

Thomas Zöller

# Aktive Dämpfung von Torsions- schwingungen in Wellensträngen von Kraftwerksturbosätzen



Cuvillier Verlag Göttingen  
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



# Aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen in Wellensträngen von Kraftwerksturbosätzen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

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

Dissertation

von

Dipl.-Ing. *Thomas Zöller*  
aus Bruchsal

Tag der mündlichen Prüfung: 08. Februar 2011

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Thomas Leibfried

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Roth-Stielow

## **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

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

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2011

Zugl.: Karlsruhe (KIT), Univ., Diss., 2011

978-3-86955-670-3

Titelbild:

Turbosatz des Kraftwerkes Boxberg, Copyright Siemens AG

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2011

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://www.cuvillier.de)

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2011

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86955-670-3

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am *Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik* (IEH) der Universität Karlsruhe (TH), die mittlerweile in das Karlsruher Institut für Technologie (KIT) übergegangen ist. An dieser Stelle möchte ich all denjenigen danken, die mich bei der Anfertigung dieser Dissertation unterstützt haben.

Mein besonderer Dank gebührt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Leibfried für die Übernahme des Hauptreferats, die jederzeit gewährte fachliche Unterstützung und die verantwortungsvolle Einbindung in andere Aufgabenfelder. Ganz besonders bedanke ich mich für das äußerst vertrauensvolle und offene Verhältnis sowie die Möglichkeit mein Forschungsgebiet frei zu wählen und auszugestalten. Für die ausgezeichneten technisch-wissenschaftlichen wie auch atmosphärischen Arbeitsbedingungen am IEH möchte ich ihm herzlich danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Roth-Stielow danke ich für die Übernahme des Koreferats und für sein großes Interesse an der Thematik dieser Arbeit.

Dank sagen möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Amir M. Miri für die stetige Unterstützung, die er mir schon während meines Studiums zuteil kommen ließ.

Großer Dank gilt meinen ehemaligen und aktuellen Kollegen für die harmonische und freundschaftliche Zusammenarbeit.

Allen meinen Studenten, die mich im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten tatkräftig unterstützt haben, schulde ich größten Dank. Hier möchte ich mich insbesondere bei meinen ehemaligen Diplomanden Marcel Engel, Matthias Kahl und Peter Krasselt für ihr außerordentliches Engagement und Interesse bedanken.

Meinem Schulfreund Andreas Steinsdörfer danke ich sehr herzlich für die große Hilfe bei der Implementierung der Antriebstechnik.

Herrn Christian Stier vom Institut für Produktentwicklung (IPEK) möchte ich Dank sagen für die hervorragende maschinenbauliche Unterstützung und die unbürokratische Zusammenarbeit im Rahmen der SZ-Kooperation.

Weiter danke ich Herrn Florian Martin für die sorgfältige Korrektur des Manuskripts und darüber hinaus für die freundschaftliche Unterstützung während und nach unserer gemeinsamen Zeit am IEH.

---

Bei den Mitarbeitern des Elektromechanischen Servicelabors und des Sekretariats bedanke ich mich für ihre Mithilfe. Insbesondere möchte ich Frau Eva-Maria Schubart, Herrn Edgar Köhler und Herrn Otto Müller für ihr Engagement herzlichen Dank sagen.

Meiner Freundin Cornelia Bauer danke ich nicht nur für das intensive Korrekturlesen dieser Arbeit, sondern vielmehr für die gemeinsame Zeit jenseits des Institutslebens.

Den allergrößten Dank richte ich an meine Eltern, Ella und Ludwig Zöllner, sowie meinen Bruder Martin, die mich auf meinem bisherigen Lebensweg stets unterstützten und förderten.

Karlsruhe, im Februar 2011

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'T. Zöllner', with a stylized, cursive script.

Thomas Zöllner

# Inhalt

1	Einleitung . . . . .	1
1.1	Problemstellung . . . . .	2
1.2	Motivation und Ziele . . . . .	3
2	Torsionsschwingungen . . . . .	5
2.1	Messung von Torsionsschwingungen . . . . .	5
2.2	Torsionsschwingungen in Antriebssystemen . . . . .	7
2.2.1	Produktionsmaschinen . . . . .	7
2.2.2	Fahrzeuge . . . . .	8
2.2.3	Multimegawatt-Antriebe . . . . .	10
2.3	Torsionsschwingungen in Turbosätzen . . . . .	11
2.3.1	Der Turbosatz . . . . .	12
2.3.2	Periodische Torsionsschwingungsanregungen . . . . .	13
2.3.3	Kurzzeitige Torsionsschwingungsanregungen . . . . .	16
2.4	Auswirkungen von Torsionsschwingungen . . . . .	18
2.5	Lösungsansätze zur Torsionsproblematik . . . . .	20
2.5.1	Vermeidung und Dämpfung von Torsionsschwingungen . . . . .	20
2.5.2	Erfassung und Bewertung von Torsionsschwingungen . . . . .	22
3	Aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen . . . . .	23
3.1	Stellgrößen zur Torsionsschwingungsdämpfung am Turbosatz . . . . .	23
3.2	Einbringung der Stellgröße . . . . .	25
3.3	Gesamtsystemkonzept zur Torsionsschwingungsdämpfung . . . . .	26
3.4	Dämpfungssystem für Schwungradgeneratoren . . . . .	27
3.4.1	Ursache der Torsionsschwingungen . . . . .	28
3.4.2	Aktives Dämpfungssystem am IPP . . . . .	29
3.4.3	Grundlegende Unterschiede der Dämpfungskonzepte . . . . .	30
4	Versuchsanlage zur Untersuchung eines aktiven Dämpfungssystems . . . . .	33
4.1	Dimensionierung der Versuchsanlage . . . . .	34
4.2	Mechanischer Aufbau . . . . .	35
4.2.1	Fundamentierung . . . . .	35
4.2.2	Aufbauten . . . . .	36

