Strom umgerechnet wird, mit dem der Elektromotor beaufschlagt wird. Die ECU wird über einen 12 V-Netzteil (wahlweise auch 24 V verwendbar) gespeist und beschickt wiederum den Motor über drei Wechselstromanschlüsse. Des Weiteren besteht eine Signalverbindung zwischen ECU und Motor. Über diese Verbindung bekommt die ECU den für die Regelung benötigten Wert des aktuellen Drehmoments und die im Motor gemessene Temperatur. Die ECU besitzt neben einem CAN- auch einen FlexRay-Anschluss [26]. Über die gewählte Bus-Art wird mit der Mikroautobox kommuniziert und somit der Stabilisator gesteuert.

Die ECU kann in zwei verschiedenen Varianten ausgeführt werden, als Anbau-Steuergerät und als Wegbau-Steuergerät. Dabei kann sich das Wegbau-Steuergerät, wie der Name schon sagt, irgendwo im Fahrzeug befinden. Das Anbau-Steuergerät hingegen befindet sich direkt am Aktuator oder ist sogar im Aktuator integriert. Dies verkürzt die Verkabelung mit dem Elektromotor. Um die elektrischen Verluste zu minimieren, werden Kabel mit einem relativ großen Durchmesser verwendet. Folglich führt die Verkürzung der Kabel einerseits zu einer Kosteneinsparung und andererseits zu einer geringeren Masse.

Auch von den Kunden werden zunehmend Anbausteuergeräte verlangt [3]. Deshalb muss in einem weiteren Entwicklungsschritt ein Anbausteuergerät entwickelt werden, falls dies nicht bereits durch Patente geschützt ist.

Die ersten Prototypen wurden als Wegbau-Steuergeräte entworfen. Abbildung 4.10 zeigt das Steuergerät (150 A Maximalstrom) am Prüfstand.

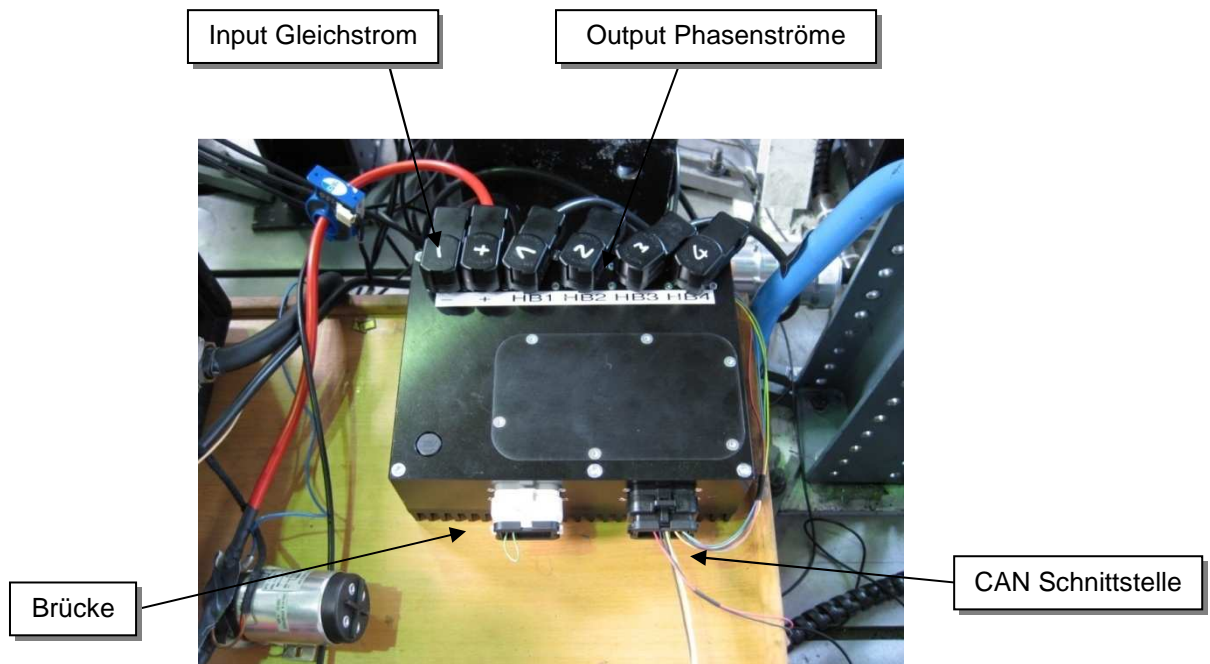


Abb. 4.10: Steuergerät in Wegbauvariante

An der oberen Seite des Steuergeräts befinden sich sechs Stromanschlüsse. Die ersten beiden von links gesehen bilden den Gleichstromanschluss. Der Gleichstrom wird in die drei Phasenströme U, V und W umgewandelt und über die drei folgenden Anschlüsse an den Motor geschickt. Der Motor retourniert das Positionslage-Signal, das für die Kommutierung benötigt wird, und die einzelnen Ist-Ströme der Stränge. Die Verbindung zwischen dem Steuergerät und dem VDC funktioniert über einen CAN-Anschluss, der im Bild von der Schnittstelle nach unten wegführt.

Des Weiteren befindet sich ein Stromanschluss an der Schnittstelle, mit der das Steuergerät wahlweise betrieben werden kann.

Am Steuergerät unten rechts befindet sich eine Brücke, mit der die ECU über die Hardware deaktiviert werden kann.

4.2.4. Mechanische Komponenten

Stabilisator-Arme

Anfänglich war für den Prüfstand geplant, eine Hebelkonstruktion als Stabilisator-Arm zu verwenden, die aus einem Torsionsstab und einem steifen Hebel besteht. Der Vorteil schien die bekannte Verdrehsteifigkeit und damit der erreichbare Verdrehwinkel bei einem bestimmten Drehmoment zu sein. Darüber hinaus könnte mit einem in Längsrichtung verschiebbaren Hebel auch die Verdrehsteifigkeit des Drehstabs verändert werden, um so das Verhalten des Aktuators bei verschiedenen Steifigkeiten zu überprüfen.

Abbildung 4.11 zeigt den Entwurf einer solchen Hebelkonstruktion.

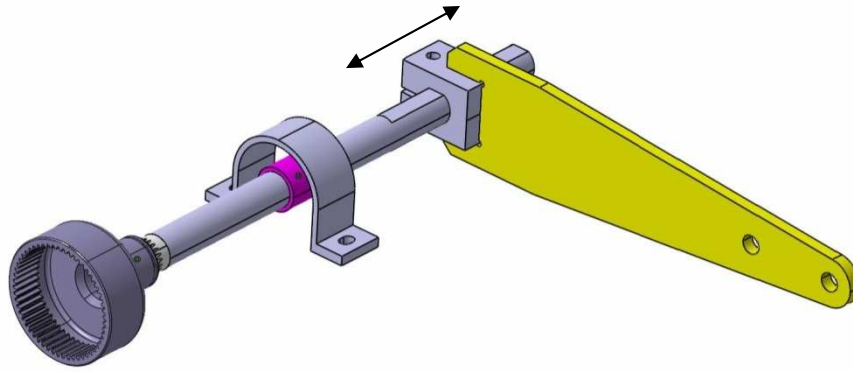


Abb. 4.11: Entwurf einer Hebelkonstruktion als Stabilisator-Arm

Die Idee der Drehstab-Konstruktion mit in axialer Richtung verstellbarem Hebel wurde aus folgenden Gründen jedoch wieder beiseite gelegt:

- In Hinblick auf die Präsentation der Stabilisator-Versuche bei einem OEM sind original Stabilisator-Arme subjektiv viel anschaulicher. Eine abweichende Konstruktion würde beim OEM die Frage aufwerfen, ob sich der Stabilisator in ihrem Fahrzeug gleich verhalten würde.
- Darüber hinaus würde die veränderte Geometrie die Messergebnisse verfälschen. Durch die zum Original-Aufbau differenzierende Länge vom Lager zum Hebel weicht die Biegung ab, was wiederum die Steifigkeit beeinflusst.
- Die zusätzliche Masse der Klemmvorrichtung und der steife Hebelarm verändern das Verhalten bei der Störübertragung. Somit kann über den Komfort keine plausible Aussage getroffen werden.

Deswegen werden als Stabilisator-Arme Originalteile verwendet und teilweise noch angepasst.

Stabilisator-Arme Typ 1

Als erster Versuchsstabilisator wurde der eines in Serie befindlichen hydraulischen Wankstabilisierungssystems verwendet. Die Stabilisator-Arme Typ 1 werden in seiner eigentlichen Verwendung direkt auf den Aktuator aufgeschweißt. Um sie mit dem Aktuator von MSF verwenden zu können, werden Adapter mit einer Steckverzahnung aufgeschweißt.

Abbildung 4.12 zeigt den modifizierten Stabilisator Typ 1.



Abb. 4.12: Typ 1 Stabilisator-Arme mit aufgeschweißten Adaptern mit Steckverzahnung

Da die Länge des elektrischen Aktuator größer ist als die des hydraulischen, vergrößert sich auch der Lagerabstand um ca. 220 mm. Dies sollte jedoch zu keiner wesentlichen Abweichung der Eigenschaften führen.

Stabilisator-Arme Typ 2

Für die auf die Prüfstandsaktivitäten folgende Fahrerprobung war ein Testen in derselben Konfiguration wie im Fahrzeug erforderlich. Die passiven Stabilisatoren von Vorder- und Hinterachse wurden so angepasst, dass sie für den Fahrversuch wiederverwendet werden konnten. Es wurde ein Stück in der Größe des Aktuators aus dem Stabilisator-Rücken herausgeschnitten. Dadurch ergibt sich eine Erhöhung der Verdrehsteifigkeit. Da die Parameter

$$c_T = 4050 \text{ Nm/rad}$$

$$d_a = 28 \text{ mm}$$

$$d_i = 20 \text{ mm}$$

$$G = 79300 \text{ N/mm}^2$$

$$I_P = \frac{(d_a^4 - d_i^4) \cdot \pi}{32} = \frac{(28^4 - 20^4) \cdot \pi}{32} = 44636 \text{ mm}^4$$

des passiven Stabilisators der Vorderachse bekannt sind, kann zunächst über die Formel für die Verdrehsteifigkeit

$$c_T = \frac{I_P \cdot G}{l} \quad (10)$$

die Länge eines virtuellen Drehstabs mit gleicher Verdrehsteifigkeit ermittelt werden.

$$l_{virtuell} = \frac{I_P \cdot G}{c_T} = \frac{44636 \cdot 79300}{4050/1000} = 874 \text{ mm}$$

Von diesem virtuellen Drehstab wird nun die Länge des aus dem passiven Stabilisator herausgeschnittenen Stücks abgezogen.

$$l_{neu} = l_{virtuell} - 358,5 = 515,5 \text{ mm}$$

Rechnet man nun mit der neuen Länge zurück auf die Verdrehsteifigkeit, erhält man überschlagsmäßig die neue Verdrehsteifigkeit des aktiven Stabilisators der VA.

$$c_{T_{neu}} = \frac{I_P \cdot G}{l_{neu}} = \frac{44636 \cdot 79300}{515,5 \cdot 1000} = 6867 \text{ Nm/rad}$$

Für die Anbindung an den Aktuator werden dieselben Steckverzahnungselemente wie für die Anbindung an die Typ 1 Arme verwendet. Eine zusätzliche Hülse muss jedoch auf die Stabilisator-Arme aufgetragen werden.

Stabilisator-Lager

Für den Prüfstand als auch für den Fahrversuch werden die Lager des hydraulischen Wankstabilisators nach Typ 1 verwendet. Für die Prüfstandsversuche mit dem hydraulischen Stabilisator sind somit keine weiteren Anpassungen erforderlich, da diese Komponenten für

einander ausgelegt wurden. Im Fahrzeug werden die Original-Lager des passiven Stabilisators (Typ 2) gegen die des aktiven hydraulischen ausgetauscht, da durch diese Speziallager ein besseres Abstützen der Kräfte zu erwarten ist. Dafür muss eine Hülse auf die Typ 2-Arme aufgeschweißt werden.

Die Lager des aktiven hydraulischen Stabilisators bestehen aus zwei Kugellagerrollenlagern. Um diese Lager wird ein Gummielement angebracht und in eine Metall-Schelle gesteckt. Diese wird an einem Gegenstück verschraubt und hält so die Lager-Gummi-Konstruktion zusammen.

Koppelstangen

Auch bei den Koppelstangen wurden Originalteile verwendet. Nachfolgende Abbildung zeigt oben die zum Typ 1 gehörende Koppelstange und unten die Typ 2-Koppelstange vom passiven Stabilisator (Abbildung 4.13).



Abb. 4.13: Koppelstangen, oben Typ 1, unten Typ 2

Eine Koppelstange von Typ 1 wurde mit einer Kraftmessdose (KMD) versehen, um die Kräfte direkt in der Koppelstange messen zu können (Abbildung 4.14).



Abb. 4.14: Koppelstange mit integrierter KMD

5. PLANUNG PRÜFSTAND UND VERSUCHE

Der Hauptteil der Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Prüfstandes für den elektromechanischen Aktuator, Erarbeitung des Versuchsablaufs und Diskussion der Versuche. In diesem Kapitel werden die ersten beiden Punkte nacheinander behandelt.

5.1. Prüfstandsaufbau

In Abbildung 5.1 ist das Schema des Prüfstands dargestellt.

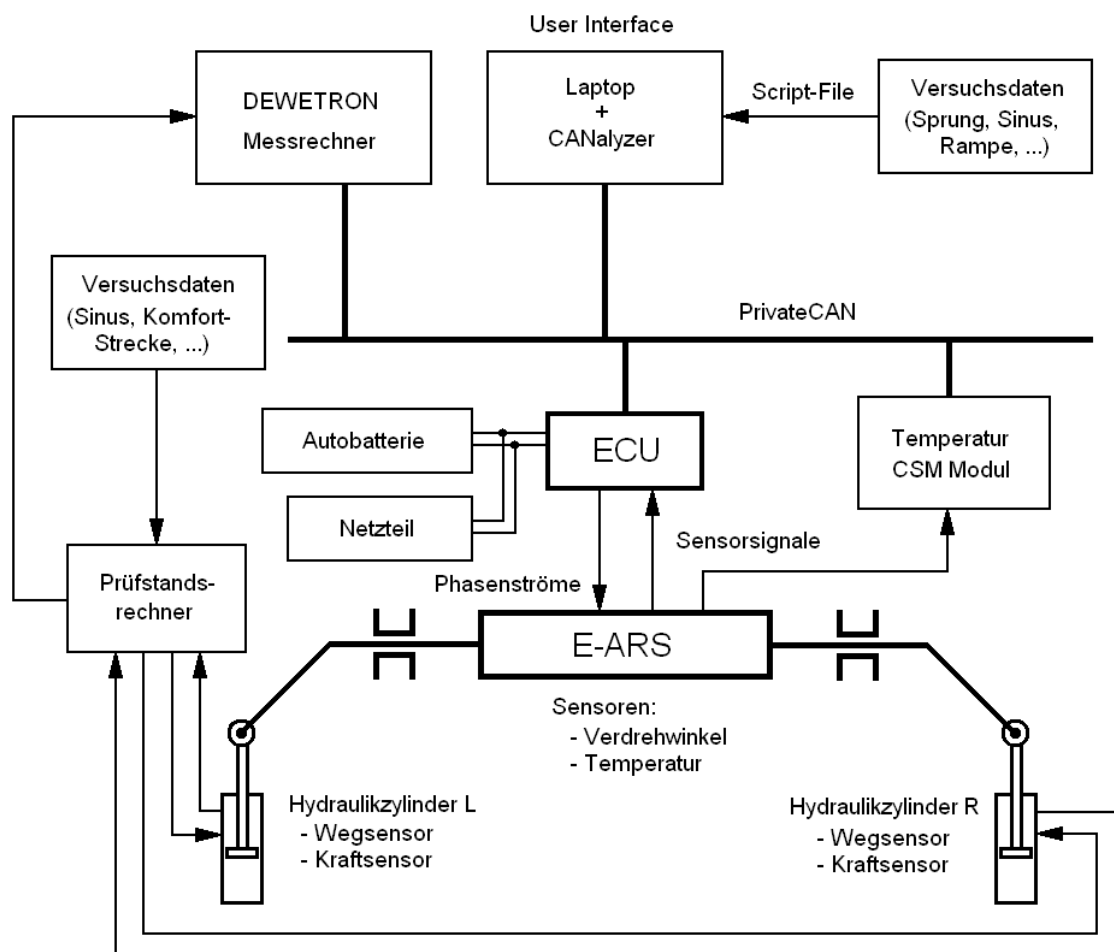


Abb. 5.1: Schema des Prüfstandaufbaus

Zur besseren Übersicht wird nun der Aufbau in einen mechanischen Teil und einen Steuerungsteil aufgespalten.

Mechanischer Teil des Prüfstands

Der mechanische Teil des Prüfaufbaus besteht aus dem eingespannten Aktuator mit den beiden Stabilisator-Armen, -Lagern und den Koppelstangen, die mit jeweils einem Hydraulikzylinder verbunden sind (Abbildung 5.2). Zwischen Hydraulikzylinder und Koppelstange ist eine Kraftmessdose (KMD) integriert, welche die Kraft zur Berechnung des anliegenden Stabilisator-Moments misst. Weiters besitzen die Zylinder eine Wegmessung. Die Zylinder werden über den Prüfstandsrechner gesteuert. Mit diesem Aufbau können passive Versuche durchgeführt werden.

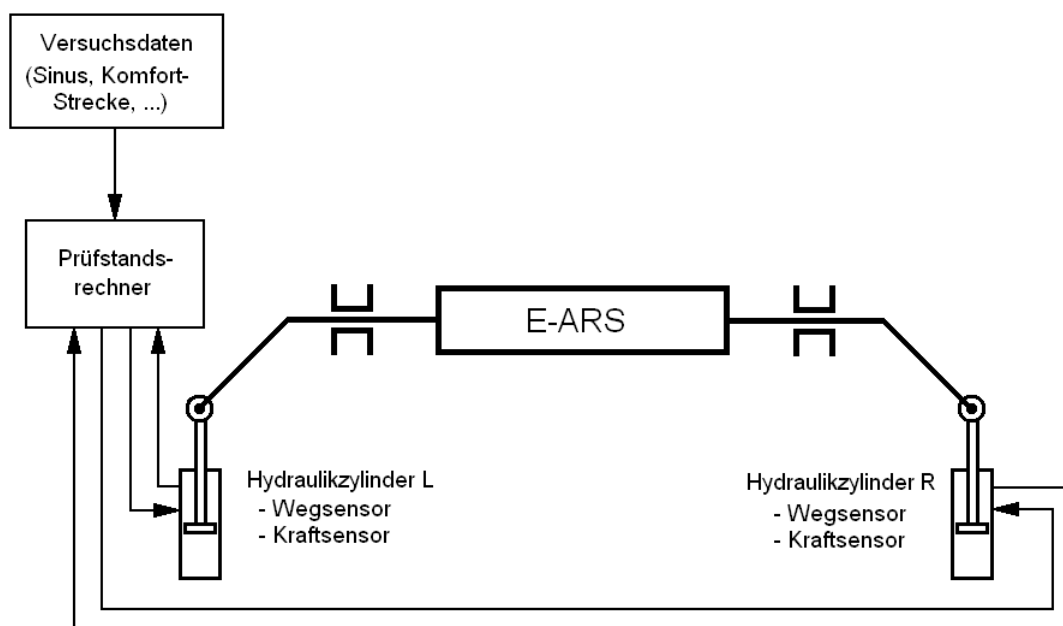


Abb. 5.2: Mechanischer Teil des Prüfstands

Zum Vergleich zeigt Abbildung 5.3 den realen Aufbau am Prüffeld.

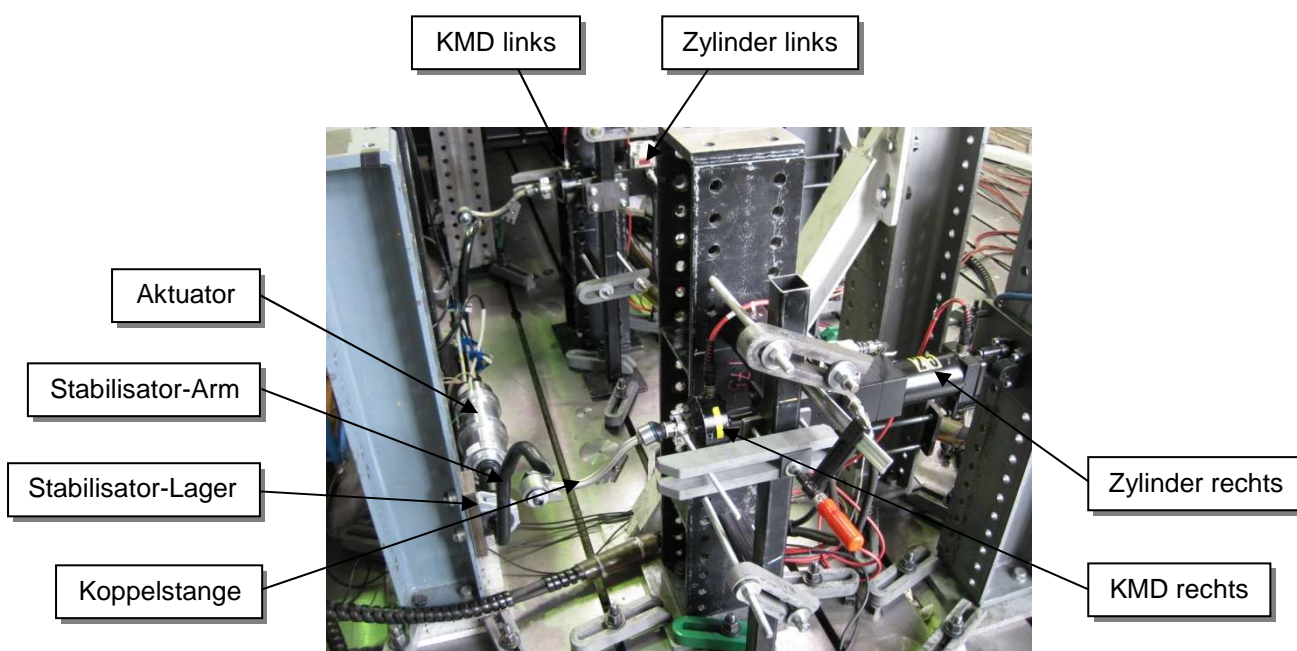


Abb. 5.3: Prüfaufbau Mechanik-Teil

Steuerungs- und Leistungsteil des Prüfstands

Der Aktuator wird über das Steuergerät (ECU) geregelt. Die ECU erhält vom Laptop die Vorgabe für das zu stellende Drehmoment und beschickt den Aktuator mit entsprechenden Phasenströmen. Als Rückwirkung erhält die ECU das Positionssignal des Rotors. Die Stromversorgung erfolgt über eine Autobatterie mit parallel geschaltetem Netzteil. Um die in den Motorwicklungen integrierten Thermoelemente auswerten zu können, wird ein Temperatur Modul benötigt, welches die Signale auf den CAN-Bus schickt. Als Knotenpunkt der gemessenen Größen fungiert der DEWETRON Messrechner, welcher die am CAN-Bus liegenden Daten synchron aufzeichnet. Zusätzlich erhält er noch das Signal der nicht eingezeichneten Kraftmessdosen. Abbildung 5.4 zeigt den Aufbau des Steuerungs- und Leistungsteils.