4.3	Elektrische Maschinen . . . . .	39
4.3.1	Synchrongenerator . . . . .	39
4.3.2	Antriebsmaschine . . . . .	39
4.4	Transformatornachbildung und Serienkompensation . . . . .	40
4.5	Dämpfungsstromrichter . . . . .	41
4.6	Mess-, Steuer- und Regelungstechnik . . . . .	42
4.6.1	Messsysteme . . . . .	42
4.6.2	Regelsysteme und deren Plattformen . . . . .	45
4.6.3	Steuerung des Versuchsstandes . . . . .	48
4.6.4	Kommunikationssysteme . . . . .	48
4.6.5	Schutz- und Sicherheitssysteme. . . . .	50
5	Physikalische Modellbildung. . . . .	53
5.1	Turbinen- und Wellensystem . . . . .	53
5.1.1	Berechnung der Eigenfrequenzen . . . . .	55
5.1.2	Modellierung der Dämpfung. . . . .	55
5.1.3	Identifikation des Versuchsstandes: Mechanisches System . . . . .	57
5.2	Generator . . . . .	61
5.2.1	Gleichungen zur Beschreibung eines Synchrongenerators . . . . .	61
5.2.2	Leistungsbilanz der Synchronmaschine . . . . .	63
5.2.3	Frequenzabhängigkeit der Generatorreaktanzen . . . . .	63
5.2.4	Inversreaktanz . . . . .	65
5.2.5	Identifikation des Versuchsstandes: Generator . . . . .	66
5.3	Elektromechanisches Gesamtsystem . . . . .	67
5.3.1	Transientes synchronisierendes Moment . . . . .	67
5.3.2	Identifikation des Versuchsstandes: Elektromechanische Kopplung . . . . .	70
6	Stromrichter zur Dämpfung von Torsionsschwingungen. . . . .	73
6.1	Netzgeführte Stromrichter mit induktivem Energiespeicher. . . . .	74
6.1.1	Schwachstellen der Sechspulsbrücke . . . . .	76
6.2	Selbstgeführte Stromrichter mit kapazitivem Energiespeicher . . . . .	78
6.2.1	Aufbau. . . . .	78
6.2.2	Regelung der Drehstrombrücke. . . . .	79
6.2.3	Messergebnisse des Dämpfungsstromrichters am Versuchsstand . . . . .	83
7	Regelkonzepte zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen . . . . .	87
7.1	Dämpfungsregelung . . . . .	87
7.1.1	Regelstrecke . . . . .	88
7.1.2	Resonanzregler . . . . .	89

7.1.3	Resonanzregler mit Bandpassfilterung . . . . .	92
7.1.4	Resonanzregler mit Kalman-Filter. . . . .	94
7.1.5	Linearer Quadratischer Gaußscher Regulator . . . . .	97
7.1.6	$H_\infty$ -Regler . . . . .	106
7.1.7	Vergleich der entworfenen Regler . . . . .	106
7.1.8	Anwendung des LQG-Regulators am First Benchmark Model	108
7.2	M/P-Regelung . . . . .	110
7.2.1	Theoretische Betrachtung der Leistungsaufteilung . . . . .	112
7.2.2	Messtechnische Analyse der Leistungsaufteilung . . . . .	115
7.2.3	Kopplung Generatorleistung und Maschinenmoment . . . . .	118
7.2.4	Schlussfolgerungen zur M/P-Regelung . . . . .	119
8	Einsatz des Dämpfungssystems am Versuchsstand . . . . .	121
8.1	Dämpfung von periodischen Störanregungen am Versuchsstand . . . . .	121
8.1.1	Bestehende Torsionsschwingungen. . . . .	122
8.1.2	Frequenzvariable Störanregung. . . . .	124
8.1.3	Subsynchrone Resonanzen . . . . .	125
8.2	Dämpfung von transienten Störanregungen am Versuchsstand. . . . .	129
8.2.1	Lastsprünge . . . . .	129
8.2.2	Fehlsynchronisationen. . . . .	132
9	Zusammenfassung und Ausblick . . . . .	135
9.1	Zusammenfassung . . . . .	135
9.2	Ausblick . . . . .	137
A	Koordinatentransformationen . . . . .	139
A.1	Mathematische Beschreibung. . . . .	139
A.2	Technische Interpretation . . . . .	140
B	First Benchmark Model for Computer Simulation of Subsynchro- nous Resonances . . . . .	143
C	Modellparameter Synchrongenerator . . . . .	145
Abbildungen	. . . . .	147
Tabellen	. . . . .	151
Literaturverzeichnis.	. . . . .	153
Abkürzungen und Formelzeichen	. . . . .	163



# Kapitel 1

## Einleitung

Mit der Entdeckung der elektromagnetischen Induktion durch Michael Faraday im Jahre 1831 und der darauf folgenden Erfindung der ersten Generatoren war es zu Beginn des 19. Jahrhunderts erstmals möglich, mechanische in elektrische Energie zu wandeln. Weitere Entdeckungen und Erfindungen, wie zum Beispiel von Werner von Siemens (dynamoelektrisches Prinzip, 1866) oder Friedrich August Haselwander (erster Drehstromgenerator, 1887), beschleunigten die aufkommende Industrialisierung erheblich und führten schließlich zum Aufbau einer flächendeckenden elektrischen Energieversorgung. Diese bildet das Rückgrat unserer heutigen Industrie- und Kommunikationsgesellschaft. Mit Ausnahme der Photovoltaik bleibt die Notwendigkeit der Wandlung von mechanischer in elektrische Energie auch beim Einsatz von regenerativen Energiequellen bestehen (z.B. Wind- und Wasserkraft) und somit wird auch zukünftig der Generator das Herzstück der Energieerzeugungskette bilden.

Der weitaus überwiegende Teil (84,7 %, 2008) der elektrischen Energie wird heutzutage in großen thermischen Kraftwerken erzeugt. Die Dampferzeugung kann dabei chemisch (Kohle, Öl, Gas), nuklear oder regenerativ (Biomasse, Solar- und Geothermie) erfolgen. Unabhängig davon erfolgt im Anschluss mit Hilfe von Turbinen die Umwandlung der im Dampf gespeicherten Energie in mechanische Rotationsenergie, welche schließlich durch den Generator in elektrische Energie transformiert wird. Dampfturbinen und Generator bilden gemeinsam den sogenannten Turbosatz.

Der Generator ist dabei nicht nur die Nahtstelle zweier Energieformen, sondern auch der Schnittpunkt der Ingenieurdisziplinen Maschinenbau und Elektrotechnik. Aufgrund der gegenseitigen Kopplung des mechanischen und elektrischen (Teil-) Systems ist eine klare Trennung der Disziplinen in diesem Bereich nicht möglich. Zahlreiche Kopplungsmechanismen und Effekte verlangen stets eine Betrachtung des elektromechanischen Gesamtsystems. Einer dieser Effekte sind Torsionsschwingungen des Wellensystems von Kraftwerksturbosätzen. Mit deren Auftreten, den Auswirkungen und der möglichen Dämpfung beschäftigt sich diese Arbeit.

## 1.1 Problemstellung

Bei Torsionsschwingungen handelt es sich um mechanische Drehschwingungen in Wellen. Prinzipiell entstehen diese immer, sobald rotierende Massen über eine Welle miteinander gekoppelt werden. Die Trägheitsmomente der Massen sowie die Steifigkeit der Wellen bilden ein mechanisches Schwingungssystem. Das Schwingungsverhalten und die damit unter Umständen verknüpften Probleme hängen maßgeblich von der vorhandenen mechanischen Eigendämpfung ab. Diese Eigendämpfung ist in vielen Antriebssträngen und Wellensystemen sehr gering.

So sind Torsionsschwingungen in Wellensystemen von Produktionsmaschinen, wie zum Beispiel zur Folienherstellung oder in Druckmaschinen, aber auch in Antriebsystemen (Automobil), unerwünschte Phänomene, die die Produktqualität oder das Leistungsvermögen der Anlage negativ beeinflussen. Auch die Struktur eines Kraftwerksturbosatzes birgt eine erhebliche Anfälligkeit gegenüber Torsionsschwingungen in sich. Dies liegt vor allem im ausgedehnten Wellen-Massen-System, in den hohen Steifigkeiten und in den großen Trägheitsmomenten begründet.

Die prinzipielle Anregung von Torsionsschwingungen erfolgt dabei stets nach dem selben Ablauf. Nach einer Störung des Momentengleichgewichts am Wellenstrang, also der Summe der Antriebs- und Abtriebsmomente, führt dieser einen mechanischen Ausgleichsvorgang aus, der mit einer Schwingung der Wellenmomente einhergeht. Der Ausgleichsvorgang dauert solange, bis sich ein neues stationäres Gleichgewicht gefunden hat. Das Spektrum der Störanregung entscheidet dabei zusammen mit den mechanischen Eigenschaften des Systems über die Höhe der auftretenden Wellenmomente.

Bei Turbosätzen von Kraftwerken können eine Vielzahl von Ereignissen zu einer Anregung von Torsionsschwingungen führen. Dabei sind grundsätzlich zwei Anregungsarten zu unterscheiden. Zum Einen sind dies Anregungen, die von der mechanischen Seite des Gesamtsystems ausgehen. Diese können z.B. durch einen Störfall im Dampferzeugungssystem des Kraftwerkes verursacht werden. Zum Anderen ist die Mehrzahl der Schwingungsauslöser auf der elektrischen Seite zu suchen. Jeder Störfall im elektrischen Energienetz, in dessen Folge es zu einer Lastschwankung am Generator kommt, führt zu einer Torsionsschwingungsanregung am Turbosatz. Mögliche Störfälle sind u.a. Klemmenkurzschlüsse, automatische Wiedereinschaltungen nach Netzkurzschlüssen, Schalthandlungen im Netz mit Fehlsynchronisationen oder Lastabwürfe. Die genannten Störungen stellen allesamt transiente Anregungsfälle des Turbosatzes dar. Darüber hinaus bilden periodische Anregungen ein erhebliches Gefährdungspotential für den Turbosatz. In diesen Fällen können die anregenden Störleistungen sehr gering sein. Sobald diese aber Frequenzanteile im Bereich einer oder mehrerer Eigenfrequenzen des Wellenstranges beinhalten, führt dies zu einem starken Ansteigen der Torsionsschwingungsamplitude. Man spricht

hierbei von *Subsynchronen Schwingungen* (Subsynchronous Oscillations, SSO). In Extremfällen können so innerhalb von Sekunden kritische Materialgrenzwerte überschritten werden. Die Höhe der angeregten Torsionsschwingungsmomente ist von der Art des Fehlerfalls, der räumlichen Distanz der Störung zum Turbogenerator, der Störungsdauer, dem Lastzustand des Generators vor Fehlereintritt sowie letztendlich vom Aufbau des Turbosatzes abhängig.

## 1.2 Motivation und Ziele

Eine Torsionsbeanspruchung führt nicht nur zu einer zunehmenden Materialermüdung der Welle, sondern belastet auch noch weitere Teile des Turbosatzes, wie z.B. die Schaufeln und die Kupplungen. Torsionsschwingungen bilden also ein erhebliches Gefährdungspotential für einen sicheren Betrieb des Turbosatzes und damit des gesamten Kraftwerkes. Die Torsionsproblematik spielt daher eine wesentliche Rolle bei der Auslegung, der Konstruktion sowie beim Betrieb eines Turbosatzes.

In den letzten Jahrzehnten wurden Torsionserfassungsgeräte entwickelt, deren Aufgabe es ist, gemessene Torsionsschwingungen zu bewerten und Aussagen über den Beanspruchungsgrad eines Turbosatzes zu treffen. Der nächste Entwicklungsschritt zur weiteren Optimierung eines Turbosatzes in Bezug auf Torsionsschwingungen liegt in der aktiven Dämpfung derselben. Hierbei wird im Gegensatz zur rein mechanischen (passiven) Dämpfung aktiv auf den Turbosatz eingewirkt. Durch den Einsatz eines aktiven Dämpfungssystems kann die Materialermüdung am Turbosatz deutlich reduziert werden. Somit könnten zukünftig Revisionsintervalle verlängert und damit Betriebskosten reduziert werden. Geht man noch einen Schritt weiter, ist eine kostengünstigere Konstruktion des Turbosatzes vorstellbar. Auch ein auftretender Störfall, bei dem der Turbosatz aufgrund von Torsionsschwingungsinteraktion abgeschaltet werden müsste, könnte mit Hilfe eines aktiven Dämpfungssystems ohne Abschaltung beherrscht werden.