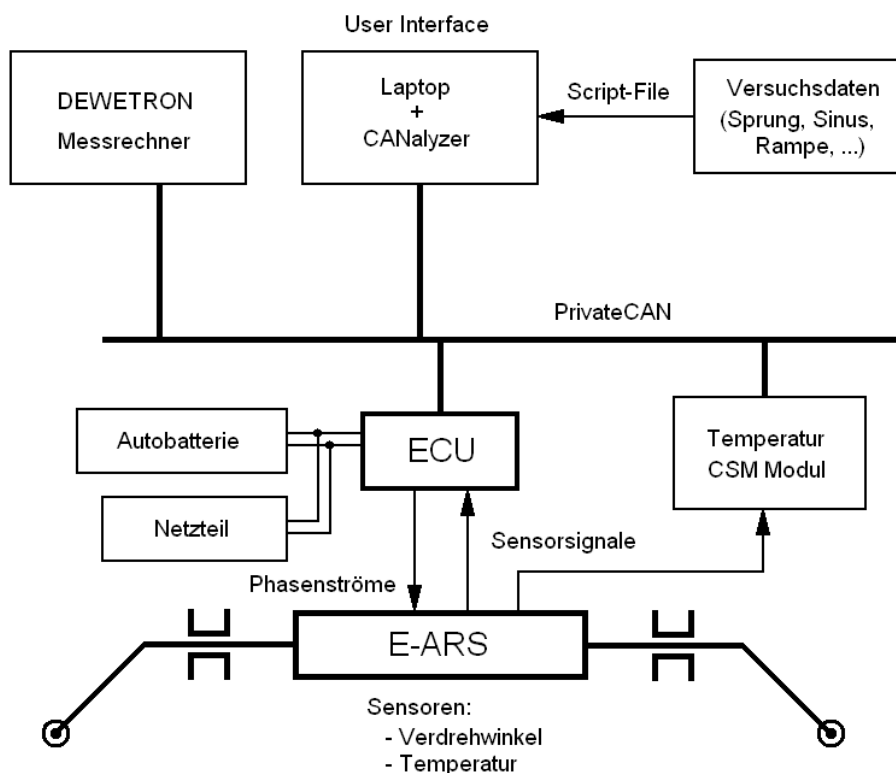


Abb. 5.4: Steuerungs- und Leistungsteil des Prüfstands

Mit diesem Aufbau können aktive Versuche durchgeführt werden, sofern die beiden Stabilisator-Enden fixiert sind. Einzig die Kraftmessdosen zur Berechnung des Stabilisator-Moments fehlen in der schematischen Darstellung.

In Abbildung 5.5 ist der Steuerungs- und Leistungsteil des Prüfstands am Prüffeld ersichtliche.

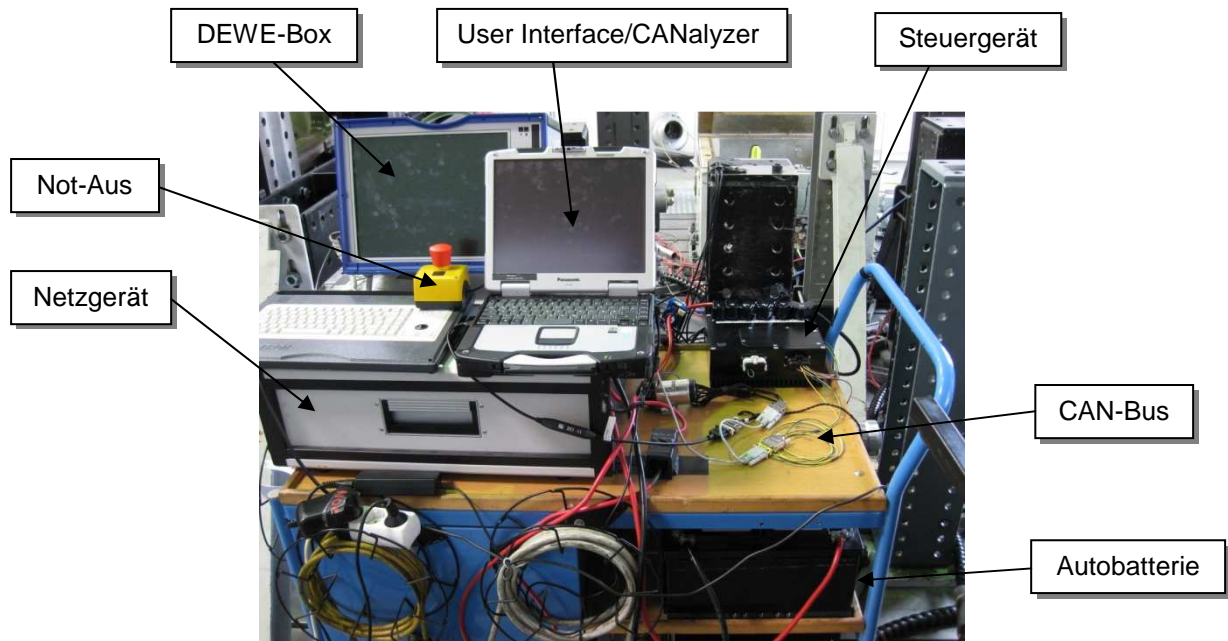


Abb. 5.5: Prüfstands Aufbau Steuerungs- und Leistungsteil

Im Folgenden werden die einzelnen Elemente des Prüfstands und deren Interaktion miteinander erläutert.

5.1.1. E-ARS

Der elektrische Stabilisator mit Torsionsstab ist wie im Fahrzeug aufgebaut. Mit dem Aktuator sind über die Steckverzahnung die beiden Stabilisator-Arme verbunden. Diese sind wiederum über die Stabilisator-Lager je an einem massiven Profilträger drehbar gelagert. Die Koppelstangen verbinden die Stabilisator-Augen der Arme mit der Anbindung an die Hydraulik-Zylinder. Diese Anbindung ist so konstruiert, dass sich der Kraftangriff in der Mitte des Zylinders befindet.

Der Unterschied zu der Ausrichtung im Fahrzeug ist, dass das gesamte System um 90° um die Stabilisator-Achse verdreht ist. Somit zeigen die Stabilisator-Arme annähernd senkrecht in die Höhe. Diese Anordnung erleichtert die Ausrichtung und Einstellung der Zylinder, da diese horizontal angebracht werden können. Auf die Eigenschaften des Stabilisators hat diese Veränderung keinen Einfluss.

5.1.2. Laptop mit CANalyzer

Der Laptop wird als User Interface benützt. Über das Programm CANalyzer wird mit dem Steuergerät via CAN-Bus [26] kommuniziert. Einerseits können die Daten für die Versuche durch vorgefertigte Script-Files an das Steuergerät gesendet werden, andererseits können mit dem Signalgenerator von CANalyzer manuell Vorgaben für Moment oder Winkel geschickt werden. Zusätzlich können die folgenden Parameter eingestellt werden:

- Motornummer
- Maximale Drehzahl
- Maximaler Vorgabestrom des Steuergeräts
- Maximale Anzahl der Motorumdrehungen

5.1.3. Verkabelung Signalteil – CAN-Bus

Damit der Laptop mit dem Steuergerät kommunizieren kann, benötigt er einen CAN-Anschluss. Dies kann sowohl mit einem CAN-Case mit USB-Anschluss als auch mit einer CAN-Card und CAN-CAB erfolgen (Abbildung 5.6).

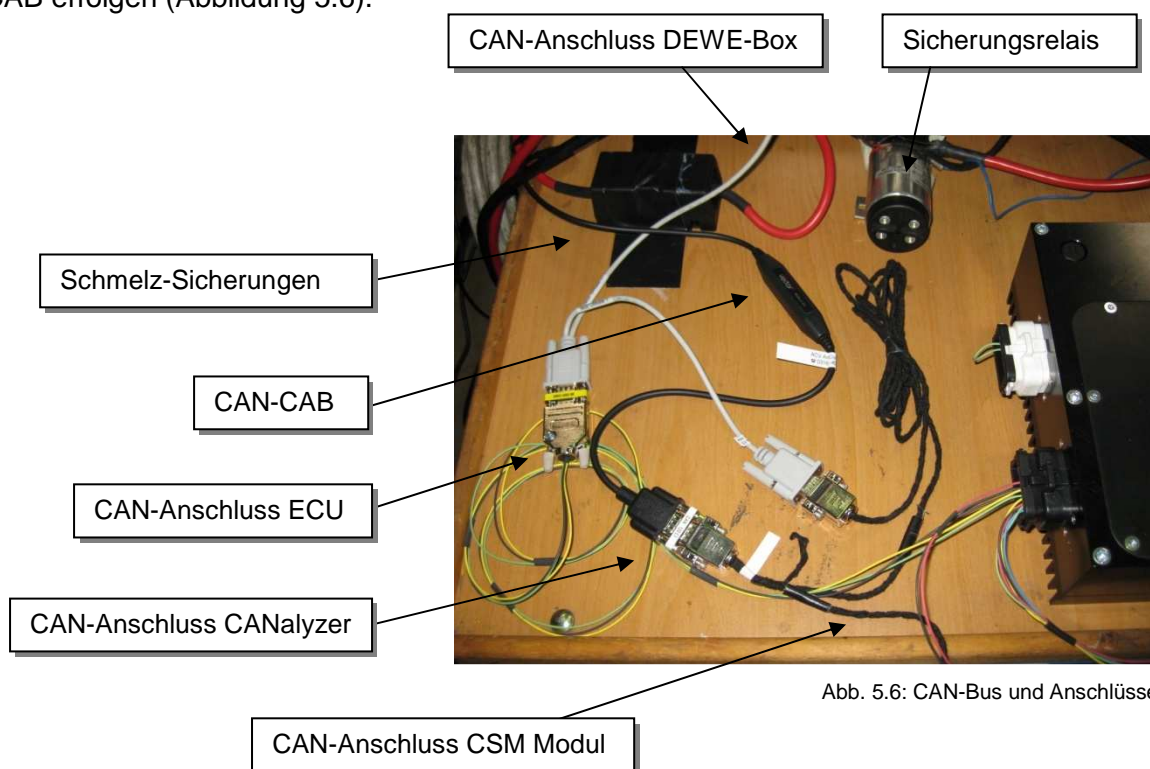


Abb. 5.6: CAN-Bus und Anschlüsse

Über den CAN-Bus wird der gesamte Daten-Transfer abgewickelt, und es können die für die Versuchsauswertung benötigten Informationen abgegriffen werden. Der zentrale Sammelpunkt der Daten ist der DEWETRON Messrechner.

5.1.4. Hydraulikzylinder und Prüfstandsrechner

Die Hydraulikzylinder werden benötigt, um einerseits bei den aktiven Versuchen die Koppelstangen in Position zu halten und andererseits bei den passiven Versuchen den Stabilisator über einen Weg anzuregen. Jeder von ihnen besitzt einen integrierten Wegsensor und weiters ist je eine Kraftmessdose zwischen Zylinder und Koppelstangenanbindung angebracht. Sie werden vom Prüfstandsrechner angesteuert, der bei den passiven Versuchen die Signale empfängt. Bei den aktiven Versuchen werden die Signale an den DEWETRON Messrechner geschickt, um alle Messsignale synchron zu erhalten.

5.1.5. Temperatur CSM Modul (THMM 8)

Da das Steuergerät die Signale der Thermoelemente nicht einlesen kann, wird ein eigenes Modul benötigt. Da in der Prüfstandssoftware eine Temperaturbeschränkung für die Wicklungstemperaturen integriert ist, benötigt dieses Modul auch einen CAN-Anschluss. Ohne ein Temperatursignal zu bekommen, würde die Software in Error-Mode gehen und keine Vorgabe an das Steuergerät schicken. Natürlich kann auch der DEWETRON Messrechner auf die Temperatur-Signale am CAN-Bus zugreifen. Abbildung 5.7 zeigt dieses CSM Modul.



Abb. 5.7: CSM Modul für die Signale der Thermoelemente und Anschluss an den CAN

Das Modul besitzt 8 Anschlüsse für Thermoelemente, von denen 3 für die Wicklungstemperaturen, je einer für die Gehäusetemperatur an der Stelle des Motors und an der Stelle des Getriebes und einer für die Umgebungstemperatur verwendet werden. Die Thermoelemente sind vom Typ K⁷.

5.1.6. DEWETRON Messrechner DEWE-2600

Um die gesamten Messdaten zusammenzuführen, wird ein DEWETRON Messrechner verwendet. Mit dem Programm DEWESOFT werden die ausgewählten Daten synchron erfasst, können direkt analysiert und anschließend in ein passendes Format konvertiert werden.

⁷ http://www.temp-web.de/cms/front_content.php?idcat=146, Abrufdatum: 04.10.2010

5.1.7. Netzgerät und Autobatterie

Zu Beginn wird der Prüfstand im Netzbetrieb betrieben. Dafür wird ein leistungsstarkes Netzgerät mit einer Stromspitze von 350 A verwendet. Da das Netzgerät über keinen Batteriesimulator verfügt, kann keine Aussage über das Verhalten unter realen Bedingungen getroffen werden. Die Spannung des Bordnetzes im Fahrzeug fällt nämlich bei hoher Belastung der Autobatterie ab.

Daher wird in der zweiten Phase der Versuche eine Autobatterie angeschlossen und das Netzgerät zum Aufladen der Autobatterie parallel geschaltet. Das Netzgerät erfüllt somit die Funktion der Lichtmaschine im Fahrzeug und wird mit 40 A bei 12 V betrieben. So soll das Bordnetz annähernd dargestellt werden, obwohl keine weiteren Verbraucher darauf zugreifen.

5.1.8. Verkabelung Leistungsteil

Da über den Leistungsteil Ströme von bis zu 150 A fließen können, müssen die Kabel einen dementsprechend großen Querschnitt besitzen. Für die Verbindung zwischen Netzgerät, der Autobatterie und dem Schaltrelais werden Kabel mit Querschnitt 16 mm² verwendet, vom Relais zum Steuergerät 10 mm².

Um die Sicherheit am Prüfstand zu gewährleisten, müssen einige Vorkehrungen getroffen werden. Es wird ein Schaltrelais verwendet, mit dem der Stromkreis über einen Not-Aus-Schalter unterbrochen werden kann (Abbildung 5.8). Das Relais arbeitet wie ein Schalter, der bei Anlegen eines Schaltstromes den Hauptstromkreis schließt.

In beide Stromkreise (Schaltstromkreis des Relais und Hauptstromkreis) sind Schmelzsicherungen integriert, die bei überhöhtem Strom die elektrische Verbindung unterbrechen.

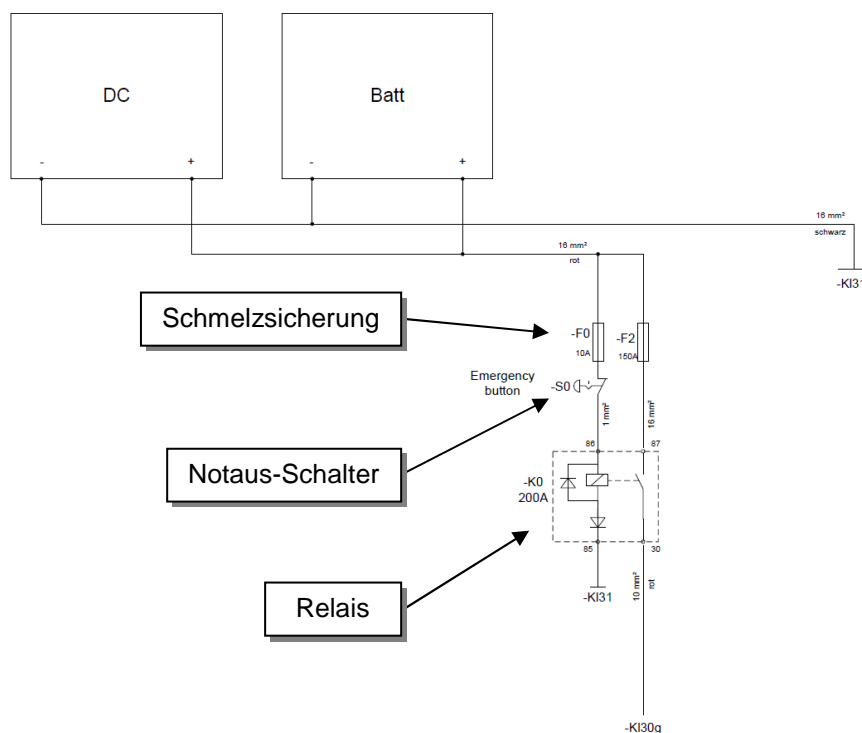


Abb. 5.8: Verkabelung Leistungsteil

5.2. Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm sollte dahingehend ausgelegt sein, um die Funktion des aktiven Stabilisators einwandfrei überprüfen zu können.

Die Versuche sind in zwei Kategorien unterteilt:

- Passive Versuche
- Aktive Versuche

5.2.1. Passive Versuche

Störungsverhalten

Das Störungsverhalten bezeichnet die Übertragung einer einseitigen Anregung auf die andere Seite des Stabilisators. Über die Hydraulikzylinder wird eine sinusförmige Anregung mit kontinuierlich steigender Frequenz angelegt. Auf der Gegenseite wird die übertragene Kraft mittels Kraftmessdose gemessen. Sie ist abhängig vom Rastmoment des Motors, der Getriebeübersetzung, der Getriebereibung und den Massenträgheiten.

Rastmoment-Messung

Das Rastmoment ist jener Widerstand, den der Rotor überwinden muss, um von einer Totlage in die nächste zu gelangen. Laut Datenblatt soll das Rastmoment des Motors eine Größe von 5,45 % des Nennmoments besitzen. Dies wären am Aktuator mit Getriebe rund 40 Nm. Dieser Versuch lässt sich mit einem Drehmomentenschlüssel durchführen.

5.2.2. Aktive Versuche

Führungsverhalten

Das Führungsverhalten beschreibt, in welchem Maße der Aktuator der Vorgabe folgen kann. Der entscheidende Faktor ist die Dynamik des Systems, d. h. wie schnell der Aktuator das geforderte Drehmoment aufbauen kann.

Thermische Versuche

Anhand der thermischen Versuche wird die Erwärmung der Motorwicklungen und des Aktuators beobachtet. Als Obergrenze der Erwärmung wird 140 °C gesetzt. Durch die Erwärmungskurve kann auf die Erwärmung bei jeder Umgebungstemperatur geschlossen werden.

Die Vorgaben, laut denen der Aktuator entwickelt wurde, sind wie folgend:

- 800 Nm in 0,3 Sekunden: Für den Aufbau eines Stabilisator-Moments von 800 Nm soll die Zeit von 0,3 Sekunden nicht ueberschritten werden.
- 10 x 18 m Slalom: Es werden die Stabilisator-Momente nachgefahren, die sich bei einem 18 m Slalom im Fahrversuch einstellen würden. Damit soll die thermische Belastung untersucht werden. Dieser Versuch gilt als thermisch kritisch.

Die aktiven Versuche sind in Tabelle 5.1 aufgelistet und werden anschließend erklärt.