Derzeit existieren keinerlei aktive Dämpfungssysteme für Torsionsschwingungen an Turbosätzen auf dem weltweiten Markt. Ein aktives Dämpfungssystem wurde im Jahre 2002 am Max-Planck-Institut für Plasmaphysik in Garching für einen experimentellen Schwungradgenerator entwickelt. Notwendig wurde dies, als es aufgrund von Rückwirkungen des dortigen Plasmaexperiments zu erheblichen Torsionsschwingungen und damit zu Kupplungsschäden am Generator kam. Dieses System bildet den Ausgangspunkt der vorliegenden Forschungsarbeit, deren Ziel ist es, die mögliche Übertragbarkeit dieses speziellen Dämpfungssystems für Schwungradgeneratoren auf Turbosätze von Kraftwerken zu untersuchen und auf dieser Basis ein System zur aktiven Torsionsschwingungsdämpfung weiter zu entwickeln. Die Hauptunterscheidungsmerkmale der beiden Systeme sind das wesentlich komplexere Massensystem, die veränderten Anregungsmechanismen und die Netzanbindung

des Turbosatzes. Die Untersuchungen erfolgen in dieser Arbeit sowohl mit Hilfe von Computersimulationen als auch experimentell. Dazu war es notwendig, einen entsprechenden Modellturbosatz auszulegen und aufzubauen.

Die folgende Abhandlung beschäftigt sich zuallererst in Kapitel 2 mit Torsionsschwingungen im Allgemeinen. Neben den verschiedenen Methoden zu deren Messung werden insbesondere die Anregungsmechanismen und die Auswirkungen von Torsionsschwingungen in Antriebssystemen und in Turbosätzen diskutiert sowie die bisherigen Lösungsansätze vorgestellt.

Im Anschluss wird in Kapitel 3 die grundlegende Konzeption des Systems zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen behandelt. Dabei erfolgt auch eine Analyse des ursprünglichen Dämpfungssystems für Schwungradgeneratoren.

Kapitel 4 stellt die konzipierte und aufgebaute Versuchsanlage vor, mit deren Hilfe das Dämpfungssystem unter sehr realen Bedingungen validiert und getestet werden kann.

Im nächsten Kapitel erfolgt die physikalische Modellbildung des Gesamtsystems, das sich aus den mechanischen und den elektrischen Komponenten zusammensetzt. Dies beinhaltet auch eine Analyse der elektromechanischen Kopplungsmechanismen.

Eine Diskussion über mögliche Stromrichter, die zur Torsionsschwingungsdämpfung eingesetzt werden können, wird in Kapitel 6 geführt. Dazu werden u.a. Simulations- und Messergebnisse präsentiert.

Kapitel 7 beschäftigt sich mit den Regelkonzepten zur Torsionsschwingungsdämpfung. Grundlage der Reglersynthese ist die in Kapitel 5 erfolgte physikalische Modellbildung.

Über die Erfahrungen mit dem Betrieb des Dämpfungssystems am Versuchsstand berichtet Kapitel 8.

Das letzte Kapitel schließt mit einer Zusammenfassung der Arbeit ab und gibt einen Einblick in die noch offenen Fragestellungen bezüglich des Einsatzes einer aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen in Kraftwerksturbosätzen.

## Kapitel 2

# Torsionsschwingungen

Bevor im nächsten Kapitel das aktive Dämpfungssystem beschrieben wird, sollen in diesem die Entstehung und die Auswirkungen von Torsionsschwingungen genauer untersucht werden. Zu Anfang werden kurz die prinzipiellen Messmethoden zur Erfassung von Torsionsschwingungen in Antriebswellen beschrieben. Danach wird auf Torsionsschwingungen im Bereich von Antriebssystemen eingegangen. Im Anschluss daran erfolgt die Betrachtung von Torsionsschwingungen in Turbosätzen.

### 2.1 Messung von Torsionsschwingungen

Zur Bestimmung von Torsionsschwingungen ist natürlich die Messung des Drehmoments an der Welle notwendig. Auch heute ist die Bestimmung des Wellendrehmoments noch keine einfache messtechnische Aufgabe. Obwohl es in den letzten Jahren zu bedeutenden Innovationen auf diesem Gebiet gekommen ist, wird oftmals auf eine Messung des Drehmoments verzichtet. Typisches Beispiel hierfür sind drehmoment-geregelte Antriebsmaschinen in der Produktions- und Anlagenindustrie. Obgleich das Drehmoment die eigentliche Regelgröße der Synchron- oder Asynchronmaschine ist, wird dieses nicht direkt gemessen, sondern vielmehr aus einer indirekten Messung bestimmt. In der Regel geschieht dies durch die Messung der Statorströme einer Maschine mit anschließender Umrechnung. Dabei kann aber nur das innere Moment  $M_i$  der Maschine bestimmt werden, also das Moment, das auf den Rotor der Maschine einwirkt, und nicht das wahre Moment bzw. Torsionsmoment auf der Antriebswelle. Grund für die indirekte Messung sind die Kosten für die Implementierung und die Wartung von Drehmomentsensoren. Allerdings führt dieser Umstand oftmals auch zu unerkannten Torsionsschwingungsereignissen in Antriebssträngen (siehe Abschnitt 2.2).

Eine sehr robuste und einfache Methode zur Bestimmung von Torsionsschwingungen ist die Messung mit Hilfe von Zahnrädern [Hum03]. Sie eignet sich für Wellenstränge, an denen Zahnräder angebracht sind oder die ein Getriebe besitzen, z.B. Gasturbosätze oder Industrieturbosätze. Das Messprinzip beruht auf einer berüh-

rungslosen Erfassung der Weginformation mittels eines Wirbelstromsensors. Nachteile dieses Systems sind eine mäßige Signalgenauigkeit, bedingt durch Toleranzen oder Schäden der Getriebezahnräder, und eine relativ geringe Bandbreite des Messsignals.

Die Messung mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) ist die am weitesten verbreitete und älteste Methode. Hierbei nutzt man den physikalischen Effekt, dass eine Längenänderung eines metallischen Materials eine Änderung des elektrischen Widerstandes zur Folge hat. In der Praxis wird der DMS unter  $45^\circ$  zur Wellenachse montiert, da in dieser Richtung die größte Dehnungsänderung erfolgt. Darüber hinaus erfolgt die Implementierung stets als Vollbrückenschaltung (siehe Abb. 2.1), was eine deutliche Reduzierung von Messfehlern und eine Kompensation von Temperatureinflüssen zur Folge hat.

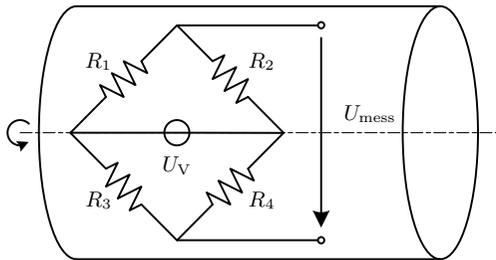


Abb. 2.1: Dehnungsmessstreifen in Vollbrückenschaltung

Die DMS-Methode wird daher meist bei speziellen Messwellen eingesetzt, die mittels Kupplungen in den Antriebsstrang integriert werden müssen. Typisches Einsatzgebiet sind Prüfstände für Antriebsbaugruppen. Die Bandbreiten liegen jenseits von 10 kHz. Der im Versuchsstand benutzte Drehmomentsensor basiert auf diesem Prinzip (siehe Kapitel 4.6.1).

An einem Turbosatz ist eine berührungslose, direkte Messung des Drehmoments wünschenswert, die eine Bestimmung des Drehmoments ohne Eingriff in den rotierende Teil des Maschinensatz erlaubt. Dazu kann der sogenannte magnetostriktive Effekt ausgenutzt werden. Dieser Effekt tritt bei ferromagnetischen Stoffen auf und verursacht in Abhängigkeit der mechanischen Torsionsspannungen an der Messstelle eine sich ändernde magnetische Permeabilität in Richtung der Dehnspannungen und Druckspannungen. Diese Messung ist in einem weiten Bereich linear und drehzahlunabhängig und kann ohne Modifikation der Turbinenwelle durchgeführt werden [HK03].

Die prinzipielle Funktionsweise ist folgende: Eine Senderspule erzeugt ein konzentriertes, hochfrequentes elektromagnetisches Feld im Frequenzbereich von 100 kHz.

Die Feldlinien koppeln über den Luftspalt in das Wellenmaterial ein. Der Rückfluss wird über vier Empfängerspulen in Vollpolbrückenschaltung gemessen. Kommt es zu einer Verdrehung der Welle, so verursacht diese eine Veränderung des magnetischen Widerstandes und damit eine Verstimmung der Messbrücke.

In der Zwischenzeit sind auch Messsysteme, die ohne aktiven Sender auskommen, auf dem Markt erhältlich. Diese zeichnen sich durch eine hohe Signalauflösung ( $\geq 0,01\%$ ), eine große Bandbreite (30 kHz) und eine gute Robustheit aus. Allerdings ist es dazu notwendig, die Welle vor dem Einbau magnetisch zu kodieren. Auch sollte diese einen Anteil von 1,5 % bis 8 % Nickel und Chrom enthalten [NCT07].

Abschließend lässt sich feststellen, dass zur Messung von Torsionsschwingungen heutzutage bereits verschiedene brauchbare Messmethoden zur Verfügung stehen. Es ist davon auszugehen, dass auf diesem Gebiet weitere Entwicklungen folgen werden.

## 2.2 Torsionsschwingungen in Antriebssystemen

Wie bereits einleitend erwähnt, sind Torsionsschwingungen keinesfalls einzig ein Problem bei Kraftwerksturboätzen. Vielmehr spielen Torsionsschwingungen bei sämtlichen Antriebssystemen eine Rolle, wenn auch mit unterschiedlicher Bedeutung. Einige exemplarische Beispiele sollen an dieser Stelle genannt werden. Dies geschieht auch im Hinblick darauf, dass das im Weiteren vorgestellte Dämpfungssystem für Kraftwerksturboätze prinzipiell sehr gut auch auf Antriebssysteme angewandt werden kann.

### 2.2.1 Produktionsmaschinen

Drehschwingungen zählen bereits seit Jahrzehnten zu den unerwünschten Erscheinungen in Druckmaschinen [KS06]. Die Problematik hat sich in den letzten Jahren durch den Trend hin zu längeren Maschinen mit Bogenwendung deutlich verschärft. Zusätzlich sorgen die höher werdenden Druckgeschwindigkeiten für eine noch stärkere Bedeutung dieser dynamischen Maschineneffekte. Bei Druckmaschinen sind nahezu alle funktionalen Vorgänge an die Drehzahl der Maschine gekoppelt. Eine Anregung, z.B. durch Betätigungsmomente von Greifersystemen, sorgt daher stets für eine periodische Anregung, bei der die Ordnung der Schwingung in einem festen, aber nicht notwendigerweise ganzzahligen Verhältnis zur Betriebsdrehzahl steht. Insbesondere Schwingungen nichtganzzahliger Ordnung sorgen für einen schwankenden Übergabezeitpunkt der einzelnen Bögen und führen somit zu sogenannten Passerschwankungen.