Tabelle 5.1: Prüfprogramm der aktiven Versuche

Prüfprogramm Prüfstand E-ARS - AKTIV	Stabilisatormoment [Faktor x Nennmoment]	Bemerkung	Zeit [sec]
Rampenfunktion	0,1 -0,1 0,2 -0,2 0,3 -0,3 0,4 -0,4 0,5 -0,5	Rampe 5 sec Haltezeit 5 sec	168
Sinusfunktion bei versch. Frequenzen [0,2 0,4 0,8 1,6 Hz]	0,1 0,2 0,3 0,4 0,5	5 x Sinus bei jeder Frequenz	292
Sprungfunktion	0,1 -0,1 0,2 -0,2 0,3 -0,3 0,4 -0,4 0,5 -0,5	Haltezeit 5 sec	95
Sinus Sweep [0,1Hz - 10Hz]	0,2 0,5		60 60
Hysterese statisch	0,2 -0,2 0,5 -0,5	1 x Dreieck Steigung 5 Nm/sec	462
Hysterese dynamisch	0,2 -0,2 0,5 -0,5	Steigung 50 Nm/sec Steigung 100 Nm/sec	59 36
Rampenfunktion	0,6 -0,6 0,7 -0,7 0,8 -0,8 0,9 -0,9 1 -1	Rampe 5 sec Haltezeit 5 sec	168
Sinusfunktion bei versch. Frequenzen [0,2 0,4 0,8 1,6 Hz]	0,6 0,7 0,8 0,9 1	5 x Sinus bei jeder Frequenz	304
Sprungfunktion	0,6 -0,6 0,7 -0,7 0,8 -0,8 0,9 -0,9 1 -1	Haltezeit 5 sec	95
Sinus Sweep [0,1Hz; 10Hz]	0,7 1		60 60
Hysterese statisch	0,7 -0,7 1 -1	1 x Dreieck Steigung 5 Nm/sec	1123
Hysterese dynamisch	0,7 -0,7 1 -1	Steigung 50 Nm/sec Steigung 100 Nm/sec	144 89

Prüfprogramm Prüfstand E-ARS - AKTIV	Stabilisatormoment [Faktor x Nennmoment]	Bemerkung	Zeit [sec]
Treppenfunktion	5 x [0,5 1] 5 x [-0,5 -1]	Haltezeit 2 sec Haltezeit 2 sec	20 20
Teststrecke (MCA) - Energieverbrauch	Momente aus Messung		
Temperaturmessung bis T_max	Sinus		
Versuche im Grenztemperaturbereich	Sinus		
Maximales Moment		mit 150 A Steuergerät	
Konstantes Moment mit überlagerter Störfunktion, MS/GS	0,2 0,4 0,6 0,8 1 Sinus über Zylinder		
Motor Breakdown	0,2 0,4 0,6 0,8 1 F_zyl		
Vorgaben OEM			
Sprungfunktion auf 800 Nm in 0,3 sec Sinusfunktion, Abstrahierter Slalom, f = 0,4 Hz, [10 x (5 x sin)]	M_soll, 0 auf [800] M_soll [750] * sin(ω *t)	20 sec Pause zw. Durchläufen	

Die Versuche sind so ausgelegt, dass zuerst ein langsames Herantasten erfolgt. Dies erscheint als notwendig, da der Elektromotor zuvor nur auf dem Motorprüfstand gelaufen ist. Nun ist er jedoch im Aktuator eingebaut und liefert durch die Übersetzung ein 115 Mal höheres Drehmoment, das auf die Stabilisator-Arme wirkt und diese gegen den Prüfstand verdreht.

Auch war zu Beginn der Versuche nur ein Steuergerät mit Maximalstrom 50 A verfügbar. Da das Drehmoment über die Motorkonstante sich proportional zum Strom verhält, wird nur das halbe Nennmoment erreicht. Deshalb ist die erste Versuchsreihe (in der Tabelle grün hinterlegt) so ausgelegt, dass Versuche mit einem Drehmoment von Nennmoment x Faktor von 0,1 bis 0,5 durchgeführt werden.

Rampenfunktion

Als erster Versuch ist eine Funktion wichtig, bei der das Moment langsam über der Zeit gesteigert wird. So können bei eventuellen Problemen Gegenmaßnahmen getroffen werden, ohne dass der Prüfstand Schaden nimmt.

Daher wurde eine Rampenfunktion gewählt, bei der das gewünschte Moment in 5 Sekunden angefahren wird.

Sinusfunktion

Die Sinusfunktion wird zur Bestimmung des Führungsverhaltens verwendet. Dabei werden die Frequenzen und die Amplituden variiert. Messbare Werte sind die Phasenverschiebung und die Dämpfung.

Sprungantwort

Aus dem Versuch Sprungantwort kann die Zeit ermittelt werden, die der Aktuator benötigt, um das geforderte Moment aufzubauen. Als Zeit für das Erreichen des Moments gilt die Zeit, wenn das Ist-Moment das Soll-Moment durchstößt. Dabei zählt die Zeit als Totzeit plus Momentenaufbauzeit. Es darf dabei zu maximal 25% Überschwingen kommen.

Sinus Sweep

In diesem Versuch wird von einer Sinusfunktion die Frequenz über der Zeit bei Beibehaltung der Amplitude erhöht. Anhand der Amplitude und der Phasenverschiebung kann auf das Führungsverhalten rückgeschlossen werden.

Die Frequenz wird dabei von 0,1 Hertz auf 10 Hertz über einen Zeitraum von 60 Sekunden gesteigert.

Hysterese statisch/dynamisch

Die Hysteresekurve im statischen und auch im dynamischen Betrieb soll anhand einer Dreiecksfunktion mit unterschiedlicher Steigung bestimmt werden.

Treppenfunktion

Dieser Versuch startet mit einem Sprung auf das maximale Moment. Nach einer gewissen Haltedauer wird dieses auf die Hälfte reduziert und wieder gehalten. Dieser Vorgang wird dann wiederholt. Es wird so eine Rechteckfunktion mit Offset erreicht.

MCA Teststrecke

Von einer Teststrecke sind Werte für den Energieverbrauch des hydraulischen und elektrischen Stabilisators bekannt. Diese wurden in einer realen Testfahrt ermittelt. Es wurden auch die Koppelstangenkräfte gemessen. Nun stellt sich die Frage, ob diese Kräfte verwendet werden können, um eine Aussage über den Energieverbrauch des aktiven elektrischen Stabilisators tätigen zu können. Die am Prüfstand gemessenen Kräfte können in Stabilisator-Momente umgerechnet werden, und so kann die reale Testfahrt nachgefahren werden. Jedoch werden diese Kräfte nicht rein durch den Aktuator aufgebracht, sondern auch über Anregungen von der Fahrbahn induziert. Deshalb ist dieser Versuch so nicht aussagekräftig, da der Energieverbrauch höher wäre als unter realen Bedingungen.

Belastung bis zur maximalen Temperatur (140°C)

Um das thermische Verhalten des Aktuator zu bestimmen, wird z. B. eine Sinusfunktion so lange gefahren, bis die maximale Temperatur erreicht ist. Dadurch bekommt man eine Erwärmungskurve, die man benützen kann, um bei verschiedenen Anfangstemperaturen auf das Erwärmungsverhalten zu schließen. Die Erwärmungskurve lässt sich mit annähernder Übereinstimmung des Verhaltens nach oben verschieben.

Versuche im Grenztemperaturbereich

Sobald eine bestimmte Temperatur erreicht wird (realistisch sind hier 120°C), nimmt das Steuergerät das Moment zurück. Dadurch soll erreicht werden, dass der Stabilisator-Betrieb fortgesetzt werden kann, wenn auch nicht mehr unter Aufrechterhaltung desselben Wankwinkels.

Diese Regelung ist nur auf dem Prüfstand möglich, da in der Serie der Aktuator mit keinen Thermoelementen ausgestattet ist.

Maximales Moment

Für die Optimierung des Motors ist wichtig, wie viel Drehmoment der Aktuator maximal stellen kann. Dieses maximale Moment wird jedoch mehr von der Leistungselektronik als vom Elektromotor begrenzt.

Motor Breakdown

Mit diesem Versuch soll untersucht werden, wie der Motor reagiert, wenn er aktiv ein Moment stellt, und mit einer äußeren Kraft versucht wird, ihn zurückzudrehen.

Vorstellbar wäre ein solches Szenario, wenn in einer Kurve das innere Rad bei aufgespanntem Stabilisator einen Schlag durch eine Bodenunebenheit bekommt.

5.3. Messdaten

Nachdem das Versuchsprogramm definiert wurde, muss abgestimmt werden, welche Daten für die Versuchsauswertung benötigt werden. In Tabelle 5.2 werden die von den einzelnen Messeinrichtungen zur Verfügung stehenden Signale aufgelistet.

Tabelle 5.2: Messsignale

Signale vom Steuergerät	
T_REF	Vorgabe-Moment entspricht Motormoment x Übersetzung
T_ACT	Aktuelles Moment
I_MOT	Strom von Steuergerät an Motor
I_MAX	Maximaler Strom - Strombegrenzung
Gamma_REF	Vorgabe-Winkel für die Winkelregelung
Gamma_ACT	Berechneter Winkel
N_MOT	Drehzahl des Rotors - Drehzahlbegrenzung
N_MAX	Maximale Drehzahl des Rotors
PHI_MOT	Rotorlageposition für die Kommutierung des Motors
ROT_MAX	Maximale Anzahl der Motorumdrehungen
MOT_NUMBER	Aktuator 1 oder 2
ST_ENABLE	Steuergerät EIN/AUS
ST_ERROR	Aufzeichnung von Fehlermeldungen
CT_ENABLE	Aktivieren und Deaktivieren des Ausgangs der ECU
Signale der Zylinder, Kraftmessdosen und Drehmomentenmesswelle	
Kraft_Zyl_27__U	Kraftsignal des Zylinders 27
Weg_Zyl_27__U	Positionssignal des Zylinders 27
Kraft_Zyl_28__U	Kraftsignal des Zylinders 28
Weg_Zyl_28__U	Positionssignal des Zylinders 28
Kraft_KMD_5kN__U	Kraftsignal aus der Kraftmessdose
Drehmoment	Drehmomentensignal aus der Drehmomentenmesswelle
Signale vom CSM Modul	
TPhase1	Temperatur der Phase 1
TPhase2	Temperatur der Phase 2
TPhase3	Temperatur der Phase 3
TGehäuse	Temperatur des Gehäuses an der Stelle der Motorwicklungen
TGetriebe	Temperatur des Gehäuses an der Stelle des Getriebes
TRaum	Raumtemperatur als Vergleichstemperatur
Signale der Strommesszangen	
I_STG__U	Strom zwischen Steuergerät und Spannungsquelle
U1__U	Strom der Phase 1
V1__U	Strom der Phase 2
W1__U	Strom der Phase 3

5.4. Programmierung

5.4.1. CANalyzer

CANalyzer ist ein universelles Analysewerkzeug für Steuergerätenetzwerke und verteilte Systeme. Neben der Beobachtung und Analyse ist auch die Ergänzung des Datenverkehrs in CAN-, LIN-, MOST oder FlexRay-Systemen leicht durchführbar. Die leistungsfähigen Grundfunktionen und die freie Programmierbarkeit decken alle Belange von der einfachen Netzwerkanalyse bis zur gezielten Fehlersuche bei komplexen Problemstellungen ab.

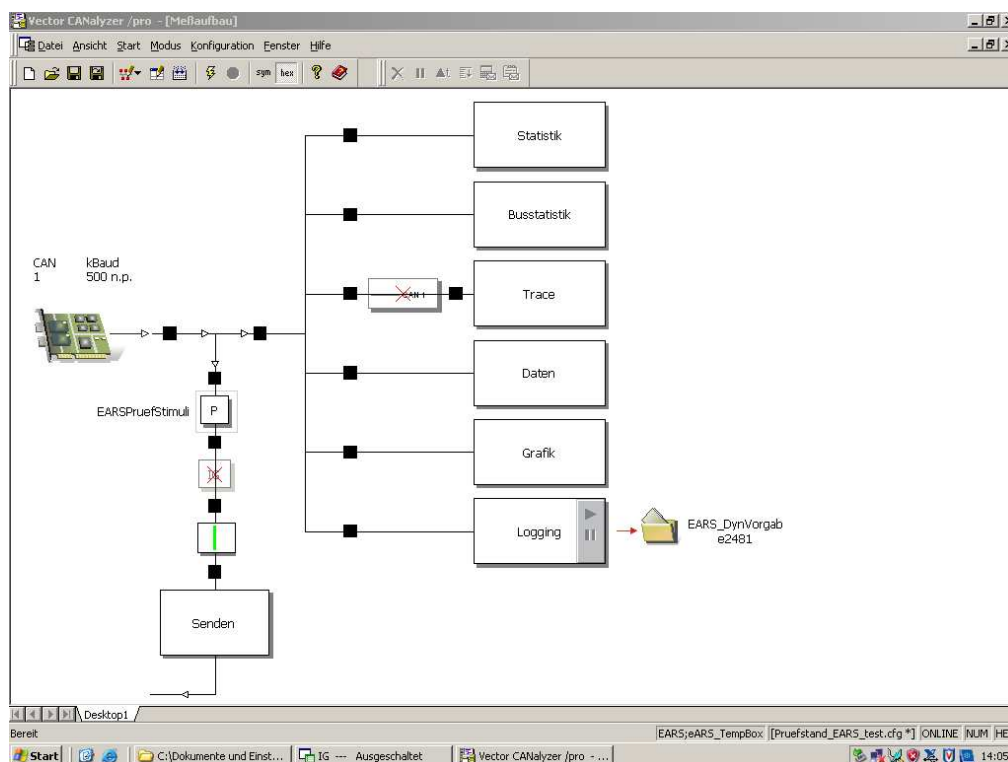


Abb. 5.9: Benutzeroberfläche CANalyzer

Durch das graphisch dargestellte Blockdiagramm wird der Datenfluss veranschaulicht (Abbildung 5.9). Rechts befinden sich die verschiedenen Auswertefenster, sowohl in Datenform als auch graphisch. Der untere Pfad beschreibt den Ausgang zum CAN-Bus.

Beim unteren Pfad wird der obere Block (EARSPruefStimuli) aktiviert, um die vorgefertigten Script-Files an das Steuergerät zu schicken, der untere steht für den Interactive Generator (IG), mit dem sich kurzfristig Vorgaben erstellen lassen.

Abbildung 5.10 zeigt das Fenster des Interactive Generator.
 Im oberen Abschnitt sind die Überbegriffe der Botschaften angegeben:

- EARS::VDC_2_XCU
 Dieser Block enthält die Parameter und Vorgaben, die vom CANalyzer an das Steuergerät geschickt werden.
- EARS::XCU_2_VDC_1
- EARS::XCU_2_VDC_2
 Diese beiden Botschaftsblöcke enthalten Daten, die vom Steuergerät zurückgeschickt werden.

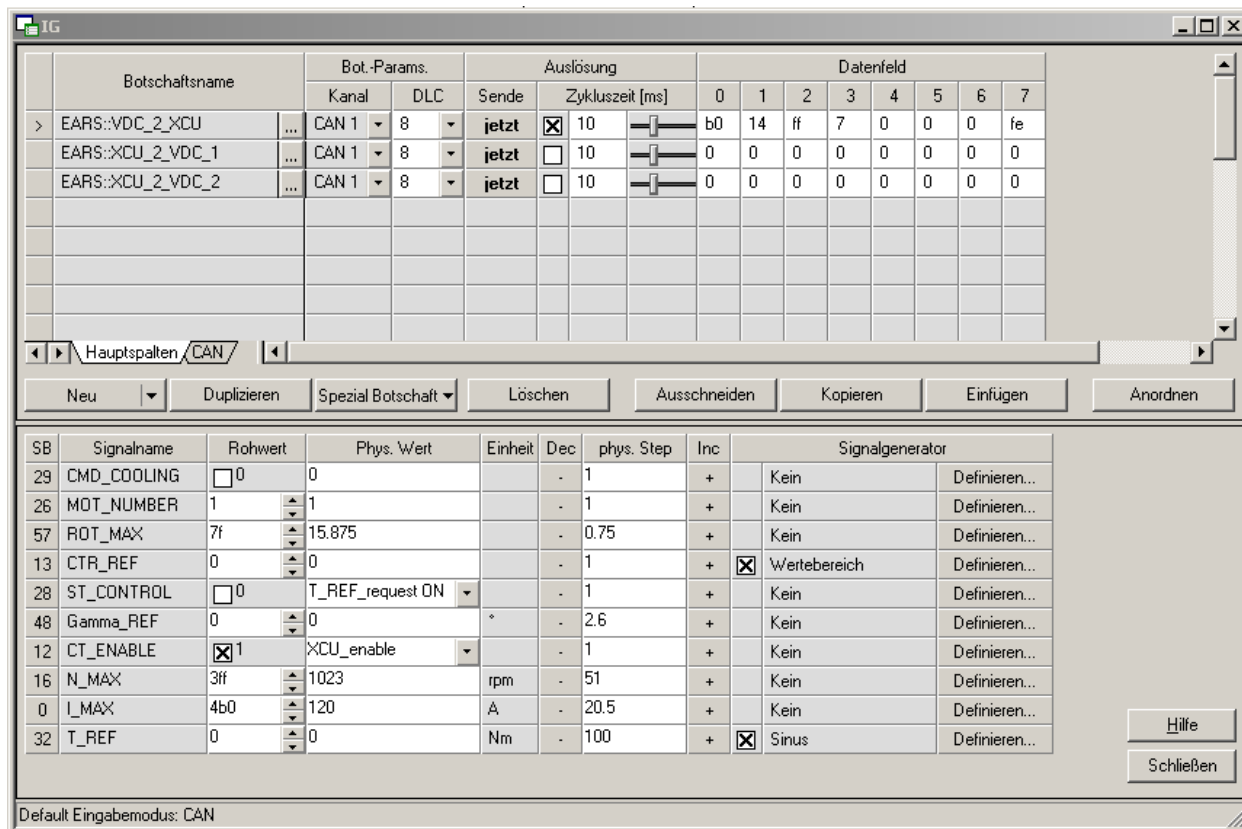


Abb. 5.10: Interactive Generator zur Eingabe von Parametern und Vorgaben

In der Abbildung 5.10 ist der Botschaftsblock EARS::VDC_2_XCU aktiviert. Im unteren Bereich können nun die Parameter verändert werden. Im vorigen Kapitel Messdaten wurden bereits diese Parameter und deren Auswirkung beschrieben.

Würde man im untersten Feld bei T_REF 400 eingeben, würde an das Steuergerät die Aufforderung 400 Nm zu stellen weitergegeben werden. In derselben Zeile befindet sich weiter rechts die Möglichkeit die Vorgabe schrittweise zu erhöhen oder vermindern. Die Schrittweite kann dabei variiert werden.

Auf der rechten Seite befindet sich der Signalgenerator. Durch ihn lassen sich Signale beliebiger Form erstellen, z. B. Sinus, Rampen, Sprünge oder zufällig generierte Signale.

Dieser Signalgenerator ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Beispielhaft ist links ein Sinus mit einer Frequenz von 0,1 Hertz und rechts eine Rampe mit einer Anstiegszeit von einer Sekunde zu sehen.

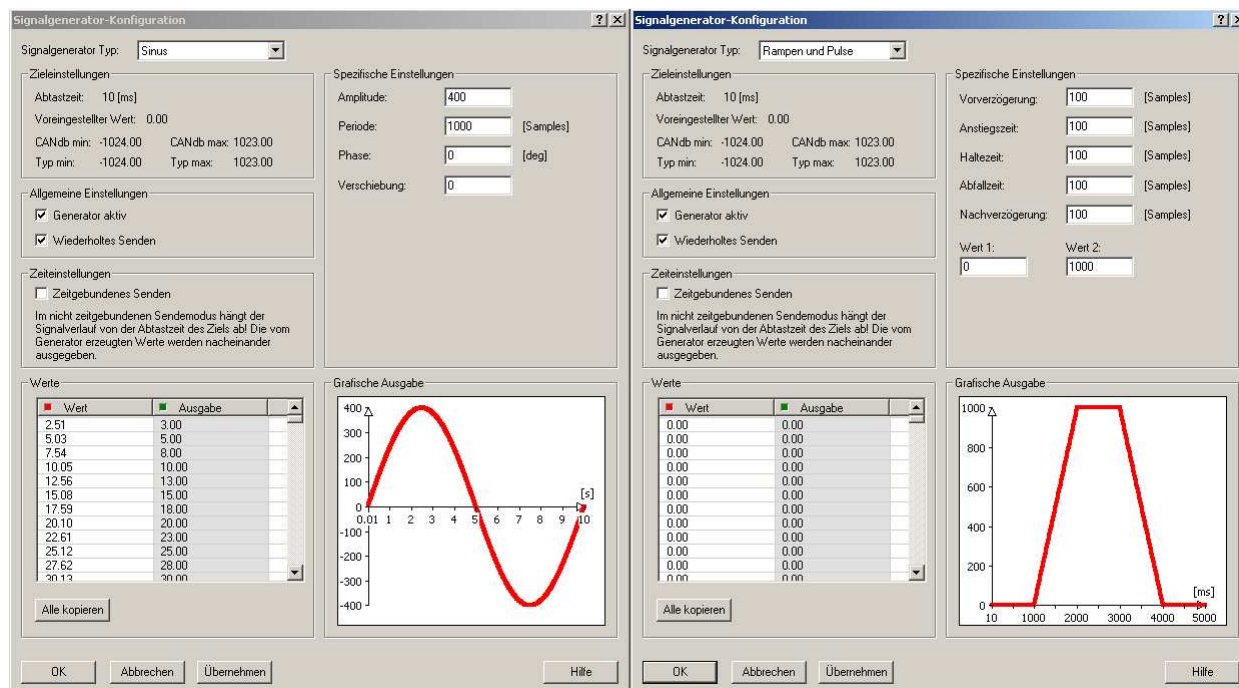


Abb. 5.11: Signalgenerator Sinus/Rampe

Im oberen Pulldown-Menü wählt man den Signaltyp (Sinus, Rampen und Pulse, etc.). Über die spezifischen Einstellungen werden die Funktionen definiert. Sie sollten selbsterklärend sein. Um ein kontinuierliches Wiederholen der eingestellten Funktion zu erzeugen, wählt man die Einstellung „Wiederholtes Senden“.

5.4.2. Script-Files

Script-Files beinhalten Daten, die vom CANalyzer eingelesen und auf den CAN-Bus geschickt werden. Das Steuergerät wiederum liest diese Daten vom CAN-Bus ein und regelt entsprechend den Motor.

Die Script-Files wurden mit Matlab erstellt. Dabei wurden Signalverläufe für die einzelnen Manöver generiert und die Daten als DAT-Files gespeichert.

Sprungfunktion/Rampe

Die Funktionen Sprung und Rampe werden über den Block „Repeating Sequence“ generiert. In diesem Table werden zwei Parameter eingegeben, Zeitwerte und Ausgabewerte. Nach aufsteigender Reihenfolge gehört jeweils ein Zeitwert zu einem Ausgabewert.

In Abbildung 5.12 ist eine solche Abfolge von Zeitwerten und Ausgabewerten ersichtlich.