Zur Schwingungsreduzierung werden bei diesen Systemen mehrere Strategien ver-

folgt. Mittels konstruktiver Maßnahmen, z.B. durch hochgenaue Fertigung und Toleranzenengung, versucht man, die anregenden Momente zu reduzieren. Darüber hinaus ist man bestrebt, die Resonanzstellen mechanisch möglichst so zu platzieren, dass diese nicht vom Störspektrum angeregt werden können. Eine weitere Verbesserung erzielt man bei einer Erhöhung der mechanischen Steifigkeit sowie bei einem Einsatz von mechanischen Dämpfern. Die Entwicklung in den letzten Jahren geht allerdings auch hin zu aktiven Dämpfungssystemen. Dabei werden die Schwingungen z.B. durch Drehzahlgeber erfasst und eine Modifikation der Antriebsregelung zur aktiven Dämpfung vorgenommen.

Die Torsionsproblematik spielt auch bei Maschinen zur Papierherstellung eine wesentliche Rolle [VBL05]. Bei diesen Maschinen müssen relativ große Walzen ( $1000 \text{ kgm}^2 < J < 100000 \text{ kgm}^2$ ) angetrieben werden. Dabei müssen die Walzen absolut synchron mit gleicher Drehzahl laufen, um eine hohe Qualität des Papiers sicherzustellen. In der Regel werden die Anlagen mit einem Hauptantrieb und mehreren Hilfsantrieben betrieben. Der Antrieb wird über ein Getriebe und eine Zwischenwelle an die Walze des Kalanders oder der Presse angekoppelt. Dabei verursacht sowohl die Zwischenwelle als auch das Getriebe eine Torsionselastizität, die durch verschiedene Auslöser zu Schwingungen im Walzensystem führen kann. Um Schwingungen zu reduzieren werden hier oftmals überdimensionierte Getriebe und Wellen eingesetzt. Außerdem versucht man, Schwingungsanregungen zu vermeiden, indem man rampenförmige anstelle von sprungförmigen Sollwertänderungen vorgibt. Aber auch in diesem Bereich sind aktive Schwingungsdämpfungssysteme Gegenstand der Forschung [VBVL05]. Vergleichbare Vorgänge wie bei Papiermaschinen sind im übrigen auch bei Maschinen zur Folienherstellung zu beobachten.

Ein weiterer Bereich, in dem viel über Torsionsschwingungen berichtet wird, sind Maschinen der Zementindustrie [May81] [ZCJ89] [And05]. Auch hier werden zur Herstellung lange Antriebsstränge mit großen, rotierenden Massen eingesetzt, z.B. Rohrmühlen. Eine Torsionsschwingungsanregung kann dabei u.a. von schwankenden Lastmomenten, aber auch von Antriebsumrichtern ausgelöst werden. Im Gegensatz zu den vorherigen Beispielen spielt hier der Einfluss auf die Produktqualität eine untergeordnete Rolle. Vielmehr ist der Materialverschleiss der Anlage, der durch die Torsionsschwingungen verursacht wird, der ausschlaggebende Faktor.

### 2.2.2 Fahrzeuge

Ein weiteres Antriebsgebiet, in dem Torsionsschwingungen von großer Bedeutung sind, ist der Automobilbereich. Der Antriebsstrang eines Fahrzeuges besteht aus den Komponenten Motor, Kurbelwelle, Kupplung, Getriebe, Gelenkwelle, Differential, Seitenwelle und Räder, die zusammen ein schwingungsfähiges System bilden [MW04]. Durch die Lagerung der Antriebsstrangkomponenten übertragen sich Tor-

sionsschwingungen auf das gesamte Fahrzeug und sorgen so nicht nur für einen verminderten Fahrkomfort, sondern auch für eine erhöhten Materialermüdung.

Im Fahrzeug führen eine Reihe von Ereignissen zu Schwingungsanregungen, die stets durch eine Änderung der Momentenbilanz zwischen den abtreibenden Rädern und dem antreibenden Motor hervorgerufen werden. Ein wesentlicher Eingriff in die Momentenbilanz stellt vor allem der Schaltvorgang dar. Dabei muss zuerst das zu übertragende Moment im Idealfall auf Null reduziert werden, bevor die Kupplung geöffnet werden kann. Nach dem eigentlichen Schaltvorgang muss das Drehmoment wieder aufgebaut werden. Um den Zugkraftverlust so gering wie möglich zu halten, ist man bestrebt, den Schaltvorgang so schnell wie möglich durchzuführen. Dies fördert allerdings die Schwingungsneigung des Antriebsstranges [Web08].

Beim Schaltvorgang kommt darüber hinaus noch ein weiterer Anregungsmechanismus hinzu, das sogenannten Kupplungsrupfen (Shudder). Dieses tritt während der Schlupfphase der Kupplung auf. Das Kupplungsrupfen sorgt für eine Anregung des Antriebsstranges mit periodischen Wechselmomenten, die im Eigenfrequenzbereich des Antriebsstranges liegen. Bei Personenkraftwagen liegt dieser zwischen 8 Hz und 15 Hz. Die Folge sind hohe Amplituden der oszillierenden Antriebsmomente, die der Fahrer in Form einer wechselnden Längsbeschleunigung und akustisch über die Abstützmomente der Aggregatlager und der Radaufhängung wahrnimmt [Sch05].

Im Gegensatz dazu sorgt ein kurzzeitiger Radschlupf (Durchdrehen der Räder) zu einer transienten Anregung des Antriebsstranges. Im Allgemeinen verursachen die vom Fahrer gewünschten Beschleunigungsänderungen (Änderung der Fahrpedalstellung) immer eine Schwingungsanregung.

Gegenmaßnahmen zur Reduzierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang gibt es eine ganze Reihe. Dabei ist zwischen konstruktiven und regelungstechnischen Methoden zur Dämpfung oder Vermeidung der Schwingungen zu unterscheiden. Bei ersteren sind z.B. Zweimassenschwungräder und Weitwinkeltorsionsdämpfer zu nennen. Darüber hinaus spielen insbesondere beim Kupplungsrupfen Belagwerkstoffe und verwendete Öle eine ausschlaggebende Rolle. Des Weiteren können u.a. rampenförmige Beschleunigungssollwerte zur Vermeidung von Schwingungsanregungen einen wesentlichen Beitrag leisten. Allerdings führt dies zu einem reduzierten Fahrzeukomfort.

Derzeit werden verstärkt auch aktive Dämpfungssysteme für den Fahrzeugbereich erforscht und eingesetzt, die oftmals mit dem Begriff Anti-Ruckel-Regelung verknüpft sind. Die Bandbreite der untersuchten Systeme ist dabei sehr vielseitig. Als Stellgröße werden die eingespritzte Kraftstoffmenge, die Einstellung des Turboladers, die Lagerstützung oder die Kupplungskapazität vorgeschlagen. Beim Einsatz von Hybrid- oder reinen Elektrofahrzeugen kann über eine geeignete Regelung des Elektromotors ein Beitrag zur Dämpfung von Torsionsschwingungen geleistet werden [Göt03].

### 2.2.3 Multimegawatt-Antriebe

Vor allem in der Öl- und Gasindustrie sowie in der Bergbauindustrie werden Multimegawatt-Antriebe eingesetzt. Deren Leistungen erreichen Größenordnungen im Bereich von 10 MW bis 60 MW [SMNYE10]. Typische Konfigurationen von Großantrieben im Bereich Öl und Gas zeigt Abb. 2.2.

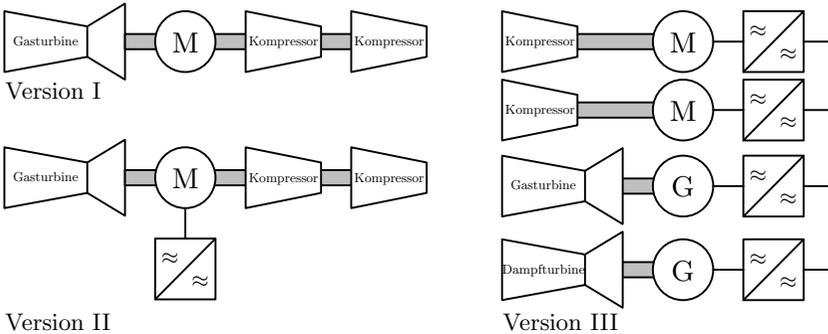


Abb. 2.2: Antriebsstränge zur Gaskompression bei Pipelines

In der ersten Konfiguration wird die Elektromaschine lediglich als Hilfs- oder Startermotor der Gasturbine eingesetzt. Die eigentliche Arbeitsmaschine (Abtriebsmaschine) ist der Kompressor, der z.B. zur Gaskompression bei Pipelines eingesetzt wird. Eine weitere Möglichkeit ist, die Elektromaschine auch als Generator einzusetzen und damit Energie ins Netz zu speisen. Der dritte Aufbau sieht vor, die An- und Abtriebsmaschinen komplett mechanisch zu trennen. Dies ist eine übliche Konfiguration auf Bohrinseln. Hier speisen eine oder mehrere Gasturbinen ein elektrisches Inselnetz, das wiederum eine Vielzahl von Kompressor-, Pumpen- und Verdichtereinheiten versorgt. Unabhängig von der jeweiligen Konfiguration erhält man stets ein mechanisches Schwingungssystem, das für Schwingungsanregungen äußerst empfindlich ist.

Aufgrund der hohen Drehzahlen der Gasturbine zwischen  $3000 \text{ U/min}^{-1}$  und  $8000 \text{ U/min}^{-1}$  sowie der oftmals notwendigen Drehzahlvariabilität werden mechanische Getriebe und Frequenzumrichter eingesetzt. Als Frequenzumrichter kommen sowohl netz- bzw. lastgeführte Umrichter mit Stromzwischenkreis (Load-Commutated Inverter, LCI), als auch selbstgeführte Umrichter mit Spannungszwischenkreis (Voltage Source Inverter, VSI) zum Einsatz (siehe Kapitel 6). Obwohl der VSI große Vorteile vor allem im dynamischen Bereich aufweisen kann, kommen aus Zuverlässigkeits- und Kostengründen nahezu ausschließlich LCIs zum Einsatz.

Eine Schwingungsanregung bei diesen Antriebssträngen kann sowohl mechanisch als auch elektrisch ausgelöst werden. In den allermeisten Fällen geschieht dies durch ein pulsierendes Antriebsmoment  $M_{\text{puls}}$ , das der Stromrichter über die Maschine in den Antriebsstrang einkoppelt. Bei netzgeführten Stromrichtern ergeben sich die Frequenzanteile  $f_{\text{puls}}$  gemäß Gleichung 2.1.

$$f_{\text{puls}} = |n_N \cdot m \cdot f_N \pm n_M \cdot n \cdot f_M| \quad n_M = 1, 2, 3, \dots \quad n_N = 1, 2, 3, \dots \quad (2.1)$$

Dabei sind  $n$  und  $m$  die Pulszahlen der jeweiligen Stromrichter auf der Netz- und der Maschinenseite. Gängig ist hier die Verwendung von zwölfpulsigen Stromrichtern. Die Netzfrequenz wird durch den Parameter  $f_N$  und die elektrische Motorfrequenz durch  $f_M$  abgebildet. Es wird deutlich, dass nichtganzzahlige Interharmonische der jeweiligen Frequenzen in Abhängigkeit der Drehzahl entstehen. Bei selbstgeführten Umrichtern erfolgt eine Frequenzverknüpfung mit der Schaltfrequenz der Ventile [Hep09]. Kommt es zu einer Überschneidung dieser Frequenzen mit den mechanischen Eigenfrequenzen der Antriebsstränge, besteht eine erhebliche Torsionsschwingungsgefahr. Die Anregung bleibt dabei keinesfalls auf das einzelne Antriebssystem beschränkt, sondern sorgt zusätzlich für Störanregungen im elektrischen (Insel-)Netz (siehe Abb. 2.2), welche wiederum bei weiteren Antriebssystemen Schwingungen auslösen können.

Mit Hilfe von sogenannten Campbell-Diagrammen versucht man die kritischen Drehzahlbereiche der Antriebe zu identifizieren, um diese beim Betrieb zu vermeiden oder zügig zu durchfahren. Bei einer Vielzahl von Antriebssystemen mit unterschiedlichen Drehzahlen und mechanischen Eigenfrequenzen in einem Netzbereich gestaltet sich dies schwierig [HG02]. Diesbezüglich befassen sich auch hier neue Arbeiten mit der aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen [SSSMR09].