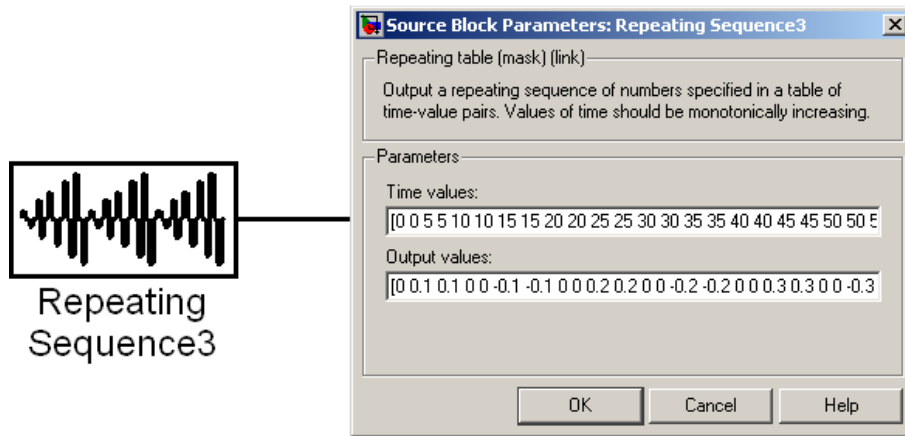


Abb. 5.12: Signal-Generierung einer Sprungantwort

Es lässt sich leicht erkennen, dass es sich bei dieser Sequenz um eine Sprungfunktion handelt. Beide Werte fangen bei null an, bei der Parameterpaarung befindet sich der Zeitwert immer noch bei null, während der Ausgangswert bei 0,1 liegt. Folglich wurde ein Sprung bei der Zeit Null auf den Ausgangswert 0,1 generiert.

Sinus-Funktion

Sinus-Signale werden, wie in Abbildung 5.13 beschrieben, erstellt.

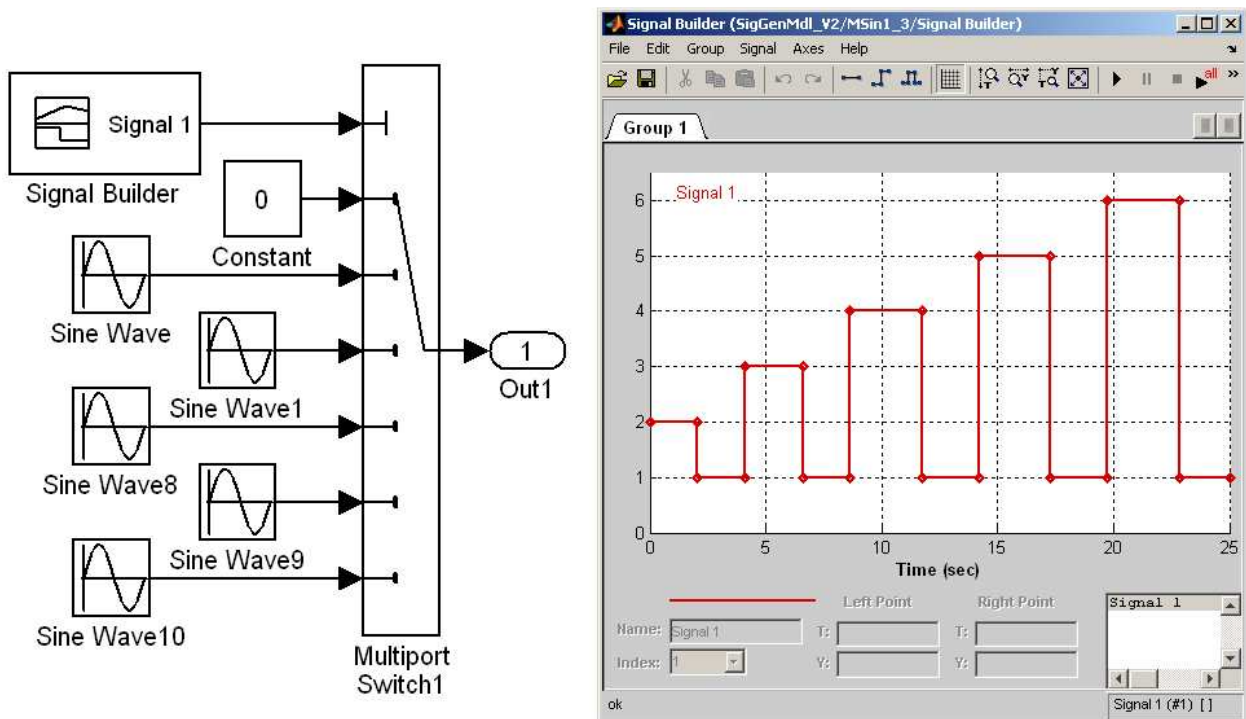


Abb. 5.13: Signal-Generierung einer Sinusfunktion

Über einen Multiport Switch werden die einzelnen Sinus-Funktionen mit ihrer Frequenz und Amplitude eingelesen. Im Signal Builder wird nun die Abfolge der einzelnen Ereignisse erstellt. Mit der Konstante auf dem Eingang 1, die auf null gesetzt ist, lassen sich Pausen erzeugen. Damit die Sinus-Funktion bei einem Vielfachen von 2π endet, muss die dazugehörige Zeit über $1/f$ berechnet werden.

Sinus-Sweep

Für den Sinus-Sweep bedient man sich wie bei der Erzeugung von Sinus-Funktionen des Signal Builders. Als Eingangssignal wird jedoch ein MSweep-Block verwendet. Dies ist in Abbildung 5.14 dargestellt.

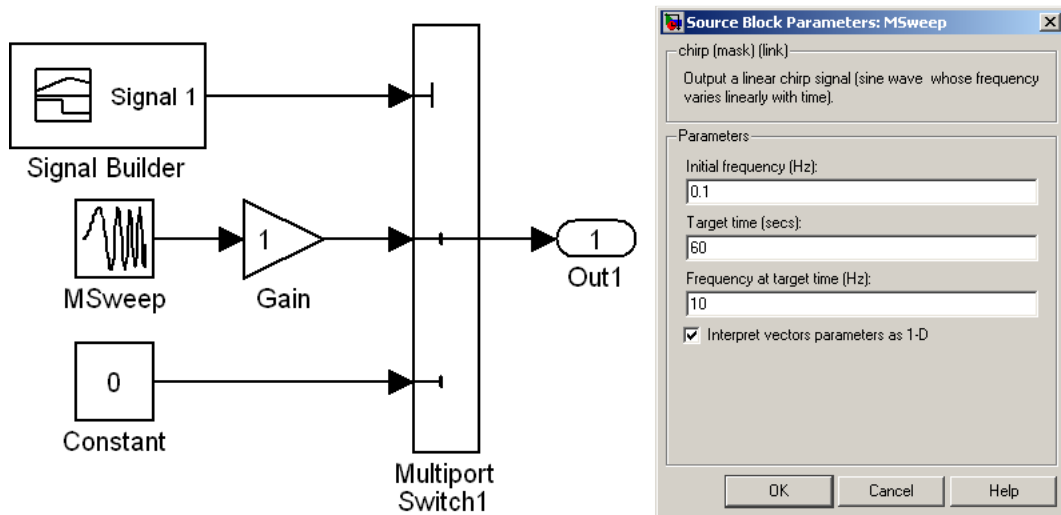


Abb. 5.14: Signal-Generierung eines Sinus-Sweeps

Die Parameter, die im Signal-Block definiert werden, sind wie folgend:

- Start-Frequenz [Hertz]
- End-Zeit [Sekunden]
- End-Frequenz [Hertz]

Daraus ergibt sich ein Sinus-Sweep, bei dem die Frequenz sich konstant vom Anfangswert bis zum Endwert in der definierten Zeit steigert.

Erstellen der Script-Files

Die erstellten Manöver werden mit einer Matlab-Routine als Script-Files hinausgeschrieben. Im CANalyzer werden die Script-Files via Tastendruck aufgerufen und gestartet.

6. VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND -AUSWERTUNG

Momentenregelung

Die Versuche wurden mit der Momentenregelung gestartet, auch weil die Winkelregelung nicht verfügbar war.

Bei der Momentenregelung wird dem Vorgabe-Moment entsprechend ein Strom berechnet, der ein Motor-Moment bewirkt. Am Prüfstand hatte dies zur Folge, dass die Vorgabe einem Moment entsprach, das aus dem Motormoment mal der Übersetzung berechnet wurde. Dabei wurden keine Verluste berücksichtigt.

Dies bedeutet, dass das mechanische System in die Momentenregelung nicht eingebunden wird. Zwar kann über den theoretischen Wirkungsgrad des Getriebes auf ein Stabilisator-Moment geschlossen werden. Jedoch gibt es weitere Einflussfaktoren, wie z. B. die Lagerreibung der Stabilisator-Lager. Um eine genaue Aussage über das tatsächlich anliegende Stabilisator-Moment treffen zu können, werden die Kräfte benötigt, die an den Stabilisator-Koppeln anliegen. Über den entsprechenden Hebelarm lässt sich so das Moment berechnen. Außerdem gibt es keine Rückwirkung, ob das Moment effektiv an den Stabilisator-Enden anliegt. Es handelt sich folglich um eine reine Steuerung.

Es wurde versucht, die mechanischen Verluste über eine Erhöhung des Vorgabe-Moments zu berücksichtigen, indem Messreihen aufgenommen wurden, aus denen ein Faktor für das jeweilige Moment implementiert werden sollte. Jedoch gestaltete sich das Berücksichtigen der mechanischen Verluste als äußerst schwierig. Zum einen liegt bei der Vorgabe eines Moments aufgrund des Stick-Slip-Effekts nicht immer dasselbe Stabilisator-Moment an. Zum anderen hat es einen Einfluss, ob das Moment dynamisch oder statisch aufgebracht wird.

Aufgrund dieser Umstände wurde bei den Versuchen nur mit einem Vorgabe-Moment gearbeitet, das wie gesagt dem Motormoment mal der Übersetzung bei einem mechanischen Wirkungsgrad gleich 100% entspricht.

Positionsregelung über den Verdrehwinkel

Aus den Versuchen wurde schnell ersichtlich, dass für diesen Aktuator eine reine Momentenregelung nicht zielführend ist.

Der Stick-Slip-Effekt verhindert, dass das Stabilisator-Moment dem gewünschten Moment mit einer gewissen Exaktheit folgt. Auch der langsame Abbau des Moments ist so nicht möglich, da wie aus den Versuchen ersichtlich das Stabilisator-Moment weiter gehalten wird, auch wenn nur mehr 20 – 25 % des Vorgabe-Moments anliegen.

Da der Verdrehwinkel über die Verdrehsteifigkeit ein nahezu proportionales Verhältnis mit dem Torsionsmoment aufweist, kann dieser genutzt werden, um über die Lageposition des Rotors das Stabilisator-Moment zu regeln. Der Vorteil ist hierbei, dass es sich um einen geschlossenen Regelkreis mit Rückführung handelt. Es findet ein kontinuierlicher Soll-Ist-Vergleich statt.

Die Positionsregelung war in der Dauer der Prüfstandsversuche nicht einsatzfähig.

6.1. Versuche mit Typ 1 Stabilisator-Armen

Störübertragungsverhalten

Wie bereits erwähnt stellt das Störübertragungsverhalten eine wesentliche Größe zur Beurteilung des Komforts dar. Bei einseitiger Anregung des Stabilisators wird ein gewisser Teil auf die Gegenseite „kopiert“. Im Idealfall sollte der Stabilisator offen sein und ein freies Verdrehen der Stabilisator-Hälften möglich sein.

Der elektromechanische Stabilisator hat durch seine hohe Getriebeübersetzung bei höheren Frequenzen den Nachteil, dass er sich wie ein passiver Stabilisator verhält.

Der Versuch wurde bei einer Amplitude von 10 mm und einer Frequenz von 0,5 bis 10 Hz durchgeführt. Die Steigerung der Frequenz betrug 0,2 Hz pro Sekunde. Abbildung 6.1 zeigt das Ergebnis.

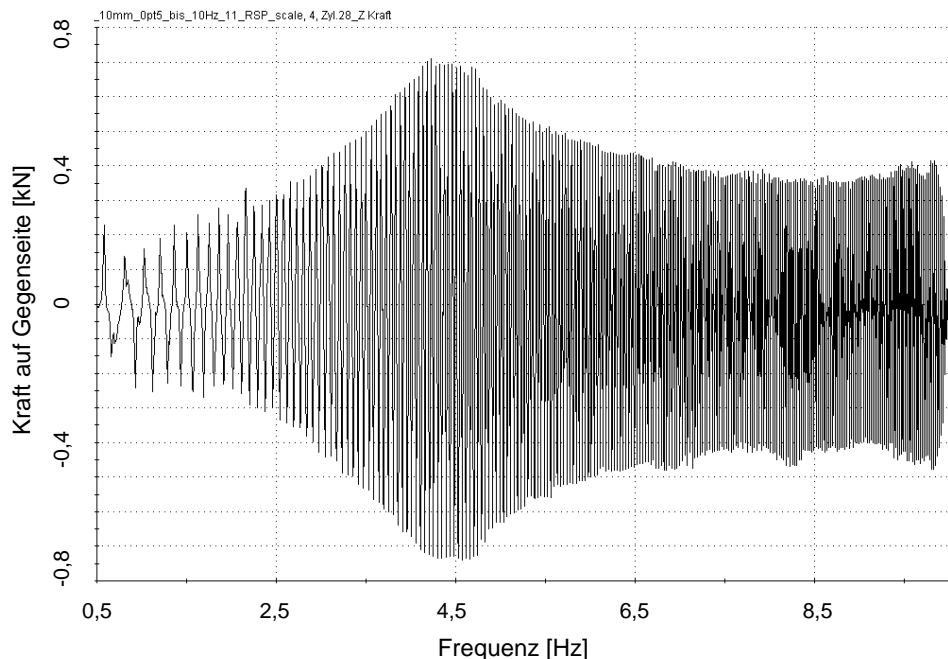


Abb. 6.1: Störübertragungsverhalten

Die Eigenfrequenz des Systems liegt bei 4,5 Hz. Hier liegt auch die Eigenfrequenz des menschlichen Magens. Wie sich dies schlussendlich auf den Menschen auswirkt, muss im Fahrversuch getestet werden. Wünschenswert wäre eine Eigenfrequenz größer 8 Hz. Ab circa 6,5 Hz bleibt die Störübertragung konstant. Es kommt zu keinen Relativbewegungen zwischen Stator und Rotor. Der aktive Stabilisator verhält sich folglich wie ein passiver.

Aus dem Versuch wird ersichtlich, dass weiterer Aufwand betrieben werden muss, um das Störübertragungsverhalten zu optimieren. Reduktion der Massenträgheit des Rotors ist eine entscheidende Maßnahme. Auch über eine geeignete Reglerstrategie kann das Kopierverhalten maßgeblich beeinflusst werden. Darüber hinaus können die Stabilisator-Lager und -Koppelstangen dahingehend verbessert werden.

Sprungantwort

Einer der wichtigsten Versuche ist die Ermittlung der Zeit, die benötigt wird, bis das geforderte Moment am Stabilisator anliegt. Diese Zeit inkludiert die Totzeit und die Momentenaufbauzeit, d. h. die Zeit gilt ab dem Bestromungssignal. Die Totzeit ist auf die Schaltzeitverzögerung der Leistungselektronik zurückzuführen.

Bei der Sprungantwort werden auch die Linearität und Überschinger bewertet. Bei den Prüfstandsmessungen dürfen maximal 25% Überschinger vorkommen. Die Zeit für die Sprungantwort entspricht dem ersten Durchstoßpunkt Soll-/Ist-Moment oder dem Zeitpunkt des 5% Korridors.

In Abbildung 6.2 ist eine Reihe von Sprungantworten von 100 Nm bis 1000 Nm Vorgabe-Moment abgebildet. Dabei ist der letzte Sprung mit seiner Startzeit und Durchstoßzeit vergrößert dargestellt.

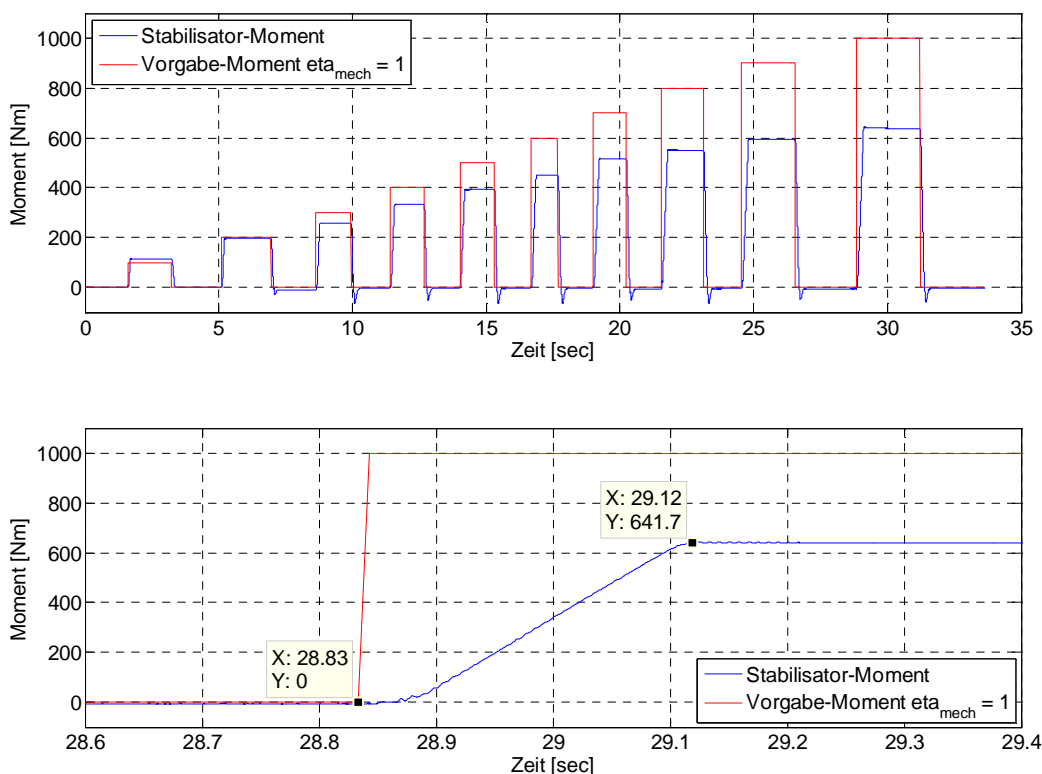


Abb. 6.2: Sprungantworten

Um ein Drehmoment von 642 Nm aufzubauen, wird eine Zeit von 290 ms benötigt. Laut Vorgabe sollen 800 Nm in 300 ms erreicht werden. Das System wurde folglich dynamisch richtig ausgelegt, auch wenn für ein Drehmoment von 800 Nm hochgerechnet 360 ms benötigt werden würden.

Bei dieser Versuchsreihe sind keine Überschinger erkennbar. Dies ist auf die Regelung zurückzuführen. Durch die Momentenregelung wird je nach gefordertem Drehmoment ein Strom berechnet, und der Elektromotor stellt dieses Drehmoment.

Stick-Slip-Effekt

Beim Bewegungsablauf kommt es zu einem andauernden Wechsel zwischen Haft und Gleitreibung. Anfänglich reicht das Moment nicht aus, die höhere Haftreibung zu überwinden. Wird die Haftreibung überwunden, löst sich das System, und es kommt zu einer schlagartigen Drehzahlspitze. Danach steht der Aktuator wieder still, und das Ganze beginnt sich zu wiederholen.

In Abbildung 6.3 ist die charakteristische Stufenfunktion dieses Stick-Slip-Effekts ersichtlich.

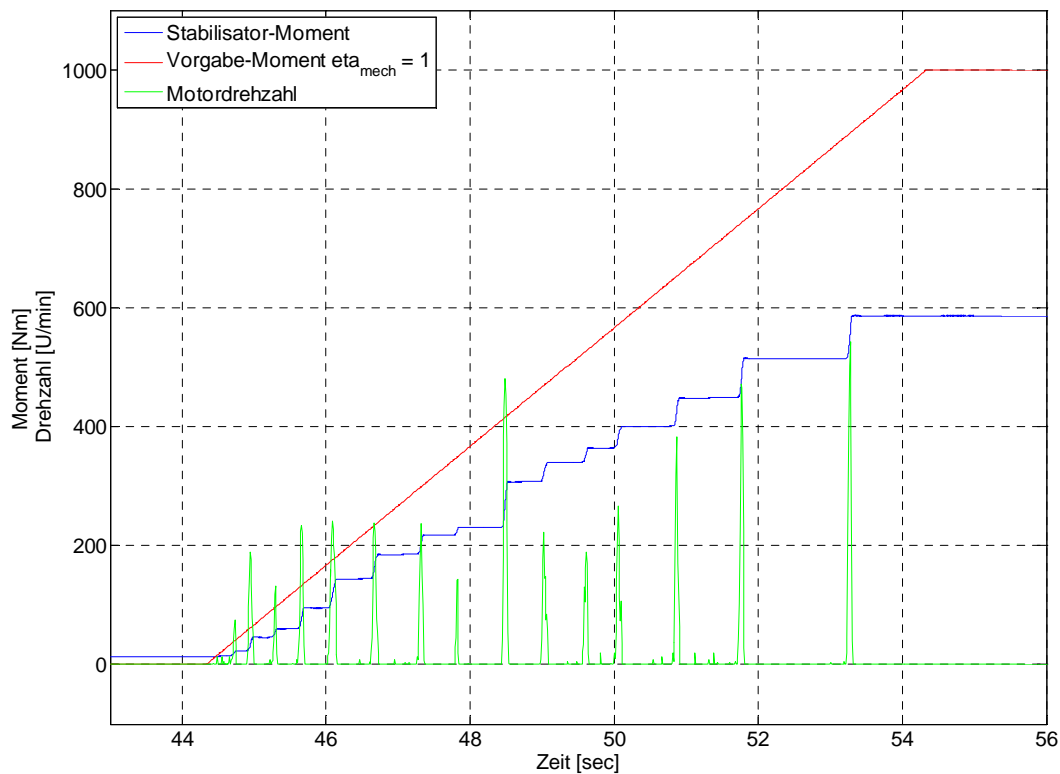


Abb. 6.3: Stick-Slip-Effekt anhand einer 5 Sekunden Rampe

Der Stick-Slip-Effekt verhindert, dass das Stabilisator-Moment dem Vorgabe-Moment exakt folgen kann. Es kommt zu einer Art Treppenfunktion, wobei die Stufen bei höheren Momenten zunehmen.

Weiters wird das geforderte End-Moment nur in den wenigsten Fällen erreicht, da es genau mit einem Stick-Slip-Sprung zusammenpassen müsste. So wird das Moment bis zu seinem Maximum gesteigert und der letzte Sprung bleibt aus. Dies ist auch in obiger Abbildung zu sehen, da das Vorgabe-Moment nach dem letzten Sprung sich noch um ca. 100 Nm erhöht, es jedoch zu keinem weiteren Sprung kommt.

Natürlich ist dieser Effekt in dieser Anwendung nicht erwünscht. Durch die Regelung muss versucht werden, ihm entgegenzuwirken, um ein besseres Folgen der Vorgabe zu erreichen.

Sprungfunktion mit Offset

Bei diesem Versuch wird zuerst ein Vorgabe-Moment von 425 Nm eingestellt. Danach erfolgt ein Sprung auf 1000 Nm mit einer Haltezeit von 5 Sekunden und darauf folgend wieder ein Sprung auf 425 Nm mit derselben Haltezeit. Dieser Verlauf wird wiederholt.

Aus Abbildung 6.4 ist ersichtlich, dass der Aktuator sich nach dem ersten Sprung auf 620 Nm Stabilisator-Moment nicht mehr verdreht und auf einem stationären Drehmoment verweilt, obwohl weitere Sprünge folgen. Die Position Rotor zu Stator bleibt dieselbe.

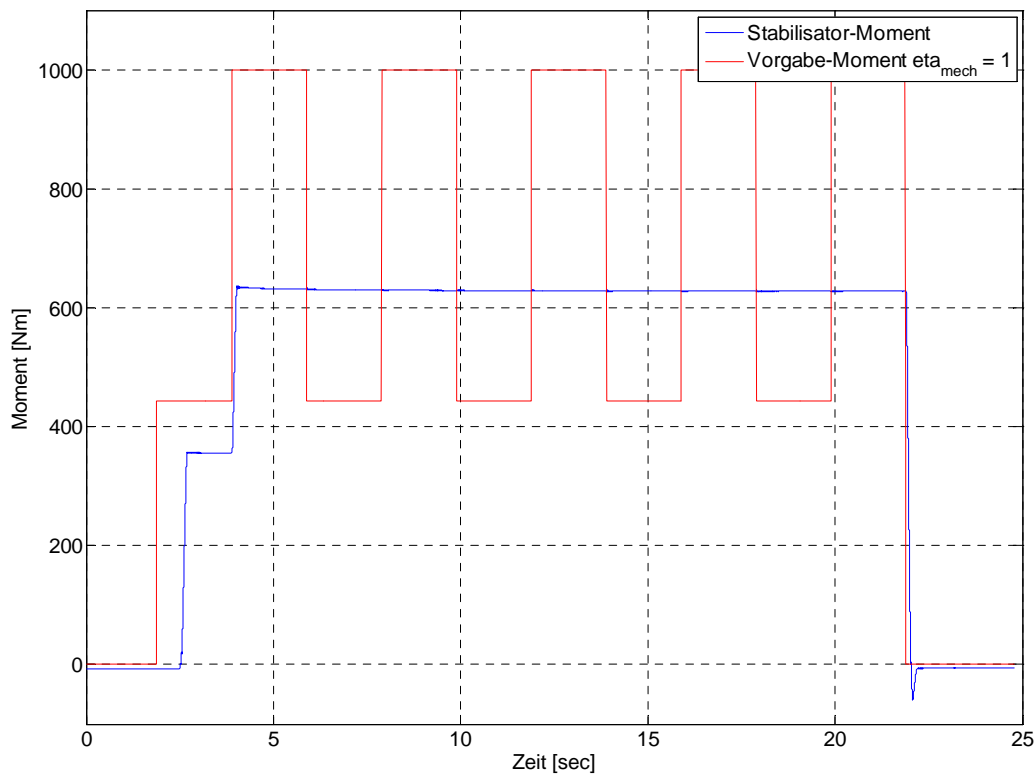


Abb. 6.4: Sprünge mit Offset

Die Frage ist natürlich, warum außen am Aktuator weiter 620 Nm anliegen, obwohl als Referenz nur mehr 425 Nm vorgegeben werden.

Wenn man den Stromverlauf des Steuergerätes beobachtet, kann man denselben Verlauf von Strom zu Moment verfolgen, da das geforderte Drehmoment sich proportional zum Strom verhält. Die Lösung für den geringeren Haltestrombedarf scheint der Wirkungsgrad des Systems zu sein, der sich bei aufgespanntem Stabilisator beinahe selbsthemmend auswirkt. Der Motor kann mit 425 Nm Vorgabe-Moment (entspricht ca. 42,5 Ampere) das außen anliegende Stabilisator-Moment von 620 Nm halten.

Da bei der Momentenregelung keine Rückführung des aktuellen Werts (anliegende Stabilisator-Moment) erfolgt, werden durch das Steuergerät auch keine Gegenmaßnahmen getroffen. Mit einer Drehmomentenmesswelle, welche dem Steuergerät das aktuelle Stabilisator-Moment übermittelt, könnte dieses ungünstige Verhalten beseitigt werden.

Die Konsequenz aus dem vorherigen Versuch ist die Untersuchung, bis zu welchem Drehmoment bzw. Strom ein außen am Stabilisator anliegendes Drehmoment noch gehalten werden kann, ohne dass sich dieser zurückdrehen beginnt.

Zu diesem Zwecke wurde zuerst ein Drehmoment am Stabilisator angelegt und dann sukzessive das Motormoment zurückgenommen. Dies ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

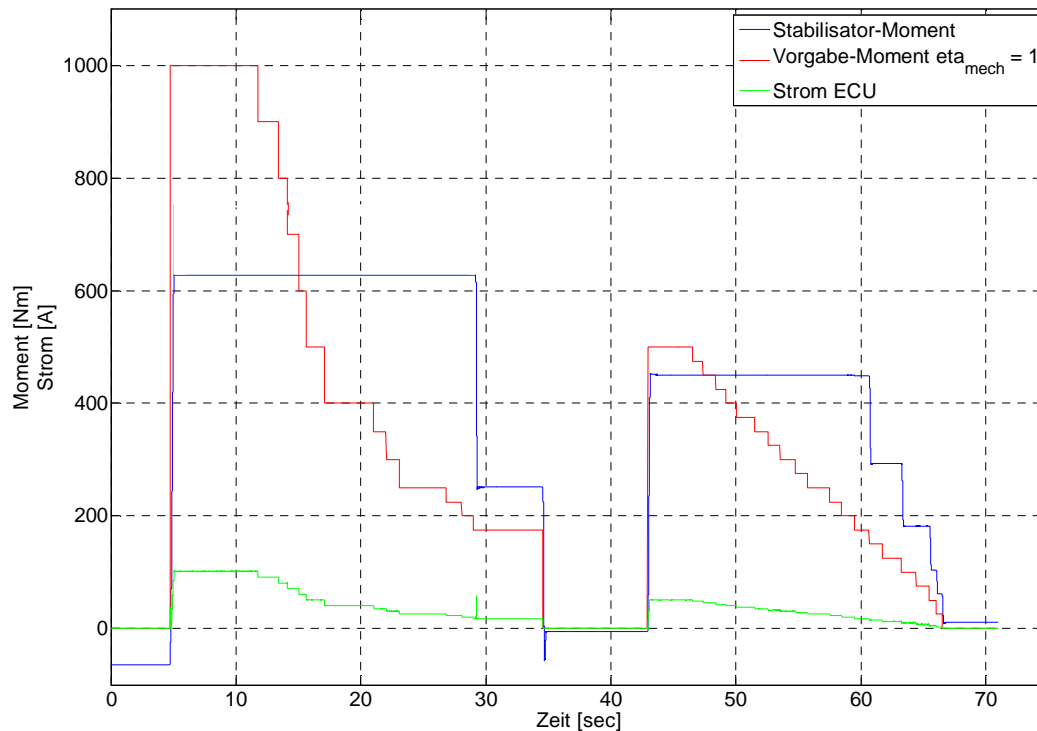


Abb. 6.5: Haltestrombedarf

Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass ein Stabilisator-Moment von 640 Nm mit einem Strom von lediglich 22 A noch gehalten werden kann. Bei anliegenden 400 Nm ist der Unterschied zwischen den Momenten nicht mehr so groß. Bei 18 A dreht sich der Aktuator zurück.

Eine Erklärung dafür kann aufgrund der Biegebeanspruchung des Getriebes eine mögliche Schrägstellung der Hohlräder zueinander sein. Dies soll durch den Aufbau des Prinzip-Prüfstands, bei dem eine biegespannungsfreie Momentenübertragung angestrebt wird, überprüft werden. Auch dass der Wirkungsgrad des Systems unter dem theoretischen des Getriebes liegt, wird dazu beitragen.

Stellt man sich dieses Verhalten im Fahrzeug vor, würde folgendes passieren. Das Fahrzeug fährt mit hoher Geschwindigkeit durch eine Kurve. Der aktive Stabilisator bringt sein maximales Gegenmoment auf. Nun vergrößert sich der Kurvenradius und die Querbeschleunigung nimmt ab. Dadurch wird ein geringeres Stabilisator-Moment benötigt. Der Aktuator bleibt jedoch in seiner Position und stellt weiterhin das volle Drehmoment zur Verfügung. Folglich würde das Fahrzeug nun in die Gegenrichtung zum Kurvenzentrum hin wanken. Unterschreitet das Vorgabe-Moment einen gewissen Wert (im oben dargestellten Versuch 220 Nm), würde sich das zu hohe Stabilisator-Moment schlagartig auf das geforderte absenken. Wie sich dieses Verhalten auf den Fahrzeuglenker auswirkt, muss in Fahrversuchen festgestellt werden. Bei schnellen Manövern (z. B. Fahrspurwechsel) wird der Lenker diesen Effekt nicht bemerken.

Aufgrund dieser Erkenntnis wurde ein weiterer Versuch durchgeführt. Bei diesem soll durch Aufbringen einer zusätzlichen Kraft versucht werden, den Aktuator loszulösen, sodass dieser sich zurückdrehen beginnt. Deshalb wurde mit einem Schonhammer auf den rechten Stabilisator-Arm geschlagen, um so ein Drehmoment zu erzeugen.

In Abbildung 6.6 sind diese Hammerschläge zu sehen. Die blauen Ausschläge wurden an der Seite gemessen, an der mit dem Hammer gegen den Stabilisator-Arm geschlagen wurde. Die grünen wurden an der Gegenseite gemessen. Es konnte an der rechten Seite (blau) eine Momentendifferenz von ca. 200 Nm gemessen werden, jedoch kamen nur ca. 50 Nm an der linken Seite (grün) an.

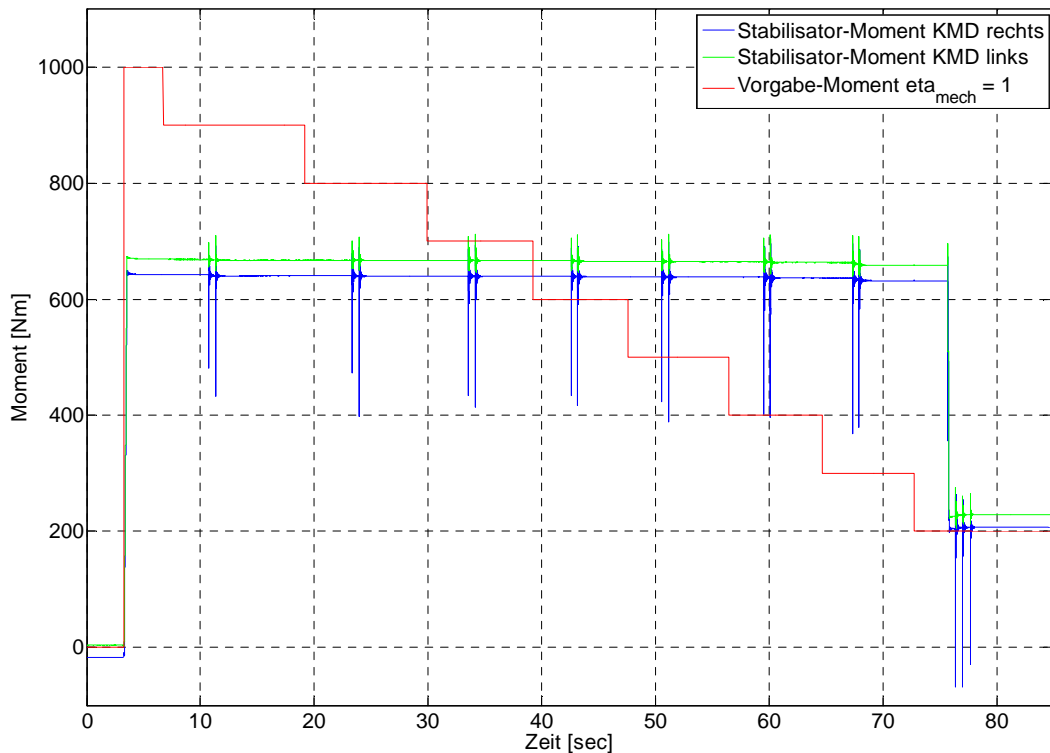


Abb. 6.6: Hammerschläge um Losbrechen zu erreichen

Das Moment wurde schrittweise um 100 Nm zurückgenommen und mit dem Hammer gegen den Stabilisator-Arm geschlagen. Erst als das Vorgabe-Moment bei 200 Nm lag, konnte durch die Hammerschläge der Stabilisator losgelöst werden.

Der Einfluss der Hammerschläge war folglich nur sehr gering, denn in diesem Bereich hätte sich der Aktuator nahezu von selbst zurückgedreht.

Vergleich Sprung – Rampe

Um den Unterschied des erreichbaren Drehmoments bei Sprungantwort und Anfahrt über eine Rampe zu ermitteln, wurden beide Versuche mit den Vorgabe-Momenten von 100 bis 1000 Nm in Hunderterschritten durchgeführt. Bei den Rampen wurde das Moment in 10 Sekunden angefahren. Diese beiden Versuche sind in Abbildung 6.7 zu sehen.

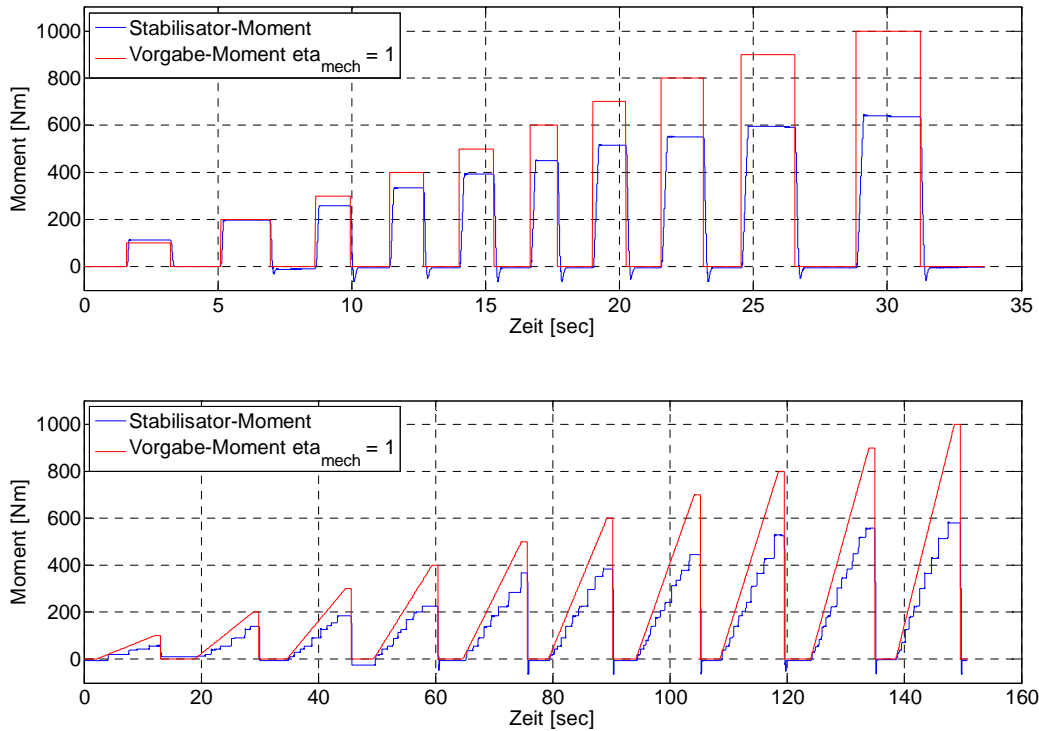


Abb. 6.7: Sprungantworten und Rampen

Bei der Sprungantwort kommt der Stick-Slip-Effekt nicht vor, da das Moment in einem Ruck aufgebaut wird, und es zu keinem Stillstand und somit keiner Haftreibung im System kommt. In der unteren Versuchsauswertung erkennt man die bereits besprochene Stufenfunktion bei langsamer Vorgabe eines Moments. Wenn man nun die erreichten Momente beim selben Vorgabemoment vergleicht, liegt das Endmoment der Sprungantwort in jedem Fall vor dem der Rampe. In Tabelle 6.1 sind die Werte zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Erreichte Drehmomente Sprung/Rampe mit Wirkungsgrad

Vorgabe [Nm]	Sprung	η Sprung	Rampe	η Rampe
100	113	1,13	58	0,58
200	196	0,98	140	0,70
300	257	0,86	184	0,61
400	334	0,84	226	0,57
500	392	0,78	369	0,74
600	451	0,75	385	0,64
700	515	0,74	445	0,64
800	550	0,69	528	0,66
900	593	0,66	557	0,62
1000	638	0,64	581	0,58

Aus den Werten ist zu entnehmen, dass der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} des Systems bei den Sprungantworten sukzessive zurückgeht. Auch würde er sich in dieser Betrachtung über 100% liegen, was laut den physikalischen Gesetzen nicht möglich ist. Durch die Momentenregelung wird das Moment der Vorgabe entsprechend gestellt, jedoch findet kein Vergleich statt, ob das am Stabilisator anliegende Moment diesem entspricht. Daher kommt es bei geringeren Momenten durch das schnelle Anlaufen des Motors vor, dass über das Referenz-Moment hinausgeschossen wird.

Dies ist bei den Rampen-Versuchen nicht der Fall, da das Referenz-Moment langsam angefahren wird und so die Dynamik des Systems zu keinem überhöhten Moment führt. Die Schwankungen des Wirkungsgrades bei den Rampen-Versuchen sind auf den Stick-Slip-Effekt zurückzuführen. Das Stabilisator-Moment erhöht sich nicht gleichmäßig, sondern bleibt auf einem Endwert stehen, auch wenn laut dem Vorgabe-Moment ein erhöhtes Stabilisator-Moment möglich wäre.

Es kann angenommen werden, dass der Systemwirkungsgrad zwischen 65% und 75% liegt.

Haltestrom

Beim Hochfahren des Motors wird innerhalb eines Sekundenbruchteils Strom in die Wicklungen geschickt, um den Rotor auf Drehzahl zu bringen. Gleich schnell sinkt der Strombedarf ab, wenn die maximale Verdrehung erreicht ist und der Elektromotor das Stabilisator-Moment nur mehr halten muss. In diesem Fall wird nur mehr der Strom aus dem Bordnetz gezogen, der zur Kompensation der Verluste in Motor und Steuergerät benötigt wird. Bei utopischen, idealen Verhältnissen müsste kein weiterer Strom zugeführt werden.

In Abbildung 6.8 sind der Wicklungsstrom und der Strom, der aus dem Bordnetz aufgenommen wird, dargestellt.

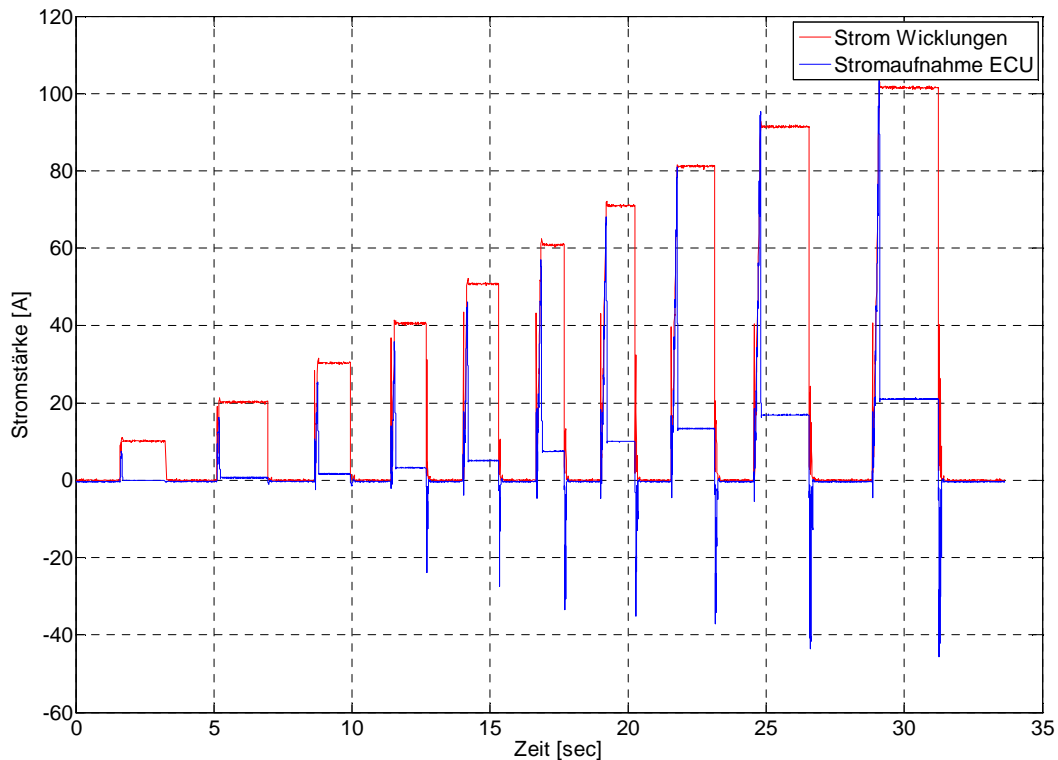


Abb. 6.8: Haltestrombedarf bei verschiedenen Drehmomenten

Es ist recht gut zu erkennen, dass zu Beginn eines Momenten-Sprungs ein hoher Strom aus dem Bordnetz genommen und in die Wicklungen geschickt wird. Jedoch kaum ist das Drehmoment erreicht, wird nur mehr ein Bruchteil des Wicklungsstroms zum Halten des an den Stabilisator-Armen anliegenden Drehmoments benötigt.

Des Weiteren ist zu erkennen, dass bei Wegnahme des Drehmoments der Stabilisator als Torsionsfeder seine gespeicherte potentielle Energie in kinetische umwandelt. Dadurch dass Stator und Rotor gegeneinander verdreht werden, läuft der Elektromotor im Generator-Betrieb, und könnte so Energie ins Bordnetz rekuperieren. Der Strom erreicht bei hohen Momenten 40 A, jedoch nur für eine geringe Zeit.

Zu Beginn wurde der Prüfstand mit einem Netzgerät betrieben. Bei sehr hohen Drehmomenten schaltete das Steuergerät aufgrund eines Spannungsfehlers in einen Errormodus. Die Überspannung durch den Generatorbetrieb konnte vom Netzgerät nicht aufgenommen werden. Gegenteilig verhielt es sich bei Zuschalten der Autobatterie. Sie nahm die rekuperierte Energie auf und ermöglichte so einen unterbrechungsfreien Betrieb des Prüfstands.

In Tabelle 6.2. sind den Motor-Momenten die Wicklungsströme und Halteströme gegenübergestellt.

Tabelle 6.2: Motor-Moment, Wicklungsstrom und Haltestrom

Motor-Moment [Nm]	Wicklungsstrom [A]	Haltestrom [A]
0,87	10	0,0
1,74	20	0,8
2,61	30	1,7
3,48	40	3,2
4,35	51	5,0
5,22	61	7,5
6,09	71	10,0
6,96	81	13,5
7,83	91	17,0
8,70	101	21,0

Thermische Überprüfung

Die thermische Überprüfung wurde über einen vom OEM geforderten Versuch bestimmt. Dabei handelt es sich um den 10 x 18m Slalom mit 7 Hüten.

Abbildung 6.9 zeigt die Simulation dieses Slaloms mittels eines Mehrkörpersimulationsmodells bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h.

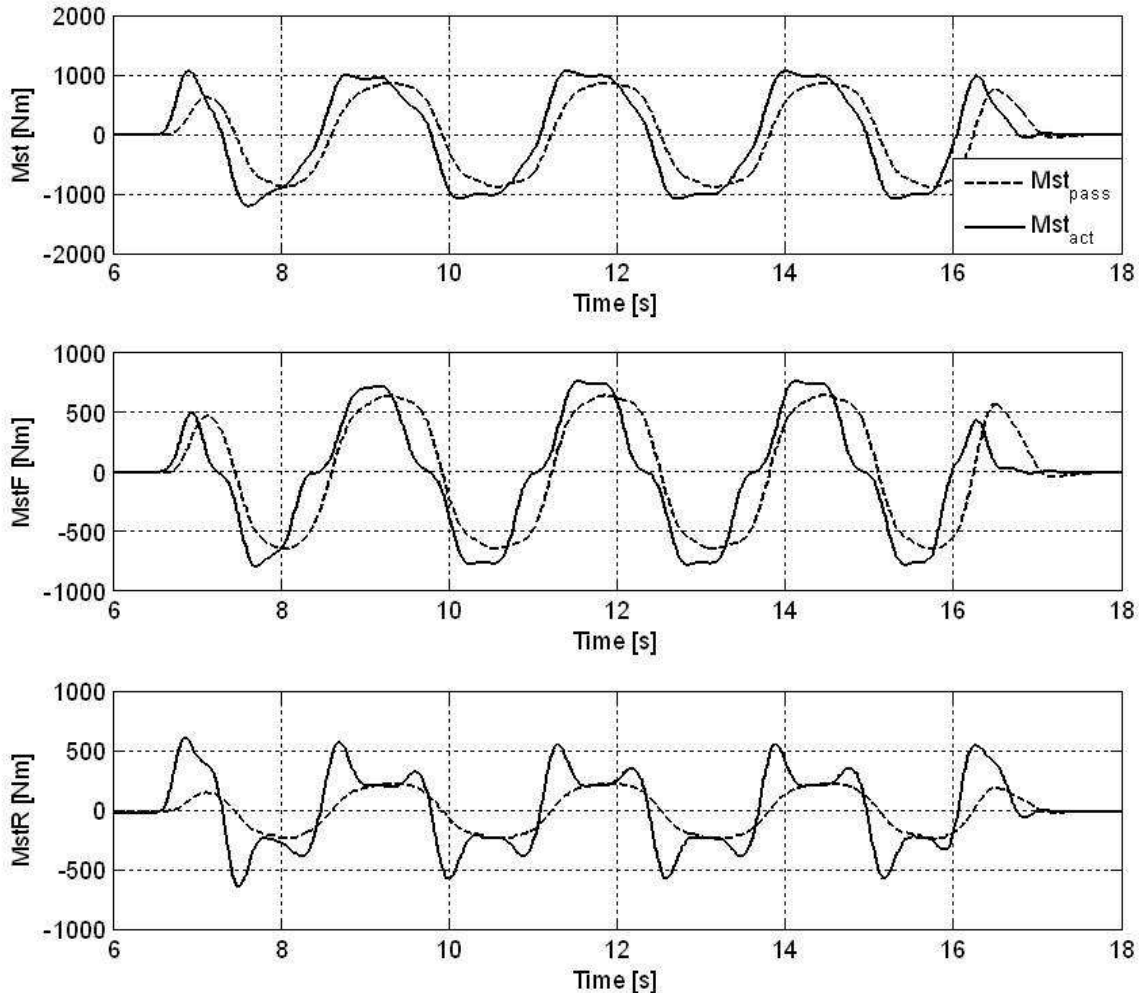


Abb. 6.9: veDYNA-Simulation eines 18m Slaloms mit einem Mercedes W211

In der Abbildung beschreibt die strichlierte Linie die Fahrt mit einem passiven Stabilisator und die durchgezogene mit einem aktiven. Unten ist das Stabilisator-Moment an der Hinterachse M_{StR} abgebildet, in der Mitte das an der Vorderachse M_{StF} und oben wurden beide Stabilisator-Momente M_{St} addiert.

Das maximale Stabilisator-Moment an der Vorderachse bewegt sich im Bereich von 750 Nm, das an der Hinterachse beträgt 550 Nm. Für den Versuch wurde der Aktuator an der Vorderachse gewählt, da dieser durch das höhere Moment sich mehr erwärmen wird und so der thermisch kritischere ist.

Aus der Simulation kann abgeleitet werden, dass der Slalom ungefähr einem Sinus gleichkommt. Daher wurde für den Versuch ein Sinus mit einer Frequenz von 0,4 Hertz bestimmt, der pro Strecke 5 Mal durchfahren wird. Für die Retourfahrt wurde eine Zeit von 20 Sekunden angenommen, in der der Aktuator kein Moment stellt.

Abbildung 6.10 zeigt die Ergebnisse des durchgeführten Versuchs.

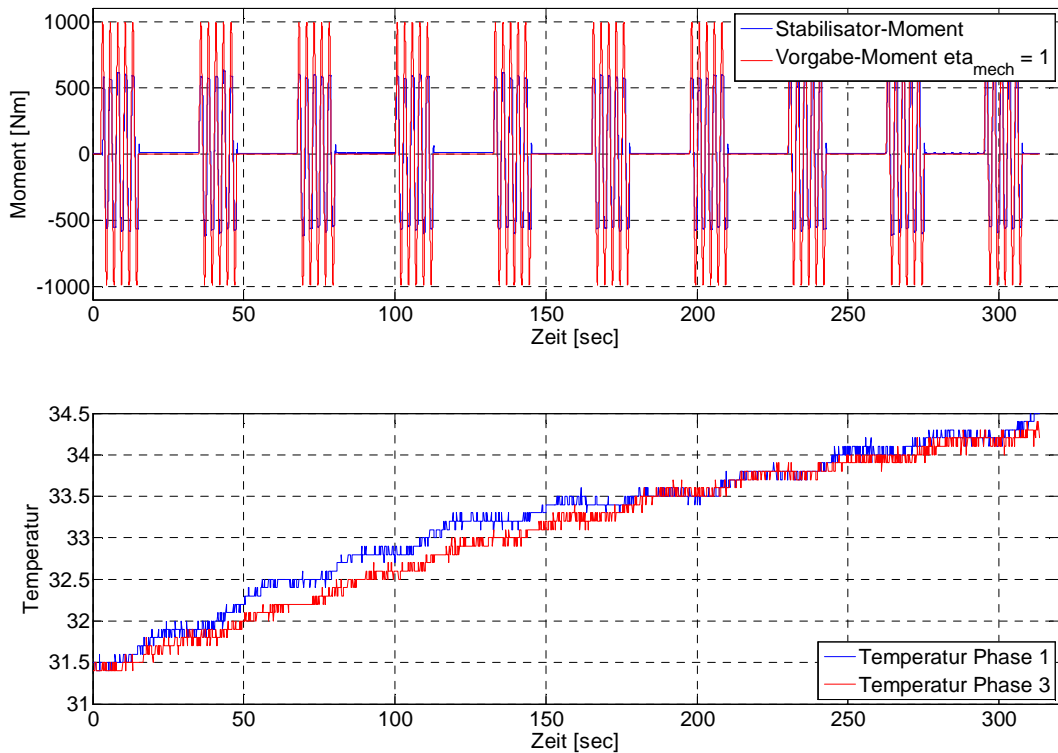


Abb. 6.10: Slalom-Versuch zwecks Bestimmung der thermischen Belastung

Im unteren Diagramm sind die Temperaturverläufe der Phasen 1 und 3 abgebildet. Das Thermoelement der Phase 2 war defekt. Die Raumtemperatur lag während des Versuchs bei 23°C.

Die Phasentemperaturen erhöhen sich durch die zehnmalige Slalombuchfahrt um 3°C. Dieses Ergebnis sagt aus, dass der Elektromotor in hohem Maße überdimensioniert ist. Durch diesen kritischen Versuch sollte der Elektromotor thermisch an seine Grenzen gebracht werden, was jedoch keineswegs der Fall ist.

Die Erkenntnis daraus ist, dass der Motor wesentlich kompakter ausgeführt werden kann, ohne dass es zu thermischen Problemen kommt.

Thermische Belastung bis zum Grenzbereich

Da der thermisch relevante Versuch gezeigt hat, dass es auch bei hohen Momenten und hoher Dynamik zu keiner kritischen Erwärmung kommt, stellt sich nun die Frage, ob der Motor überhaupt überhitzen kann. Aus diesem Grund wurde die im vorigen Versuch beschriebene Slalomfahrt wiederholt, jedoch ohne Pausen.

Die Temperaturkurven sind in Abbildung 6.11 ersichtlich.

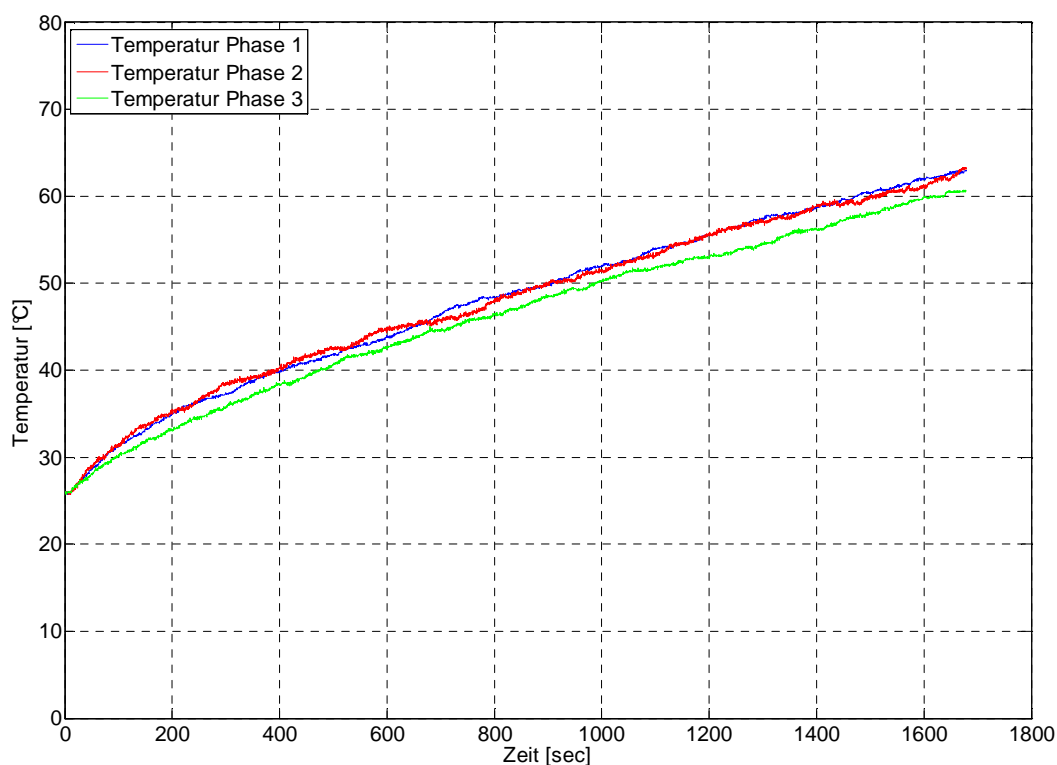


Abb. 6.11 Thermische Belastung bei hoher Dynamik ohne Stillstand

Die Kurvenverläufe zeigen, dass die Motorwicklungen sich trotz der extremen Belastung nicht übermäßig erwärmen. In den ersten 100 Sekunden ist ein relativ starker Anstieg festzustellen. Ab 400 Sekunden ist der Verlauf der Wicklungstemperaturen fast linear. Es ergibt sich eine Erwärmung von 37°C, jedoch bei einer Dauer von 1700 Sekunden. Umgerechnet wurde ein Slalom mit 1360 Hüten gefahren.

Die Temperaturen scheinen sich weiter zu erhöhen, und so konnte keine Einschwing-Temperatur festgestellt werden.

6.2. Versuche mit Typ 2 Stabilisator-Armen

Nachfolgend auf die Prüfstandsversuche soll der aktive Stabilisator im Testfahrzeug integriert werden. Wie bereits beschrieben wurden die passiven Stabilisatoren der Vorder- und Hinterachse des Testfahrzeugs soweit angepasst, um sie mit dem E-ARS verwenden zu können.

Die Stabilisator-Arme und die Koppelstangen sollen am Prüfstand geometrisch wie im Fahrzeug angeordnet werden, um möglichst realitätsgetreue Ergebnisse zu erhalten. Im Testfahrzeug stehen die Koppelstangen jedoch nicht normal zur Aktuatorachse. Aufgrund dieser Schrägstellung entsteht eine Querkraftkomponente in der Kraftmessdose, welche jedoch zu keiner Erhöhung der Längskraft führen darf. Dies ist von hoher Bedeutung, da über die Längskraft und den Hebelarm das anliegende Stabilisator-Moment errechnet wird. Laut Angabe des Versucheteams soll die KMD querkräftfrei arbeiten.

Bei den Versuchen wurden Drehmomente bis 800 Nm gemessen. Was auf der einen Seite wünschenswert wäre, sollte auf der anderen Seite mit Skepsis betrachtet werden. Allein durch die andere Geometrie der Stabilisator-Arme lässt sich eine solche Steigerung des Drehmoments nicht erklären. Im Gegensatz zur Verwendung des Aktuators mit Typ 1 Stabilisator-Armen wäre dies eine Erhöhung des Stabilisator-Moments um 30 %.

Die nachfolgenden Versuche am Prinzip-Prüfstand bestätigten diesen Umstand. Hier wurde ein maximales Drehmoment von 720 Nm gemessen. Aufgrund des einfachen Aufbaus und des direkten Messens mit einer Drehmomentenmesswelle kann dieses Drehmoment als das maximal mögliche angenommen werden.

Folglich widerlegt sich die Angabe, dass die Kraftmessdosen querkräftfrei funktionieren. Welcher Prozentsatz der Querkraft sich auf Längskraft niederschlägt, lässt sich nicht bestimmen. Daher sind die aus den Versuchen erhaltenen Stabilisator-Momente nicht korrekt, und somit ist die Versuchsreihe nicht aussagekräftig.

Um die Normalkraft zu erhalten, müsste eine Kraftmessdose in die Koppelstange eingebaut werden. Die Normalkraft könnte dann über den Winkel zwischen Koppelstange und der Ebene normal zur Aktuatorachse bestimmt werden. Jedoch lässt sich in der Typ 2-Koppelstange durch ihre gebogene Form keine querkräftfreie KMD integrieren (siehe Abbildung 4.8 und 4.9).

Störübertragungsverhalten

Gleich wie beim Aufbau mit Typ 1 Armen wurde auch mit den Typ 2 Armen das Störübertragungsverhalten untersucht.

Abbildung 6.12 zeigt das Ergebnis.

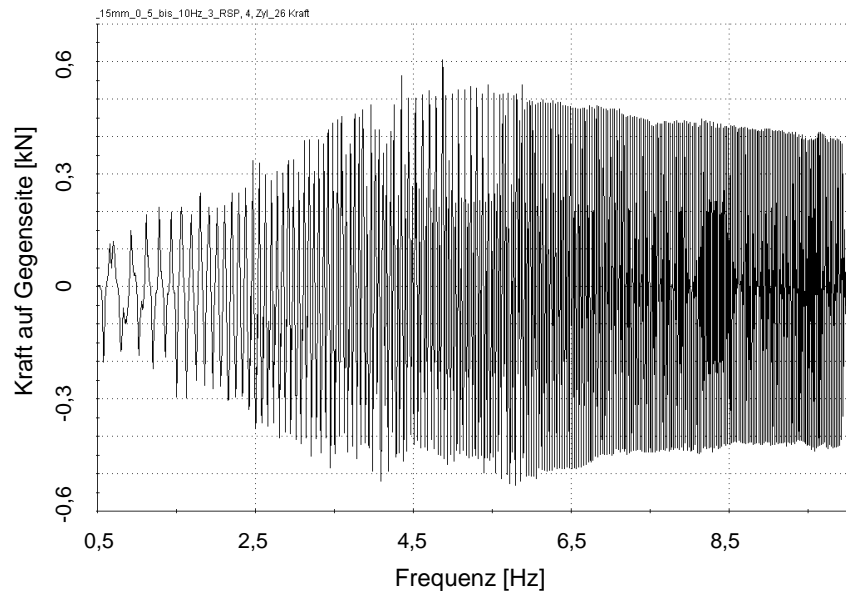


Abb. 6.12: Störübertragungsverhalten mit den Typ 2 Armen

Die Eigenfrequenz beträgt ungefähr 4,75 Hz, jedoch ist sie nicht so ausgeprägt wie bei den Typ 1 Armen. Diese leichte Verbesserung ist nur minimal und wird kaum dazu beitragen, den Fahrkomfort zu erhöhen.

Es lässt sich jedoch erkennen, dass durch Anpassung der Stabilisatorgeometrie das Störübertragungsverhalten beeinflusst werden kann.

Stick-Slip-Verhalten

Auch hier erhält man einen stufenförmigen Anstieg des Stabilisator-Moments, und auch bei Rücknahme des Drehmoments bleibt das Stabilisator-Moment bis zu einem gewissen Wert aufrecht. Dann dreht sich der Aktuator abrupt zurück. Das Verhalten gleicht dem aus den Versuchen mit den Stabilisator-Armen vom Typ 1.

Abbildung 6.13 zeigt drei Rampenfunktionen mit verschiedenen Steigungen. Die obere Abbildung zeigt Drehmomente in die positive Richtung, unten in die negative.

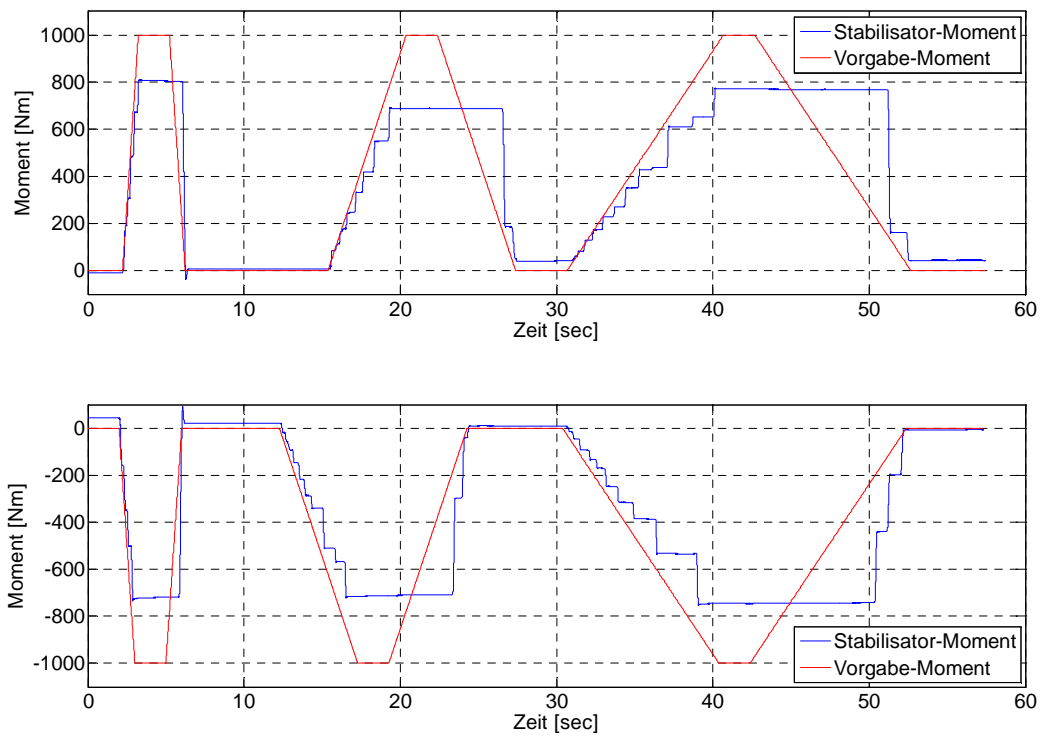


Abb. 6.13: Rampenfunktionen mit verschiedenen Steigungen

Release Response

Release Response beschreibt das Verhalten bei einem Ausfall des Systems. Um dies zu simulieren, wurde das Steuergerät bei anliegendem Stabilisator-Moment deaktiviert.

Durch den Aufbau eines Stabilisator-Moments wird über die Stabilisator-Arme, welche als Torsionsfedern zu verstehen sind, potentielle Energie gespeichert. Wird nun das haltende Motormoment weggenommen, verwandelt sich die potentielle Energie in kinetische. Dabei ist die Zeit, welche benötigt wird, um das gesamte Drehmoment abzubauen, von Bedeutung. Folgende Abbildung zeigt diesen Versuch. Das Stabilisator-Moment erreicht durch den vorher besprochenen Einfluss der Querkraft einen Wert über 800 Nm. Dies ist zu ignorieren. Die Zeit bleibt davon unbeeinflusst.

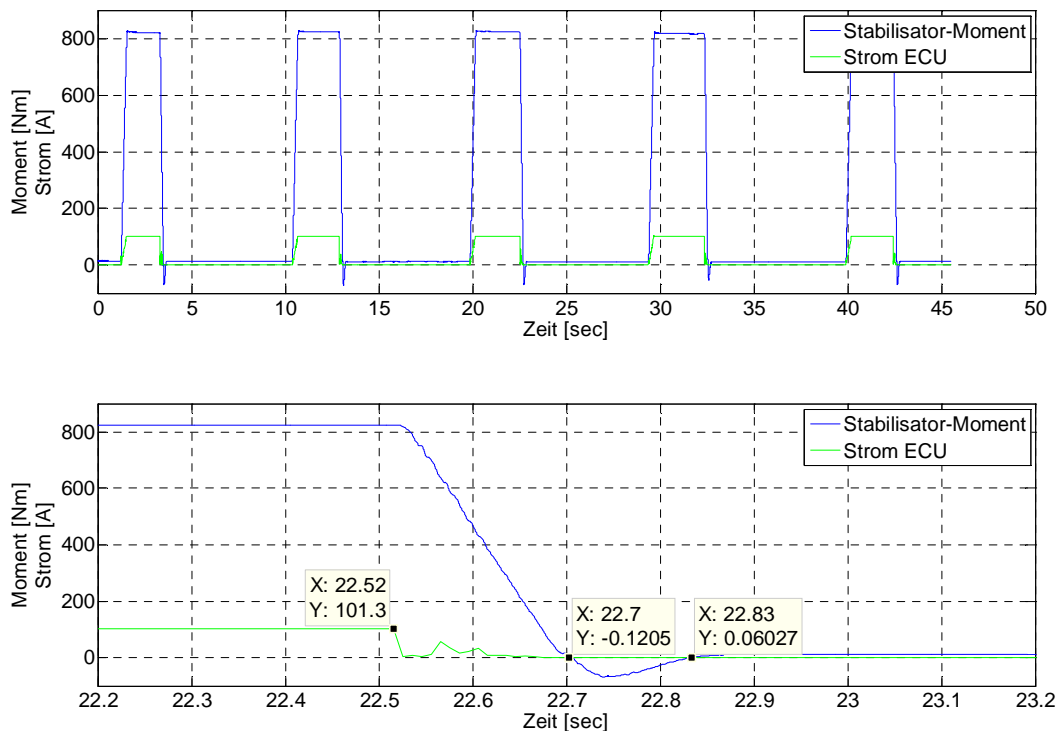


Abb. 6.14: Release Response

Aus der unteren Kurve der Abbildung 6.14 sind die diversen Zeiten ersichtlich. Ab dem Zeitpunkt des Deaktivierens der ECU benötigt der Stabilisator 0,18 Sekunden um das erste Mal seine Nulllage zu erreichen. Darauf folgt ein Überschwinger in die Gegenrichtung, welcher weitere 0,13 Sekunden dauert. Nach insgesamt 0,31 Sekunden ist der Stabilisator momentenfrei.

Bei der Dauer, in welcher Zeit das Stabilisator-Moment abgebaut werden soll, unterscheiden sich die Angaben der OEM. Anfänglich war die Rede von einer PT1-Funktion als Abklingkurve, was nach neuestem Stand jedoch nicht mehr relevant ist. Es soll nur in kurzer Zeit Momentenfreiheit gegeben sein. Dies deckt sich auch mit den durchgeführten Simulationen, wonach es bei einem Ausfall zu keinen fahrkritischen Situationen kommt.

6.3. Prinzip-Prüfstand

Dieser spezielle Prüfstand wurde konzipiert, um eine biegemomentenfreie Übertragung des Torsionsmoments zu ermöglichen. Dadurch soll Aufschluss über das maximal erreichbare Moment gegeben werden. Bei den vorangegangenen Versuchen war der Aktuator wie im Fahrzeug verbaut. Das Stabilisator-Moment lag unter dem erwarteten. Durch den Hebelarm entsteht ein Biegemoment, das im Getriebe eine Schrägstellung und somit einen geringeren Getriebewirkungsgrad verursachen könnte. Dies und auch der Einfluss der Stabilisator-Lager soll eliminiert werden, um so eine genauere Aussage treffen zu können.

Darüber hinaus soll untersucht werden, ob das Biegemoment am Aktuator einen Einfluss auf das Stick-Slip-Verhalten hat.

Abbildung 6.15 zeigt die Konstruktion des Prinzip-Prüfstands.

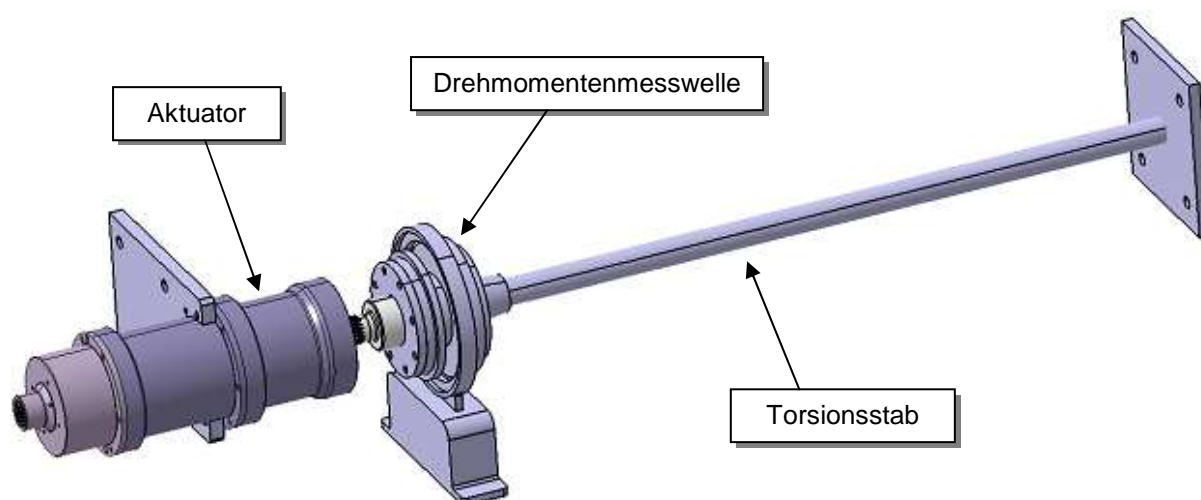


Abb. 6.15: Prinzip-Prüfstand

Der Aufbau des Prinzip-Prüfstands ist denkbar simpel. Das Gehäuse des Aktuators wird an seiner am Getriebe liegenden Flanschverbindung mit einem Profilträger verstitet und verschraubt. Dadurch ist die Statorseite fixiert. Die Rotorseite wird über die Steckverzahnung mit einer Drehmomentenmesseinrichtung verbunden, welche ihrerseits mit einem Torsionsstab verbunden ist. Dieser Torsionsstab ist verdrehsicher an einem weiteren Profilträger befestigt. Die Länge des Torsionsstabs wurde so gewählt, dass sich bei 800 Nm eine Verdrehung von 10 bis 15° ergibt. Dies entspricht der Verwendung im Fahrzeug. Als Material wurde ein passiver Stabilisator einer Vorderachse verwendet.

Abbildung 6.16 zeigt den Prinzip-Prüfstand. Rechts unten ist der Aktuator an den Profilträger geflanscht. Zwischen Aktuator und Drehmomentenmesswelle befindet sich ein Verbindungsdrehteil. Die Messwelle wird an den Torsionsstab geflanscht, der über einen Profilträger drehfest gelagert ist.

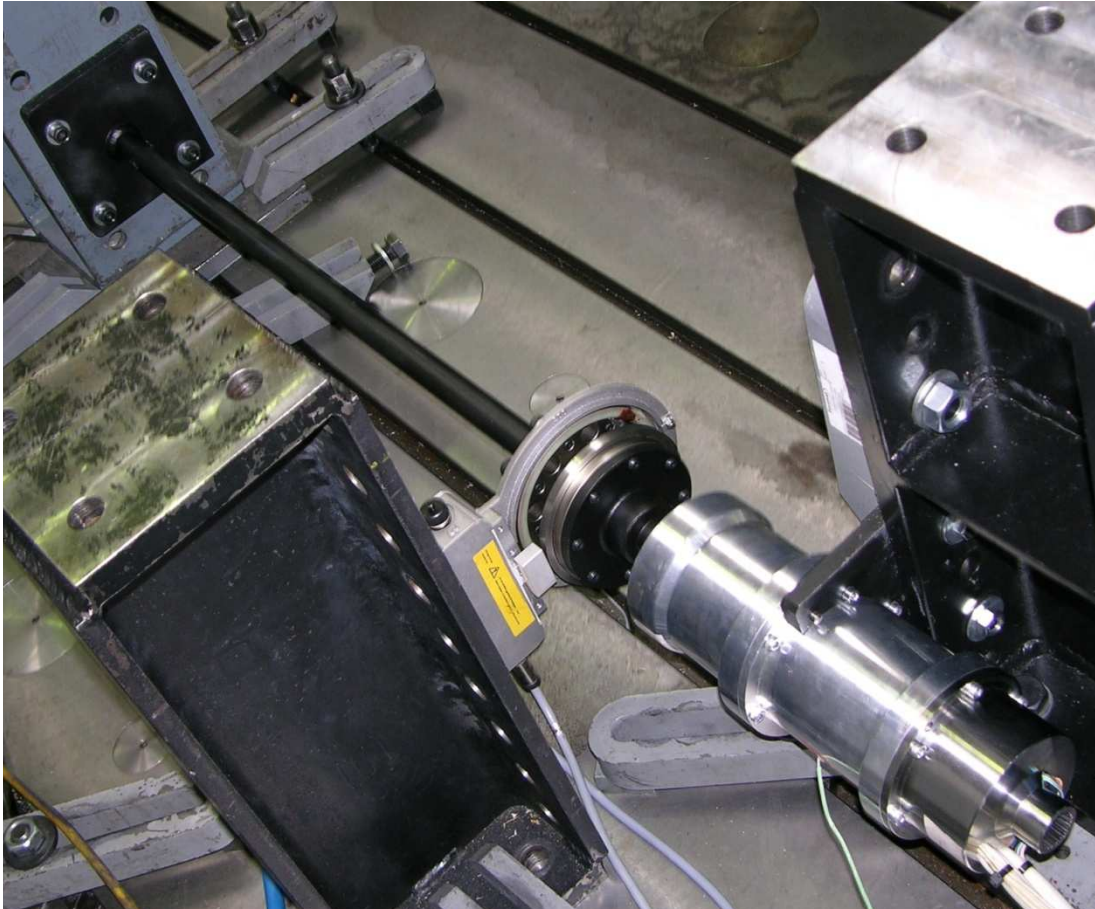


Abb. 6.16: Prinzip-Prüfstand am Prüffeld

Nachfolgend werden die relevanten Versuche am Prinzip-Prüfstand behandelt.

Sprungantwort

Um das maximal mögliche Drehmoment herauszufinden, werden wie am normalen Prüfstand Momentensprünge durchgeführt.

Abbildung 6.17 zeigt Momentensprünge und einen Ausschnitt davon.

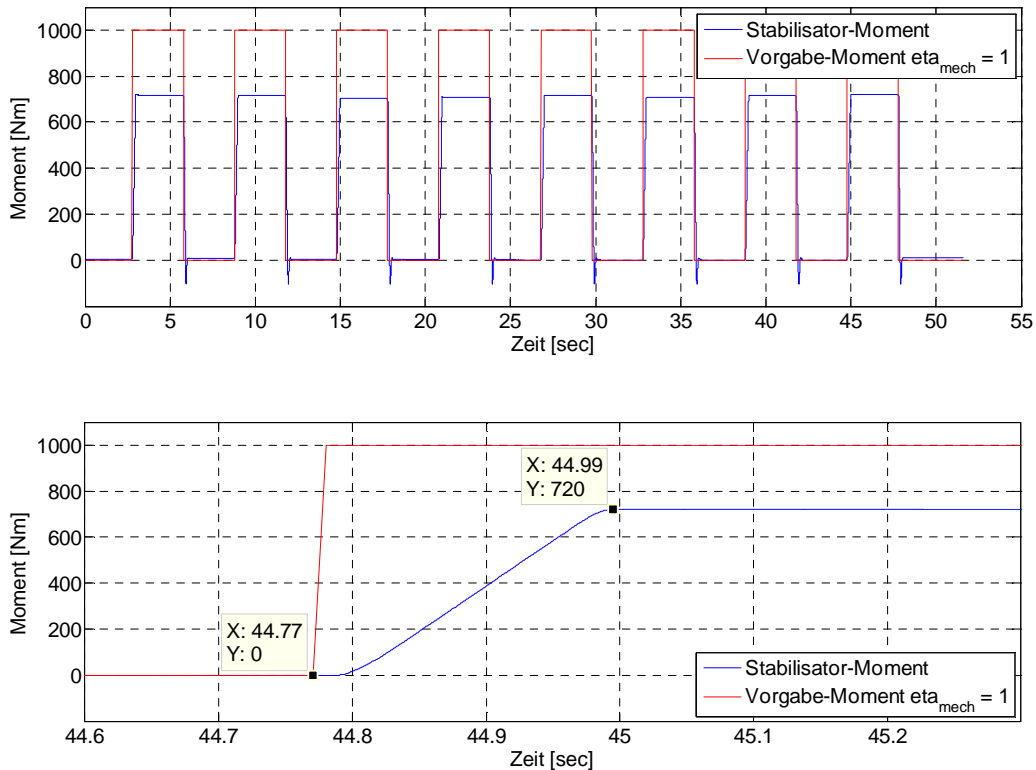


Abb. 6.17: Momentensprung

Das erreichte Drehmoment liegt bei 720 Nm und damit höher als in den Versuchen mit Stabilisator-Armen. Auch die Zeit zum Erreichen des Drehmoments verhält sich am Prinzip-Prüfstand besser. Mit 220 ms wird das Drehmoment wesentlich schneller aufgebaut. Im Vergleich dazu benötigte der Aktuator mit Typ 1 Armen 290 ms für 640 Nm. Die Vorgabe, ein Drehmoment von 800 Nm in 300 ms aufzubauen, wäre bei entsprechender Leistung mit dieser Zeit möglich.

Durch diesen Versuch wird deutlich, dass das Biegemoment am Aktuator eine Schrägstellung im Getriebe bewirkt. In der nächsten Generation könnte versucht werden, die beiden Hohlräder gegeneinander abzustützen. Auch sollten die Lagerungen noch einmal überdacht werden.

Vergleich Sprung – Rampe

Auch der Vergleich der erreichten Drehmomente via Sprungantwort und Rampenfunktion und die daraus resultierende überschlagsmäßige Wirkungsgradermittlung des mechanischen Systems wurde am Prinzip-Prüfstand durchgeführt. Es sind dieselben Werte wie aus dem Versuch mit Stabilisator-Armen angefahren worden. Abbildung 6.18 zeigt die beiden Versuchsreihen.

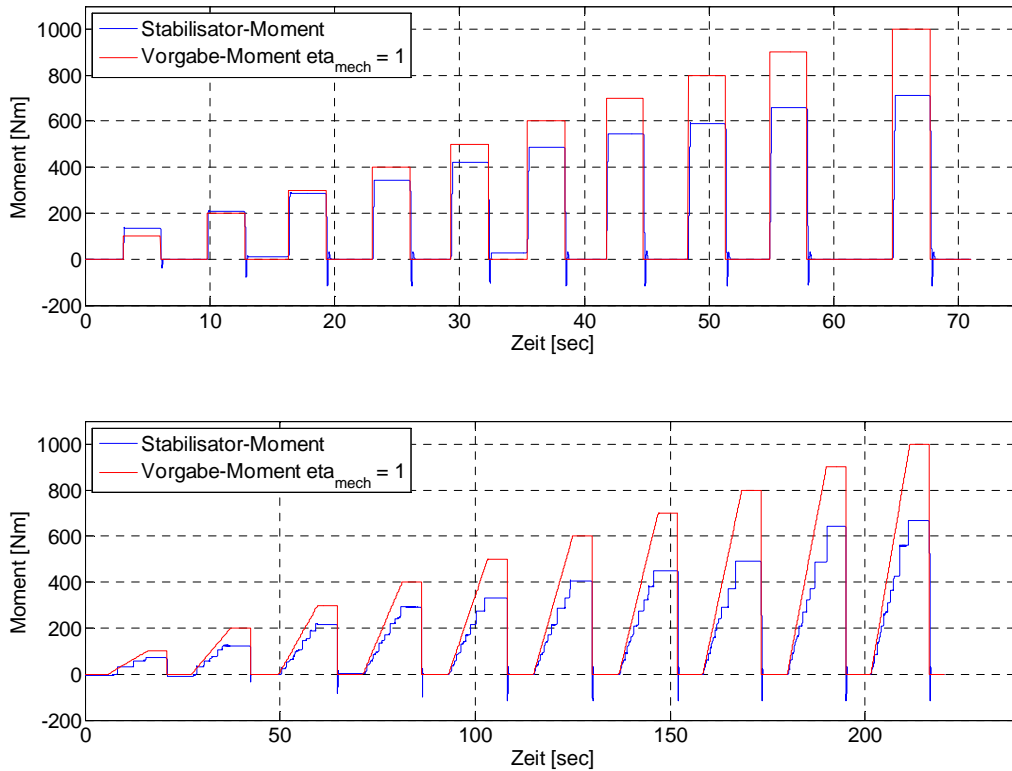


Abb. 6.18: Sprungantworten und Rampen am Prinzip-Prüfstand

Die erhaltenen Werte sind wieder in einer Tabelle (Tabelle 6.3) zusammengefasst, und die Wirkungsgrade wurden berechnet.

Tabelle 6.3: Erreichte Drehmomente Sprung/Rampe mit Wirkungsgrad

Vorgabe [Nm]	Sprung	η Sprung	Rampe	η Rampe
100	135	1,35	73	0,73
200	208	1,04	124	0,60
300	288	0,96	217	0,72
400	344	0,86	292	0,73
500	420	0,84	330	0,66
600	487	0,81	406	0,68
700	545	0,78	450	0,64
800	591	0,74	491	0,61
900	658	0,73	642	0,71
1000	714	0,71	667	0,67

Somit verhalten sich die Wirkungsgrade etwas besser als im Versuch mit Stabilisator-Armen. Der Systemwirkungsgrad des Prinzip-Prüfstands liegt zwischen 70 und 80 %. Die Werte der Tabelle 6.3 sind zur besseren Übersicht in Abbildung 6.19 dargestellt.

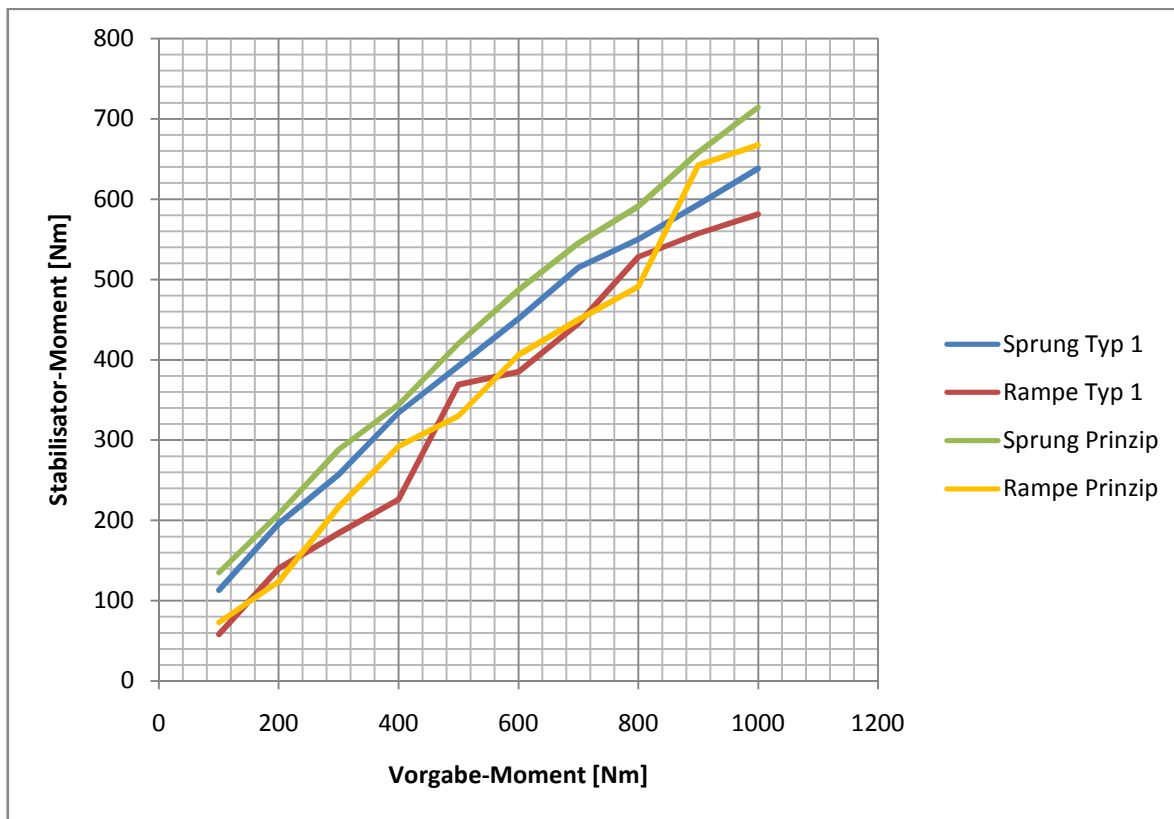


Abb. 6.19: Vergleich der erreichten Stabilisator-Momente

Die Funktion der Sprungantworten beider Prüfstandsvarianten steigert sich fast linear. Nur ab 700 Nm bricht die Kurve des Typ 1 Versuchs leicht ein. Bei den Rampen ist aufgrund des Stick-Slip-Effekts keine Systematik erkennbar.

Nun sollen die Auswirkungen des Stick-Slip-Effekts genauer betrachtet werden.

Vergleich Stick-Slip-Effekt

Eine weitere Motivation in der Entwicklung des Prinzip-Prüfstands lag neben der Messung des maximalen Drehmoments in einer möglichen Verbesserung des Stick-Slip-Effekts. Um dies festzustellen, wurden Rampen und Sinusfunktionen vorgegeben. Abbildung 6.20 zeigt zwei idente 10-Sekunden-Rampen auf 1000 Nm Vorgabe-Moment.

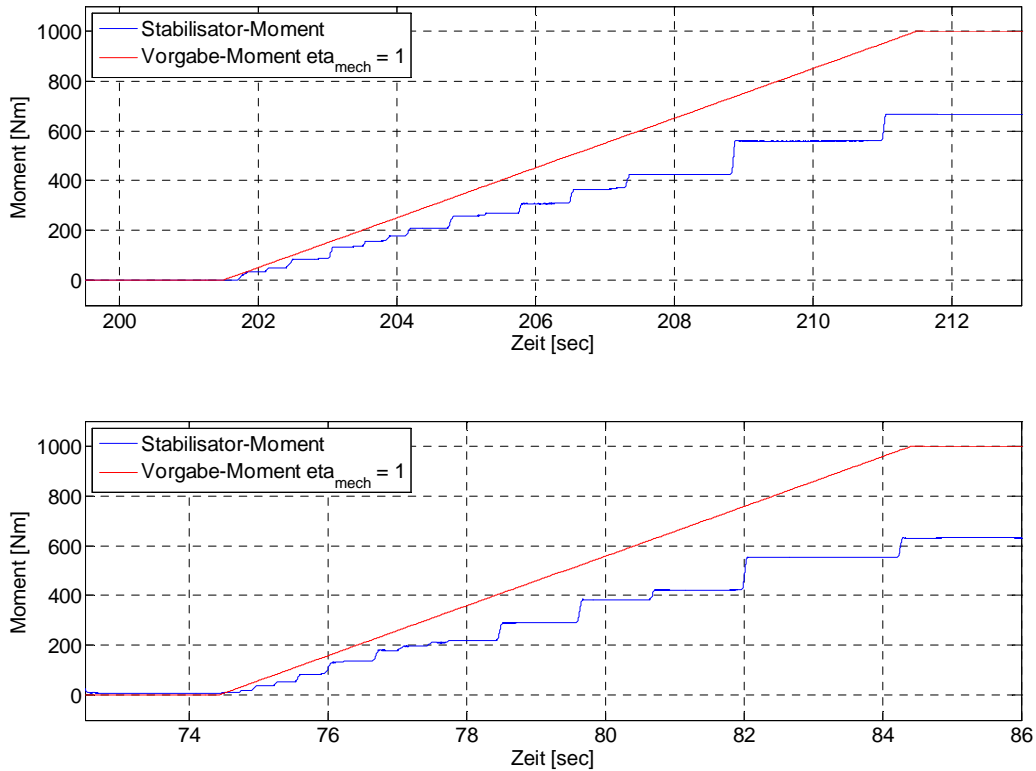


Abb. 6.20: Vergleich Prinzip-Prüfstand (oben) und Typ 1 Prüfstand (unten)

Die beiden Graphen unterscheiden sich nur minimal. Selbst wenn der Aktuator am Prinzip-Prüfstand die kleineren Momentensprünge macht, ist der Einfluss vernachlässigbar gering. Das Problem des Stick-Slip-Effekts liegt demnach nicht am Aktuator, sondern prinzipiell am elektromechanischen System.

6.4. Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel werden die Versuchsergebnisse noch einmal überdacht und mögliche Schlussfolgerungen gezogen.

Drehmoment zu niedrig

Das Stabilisator-Moment erreicht nicht den erwarteten Wert. Nachfolgend werden mögliche Gründe dafür aufgezählt:

- Getriebewirkungsgrad ist geringer als der theoretische berechnete. Die Prototypen der Zahnräder wurden mittels Drahterodieren gefertigt. Dadurch kann es zu Abweichungen der Toleranzen gekommen sein.
- Systemwirkungsgrad ist niedriger als der Getriebewirkungsgrad. Weitere Verluste wurden nicht berücksichtigt, z. B. die der Stabilisator-Lager.

Um höhere Drehmomente zu erreichen, wäre es möglich, den Elektromotor mit einem höheren Strom zu beschicken. Der maximale Strom ist jedoch durch die Leistungselektronik im Steuergerät beschränkt. Durch eine ungünstige Position des Rotors würde ein zu hoher Strom fließen, der das Steuergerät beschädigen könnte.

Sprunghaftes Folgen der Vorgabe

Der Stick-Slip-Effekt verhindert, dass das Stabilisator-Moment dem Vorgabe-Moment exakt folgen kann. Dieser Effekt kommt jedoch in allen elektromechanischen Systemen vor. Auch der Vergleich zwischen den verschiedenen Versuchsanordnungen hat gezeigt, dass sich mit diesen Voraussetzungen keine Verbesserung herbeiführen lässt. Einzig eine Rückführung eines Parameters zum Abgleich des Wertes würde helfen. Durch die Regelung über den Verdrehwinkel kann ebenfalls ein Stabilisator-Moment eingestellt werden. So würde der Aktuator zwischen den Sprüngen nicht steckenbleiben, sondern aktiv dagegen regeln. Soll die Momentenregelung erhalten bleiben, müsste eine Drehmomentenmesswelle eingebaut werden, um den Regelkreis zu schließen.

Verharren des Drehmoments auf höherem Wert

Wird ein Drehmoment gestellt und anschließend über einen Rampe zurückgenommen, bleibt das anliegende Stabilisator-Moment trotz absinkender Vorgabe erhalten. Erst wenn das vom Elektromotor zur Verfügung gestellte Drehmoment unter die Hälfte des anliegenden fällt, löst sich der Aktuator und dreht sich abrupt zurück. Dies kann als umgekehrter Stick-Slip-Effekt verstanden werden. Auch dieses Problem würde eine Winkelregelung oder die Einbindung einer Drehmomentenmesswelle lösen.

Außerdem entstehen durch das sprunghafte Zurückdrehen hohe Drehzahlen im Getriebe und daraus folgend laute Geräusche. Ob sich diese Geräusche negativ auf den Fahrzeuglenker auswirken, muss im Fahrzeugversuch geklärt werden.

Erwärmung der Motorwicklungen gering

Dies ist nicht wirklich ein Nachteil, jedoch kann aufgrund dieser Erkenntnis der Elektromotor und somit der Aktuator kompakter ausgeführt werden. Die Versuche zeigten, dass es unter normalen Bedingungen unmöglich ist, den Aktuator zum Überhitzen zu bringen.

Eigenfrequenz bei 4 bis 4,5 Hz

Für den Fahrkomfort wäre eine Eigenfrequenz des Stabilisators von über 8 Hz ideal, da sich von 4 bis 8 Hz die Eigenfrequenzen der menschlichen Organe befinden. Mit 4 bis 4,5 Hz liegt der getestete Stabilisator in diesem ungünstigen Bereich.

In diesem Bereich muss auf jeden Fall weiterer Aufwand betrieben werden, um das Störübertragungsverhalten zu verbessern. Eine mögliche Maßnahme wäre die Reduktion der Massenträgheitsmomente von Rotor und Getriebe. Auch wäre zu überlegen ähnlich wie Schaeffler ein Kompensationsmodul zu entwickeln, welches die Patentansprüche umgeht.

Es ist jedoch auch zu bemerken, dass für die Stabilisator-Arme, Stabilisator-Lager und Koppelstangen kein Entwicklungsaufwand betrieben wurde. Es wurden durchwegs in Serie befindliche Stabilisator-Teile verwendet. Dabei wurden die mechanischen Komponenten eines aktiven hydraulischen Systems und ein passiver Stabilisator angepasst.

Auch kann durch Nachgiebigkeiten in der Pendelstützenlagerung und in der Lagerung des Aktuators eine Entkoppelung von Störungen auf den Fahrzeugaufbau erreicht werden.

Durch eine Drehmomentenmessung kann auch der Störübertragung entgegengewirkt werden. Über ein entsprechendes Reglerkonzept kann so der Stabilisator dem Rad über eine einseitige Anregung heben. Natürlich wäre der Vorteil, bei Geradeausfahrt keine Energie zu benötigen, nicht mehr gegeben. Wie sich dies in der Energiebilanz auswirkt, müsste jedoch geprüft werden.

7. ZUSAMMENFASSUNG

In den nächsten Jahrzehnten werden elektromechanische Systeme die hydraulischen in Fahrzeugen verdrängt haben. Dies betrifft auch die aktive elektrische Wankstabilisierung. Hydraulische Systeme besitzen zwar die höhere Leistungsdichte, jedoch um den Preis des wesentlich höheren Energieverbrauchs. Die Automobilbranche befindet sich bereits im Umbruch. Es wird immer größeren Wert auf die Effizienz des Fahrzeugs gelegt. In Zeiten des Klimawandels ist diese Einstellung auch unumgänglich. Daher wird natürlich jede Möglichkeit ausgeschöpft, die Energiebilanz zu verbessern. Durch die Verwendung eines elektromechanischen Wankstabilisators lassen sich im Gegensatz zu einem hydraulischen laut einer Studie von Porsche gemeinsam mit Schaeffler drei Prozent des Gesamtverbrauchs an Kraftstoff einsparen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der elektrische Wankstabilisator während der Geradeausfahrt keine Energie verbraucht. Auch zum Halten des Stabilisator-Moments müssen nur mehr die relativ geringen elektrischen Verluste ausgeglichen werden.

Der elektrische Wankstabilisator ist dem passiven Stabilisator sehr ähnlich. Der Stabilisatorrücken ist geteilt und zwischen den beiden Hälften befindet sich ein Schwenkmotor. Jeder Stabilisator-Arm ist über eine spezielle Lagerung mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Die Enden sind über Koppelstangen an der Radaufhängung befestigt. Der Aktuator besteht aus einem Elektromotor und einem Untersetzungsgetriebe. Somit wird das relativ geringe Drehmoment des Elektromotors über die hohe Getriebeübersetzung auf eine entsprechende Größe gebracht. Verdreht der Aktuator die beiden Stabilisator-Arme gegeneinander, wird so ein dem Wanken entgegen gerichtetes Drehmoment in den Fahrzeugaufbau eingebracht. Durch die Wirkung des Wankstabilisators lassen sich die Radaufstandskräfte vergleichmäßigen, und über die degressive Reifencharakteristik wird so das Seitenführungspotential erhöht. Auch lässt sich die Steuertendenz eines Fahrzeugs gezielt beeinflussen. Fahrzeuge sind fahrsicherheitstechnisch so ausgelegt, dass sie zum Untersteuern neigen. Durch die quasi variable Steifigkeit des aktiven Wankstabilisators kann das Querkraftpotential an der üblicherweise destabilisierten Vorderachse voll ausgeschöpft und die kritische Querschleunigung beim Übergang zum übersteuernden Verhalten heraufgesetzt werden. Auch beim Thema Fahrkomfort unterliegt der passive Stabilisator. Es gilt stets einen Kompromiss zwischen sportlicher und komfortabler Auslegung zu finden. Dieser Zielkonflikt lässt sich durch den aktiven Wankstabilisator lösen. Bei Geradeausfahrt werden die beiden Stabilisator-Arme entkoppelt.

In dieser Arbeit wurde ein Prüfstand für einen aktiven elektrischen Wankstabilisator entworfen. Der Aktuator besteht aus einem permanentmagneterregten Synchronmotor und einem Wolfram-Getriebe. Das Steuergerät ist als Wegbau-Variante ausgeführt. Am Prüfstand wurde der Aktuator wie im Fahrzeug über die Stabilisator-Lager festgehalten. Die Enden der Stabilisator-Arme wurden über Koppelstangen mit Hydraulikzylindern verbunden. Zwischen den Hydraulikzylindern und den Koppelstangen war jeweils eine Kraftmessdose integriert, welche die Kraft zur Bestimmung des außen anliegenden Stabilisator-Moments aufnahm. Über die Hydraulikzylinder konnten auch Anregungen eingebracht werden. Die Spannungsversorgung wurde durch eine Autobatterie mit parallel geschaltetem Netzgerät bereitgestellt. In den Motorwicklungen und am Gehäuse waren Thermoelemente angebracht. Diese sollten sicherstellen, dass der Elektromotor nicht überhitzt. Bei bekannter Erwärmungskurve werden in Serie aus Kostengründen keine Thermoelemente mehr verwendet. Das Steuergerät besitzt einen CAN-Anschluss, über welchen mit dem User Interface kommuniziert wird. Es wurde das Programm CANalyzer verwendet. Damit lassen sich vorprogrammierte Vorgaben auf den CAN

schicken oder auch mit dem Signal Generator direkt am Prüfstand Vorgaben erstellen. Es wurden Funktionen wie Sprungantwort oder Rampen verwendet. Die Regelung der Vorgaben war eine Steuerung. Das Vorgabe-Moment wurde vom Steuergerät in einen Strom umgerechnet und mit diesem der Elektromotor beschickt. Bestrebungen bezüglich einer Regelung über den Verdrehwinkel konnten am Prüfstand nicht mehr umgesetzt werden.

Aus den Prüfstandsversuchen konnte abgeleitet werden, dass im System ein Stick-Slip-Effekt auftritt. Dieser bewirkt ein sprunghaftes Folgen der Vorgabe, da sich jeweils Haft- und Gleitreibung abwechseln. Durch das Vorgeben eines Drehmoments ohne eine Rückwirkung verharrt das Stabilisator-Moment bei einem zu niederen Wert. Dies geschieht nur bei einem langsamen Anstieg des Vorgabe-Moments. Bei dynamischen Manövern (z. B. Momentensprung) besteht dieses Problem nicht, da es durch den raschen Aufbau des Drehmoments zu keinem Stillstand und somit zu keiner Haftreibung kommt. Umgekehrt verhält es sich ähnlich. Wird bei anliegendem Stabilisator-Moment die Vorgabe zurückgenommen, bleibt das Stabilisator-Moment trotzdem erhalten. Erst wenn die Vorgabe auf über die Hälfte abgesenkt wird, dreht sich der Stabilisator abrupt zurück. Dies verursacht neben der sprunghaften Abnahme des Stabilisator-Moments durch die hohe Drehzahl im Getriebe laute Geräusche. Über die Sprungantwort wurden das maximale Drehmoment und die dafür benötigte Momentenaufbauzeit bestimmt. Das maximale Stabilisator-Moment lag unter dem berechneten. Dafür können ein schlechter Getriebewirkungsgrad und das Nichtberücksichtigen der Verluste durch das mechanische System bei der Auslegung des Aktuators verantwortlich sein. Die Momentenaufbauzeit am Prüfstand mit Stabilisator-Armen liegt nur knapp unter der geforderten, am Prinzip-Prüfstand würde das geforderte Stabilisator-Moment in kürzerer Zeit zur Verfügung stehen. Die Versuche zur Bestimmung der Erwärmungskurve zeigten, dass aus thermischer Sicht der Aktuator unbedenklich ist. Der Aktuator konnte nicht annähernd an seine thermische Grenze gebracht werden. Somit kann er kompakter ausgeführt werden. Bei der Komfortuntersuchung stellte sich heraus, dass die Eigenfrequenz des Stabilisators in einem ungünstigen Bereich liegt. Das Störübertragungsverhalten sollte durch Maßnahmen wie Reduzierung der Massenträgheiten, Anpassung von Stabilisator-Lager und Koppelstangen oder aktivem Gegenregeln weiter verbessert werden.

Die Beiträge dieser Diplomarbeit dienen in weiterer Folge als Grundlage zur Serienentwicklung von aktiven elektromechanischen Wankstabilisatoren. Weiters wird gezeigt, dass die elektrische Variante zu Recht als Nachfolger des hydraulischen Wankstabilisators gilt und diesen in naher Zukunft ersetzen wird.

8. LITERATURVERZEICHNIS

- [1] HEISSING, Bernd; ERSOY, Metin: *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2008
- [2] RAU, Magnus: *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Institut für Flugmechanik und Flugregelung, Dissertation, 2007
- [3] KRAUS, Manfred: Fahrwerksysteme. In: *Schaeffler KOLLOQUIUM 2010*, 2010, S. 344-359
- [4] PLANK, Robert; SCHWARZENTHAL, Dietmar: Verlustleistungsreduzierung im Antriebsstrang eines Premium-SUV. In: *ATZ*, 2010, Nr. 05|2010, S. 358-363
- [5] MITSCHKE, Manfred; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin : Springer, 2004
- [6] LEITER, Ralf; MISSBACH, Steffen; WALDEN, Michael: *Fahrwerk*. Würzburg : Vogel, 2008
- [7] HIRSCHBERG, Wolfgang; WASER, Helmut: *Kraftfahrzeugtechnik*. Graz, TU Graz, FTG, Vorlesungsskript, 2009
- [8] KOLETZKO, Christian: Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung. Technische Universität München, München, Dissertation 2007
- [9] BECKER, Michael: Wankstabilisierung für zukünftige Premiumfahrzeuge. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2008, S. 1521-1540
- [10] ERSOY, Metin: AOS - Wankstabilisierung zwischen Federung und Dämpfung. In: *Haus der Technik Essen*, Essen, 2007
- [11] TANEDA, Akiya: Electronic Active Stabilizer Suspension System - Development & Realization. TOYOTA MOTOR CORPORATION; AISIN SEIKI Co.,Ltd., Toyota, 2005
- [12] MIZUTA, Yuichi; SUZUMURA, Masato; MATSUMOTO, Shin: Ride Comfort Enhancement Using Active Stabilizer System. In: *AVEC*, 2008, S. 379-384
- [13] KRAUS, Manfred; OSTERLÄNGER, Jürgen; HOCHMUTH, Harald; et al.: Wankstabilisator für das Fahrwerk eines Kraftfahrzeugs. EP 1 554 139 B1, 2005
- [14] GRAU, Ulrich: Wankstabilisator. WO/2007/054489, 2007
- [15] OSTERLÄNGER, Jürgen; KRAUS, Manfred: Wankstabilisator für das Fahrwerk eines Kraftfahrzeugs. WO/2004/037573, 2004
- [16] GRAU, Ulrich; MEYERHÖFER, Thorsten; MAYER, Ralf: Elektromechanischer Aktuator; Insbesondere für einen Wankstabilisator eines Kraftfahrzeugs. WO/2010/006878, 2010
- [17] KRAUS, Manfred: Aktoren für anspruchsvolle Fahrwerke - Clevere Mechanik entlastet Elektromotoren. In: *8. LuK Kolloquium*, 2006

- [18] MÜNSTER, Martin; MAIR, Ulrich; GILSDORF, Heinz-Joachim; et al.: Elektromechanische aktive Aufbaukontrolle. In: *ATZ*, 2009, Nr. 09, S. 644-649
- [19] LEE, Koo Un: Active Geometry Control Suspension - Verbesserung der Fahrzeugstabilität im Hyundai Sonata. In: *ATZ*, 2009, Nr. 2009-02
- [20] LENTHAPARAMBIL, Nino; WEBER, Ingo; KECSKEMÉTHY, Andrés: Mechatronischer Entwurf für ein Fahrzeug mit einem aktiv regelbaren Stabilisator. In: *6. Paderborner Workshop*, 2009
- [21] ÖTTGEN, Oliver; BERTRAM, Torsten: Aktive Beeinflussung des Eigenlenk- und Wankverhaltens eines Pkws. In: *at - Automatisierungstechnik*, 2003, S. 319-328
- [22] HIRSCHBERG, Wolfgang; WASER, Helmut: *Fahrzeugdynamik*. Graz, TU Graz, FTG, Vorlesungsskript, 2010
- [23] STEINBERG, Peter; Dirk, GOSSLAU: *Strategien der Fahrdynamikregelung*. Cottbus, BTU Cottbus, FTA, Vorlesungsskript, 2009
- [24] PERASSI, D. Héctor: *Feldorientierte Regelung der permanenterregten Synchronmaschine ohne Lagegeber für den gesamten Drehzahlbereich bis zum Stillstand*. Ilmenau, TU Ilmenau, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Dissertation, 2006
- [25] LOOMAN, Johannes: *Zahnradgetriebe*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009
- [26] ZIMMERMANN, Werner; SCHMIDGALL, Ralf: *Bussysteme in der Fahrzeugtechnik - Protokolle und Standards*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2008
- [27] NISSING, Dirk: Merkmale Elektro-Hydraulischer und Elektro-Mechanischer Wankstabilisierungssysteme der Zukunft. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*, 2008, S. 1489-1496