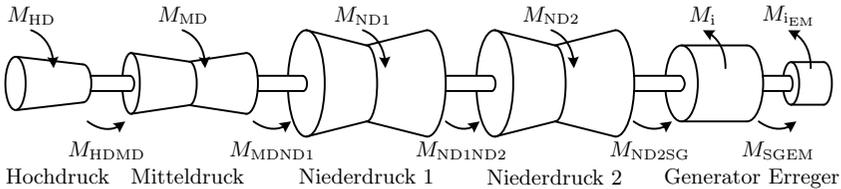
## 2.3 Torsionsschwingungen in Turbosätzen

Der vorherige Abschnitt verdeutlichte die Bedeutung von Torsionsschwingungen in verschiedensten Antriebssystemen. Im Folgenden soll die Problematik der Torsionsschwingungen bei Kraftwerksturbosätzen erläutert werden. Dazu wird zunächst der prinzipielle Aufbau eines Turbosatzes vorgestellt. Im Anschluss daran werden die verschiedenen Anregungsmechanismen erörtert, wobei zwischen kurzzeitigen und periodischen Anregungen unterschieden wird.

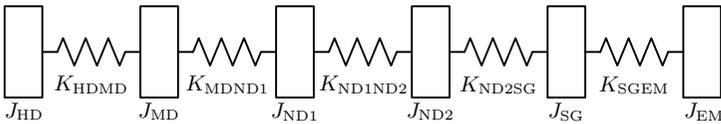
### 2.3.1 Der Turbosatz

Der Turbosatz eines thermischen Kraftwerks besteht aus Dampfturbinen, einem Synchrongenerator sowie einer Erregermaschine, die manchmal noch durch eine Hilferregermaschine ergänzt wird. Die Anzahl der Dampfturbinen richtet sich vorwiegend nach der Leistungsgröße des Turbosatzes. Bei Großanlagen finden oft eine Hochdruck-, eine Mitteldruck- und zwei Niederdruckturbinen Anwendung.

#### I Wellenstrang



#### II Einzelmassenmodell



#### III Verzweigtes Vielmassenmodell

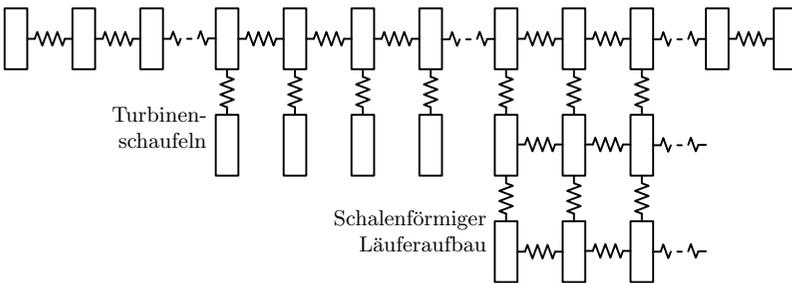


Abb. 2.3: Methoden zur Turbosatzmodellierung [Hum03]

Mechanisch betrachtet handelt es sich dabei um einen Mehrmassenschwinger. Je nach Modellierungstiefe kann dieser mit Hilfe eines Einzelmassen- oder Vielmassenmodells abgebildet werden (siehe Abb. 2.3). Beim Einzelmassenmodell werden die Rotoren des Wellenstranges als konzentrierte Massepunkte mit der Trägheitskonstanten  $J_j$  und die Wellen und Kupplungen als masselose Drehfedern mit der Steifigkeit  $K_{jk}$  aufgefasst. Vielmassenmodelle erlauben dagegen eine detailliertere Modellierung. Bei dem in Abbildung 2.3 dargestellten verzweigten Vielmassenmo-

dell können so zusätzlich der Einfluss von Turbinenschaufeln oder der schalenförmige Läuferaufbau berücksichtigt werden. Darüber hinaus ist eine sehr genau Abbildung des Turbosatzes auf Basis der Finite-Elemente-Methode möglich.

Für die weiteren Betrachtungen soll an dieser Stelle das Einzelmassenmodell des Turbosatzes Anwendung finden. Das wesentliche Schwingungsverhalten, vor allem die dominierenden Eigenfrequenzen, werden durch dieses Modell ausreichend genau abgebildet. Der Einfluss der Turbinenschaufeln auf das Torsionsschwingungsverhalten kann vernachlässigt werden. Die Anzahl der dominanten Eigenfrequenzen berechnet sich mit  $N - 1$ , wobei  $N$  die Anzahl der rotierenden Massen darstellt.

Die Drehmomente an einem Turbosatz lassen sich in drei Gruppen unterteilen. Die Turbinenmomente  $M_{x,D}$  bilden zusammen die antreibenden Momente. Die abtreibenden Momente sind das Gegenmoment der Synchronmaschine  $M_i$  und der Erregermaschine  $M_{i,EM}$ . Zur dritten Gruppe gehören schließlich die Wellenmomente  $M_{jk}$  (siehe 5.1).

Wie bereits einleitend erwähnt, löst ein Ungleichgewicht zwischen Antriebs- und Abtriebsmomenten stets einen Ausgleichsvorgang aus, hin zu einem neuen stationären Momentengleichgewicht. Aufgrund der elektrischen Kopplung des Generators an das Netz handelt es sich um einen *elektromechanischen Ausgleichsvorgang*. Auf der mechanischen Seite führt dies zu einer Oszillation der Wellenmomente  $M_{jk}$ .

### 2.3.2 Periodische Torsionsschwingungsanregungen

Bei periodischen Torsionsschwingungsanregungen handelt es sich um eine besonders gefährliche Anregungsform. Enthält das anregende Moment  $M_{stör}$ , das sowohl einem abtreibenden wie auch antreibenden Moment überlagert sein kann, Frequenzanteile im Resonanzbereich des Wellenstranges, kann es zu einer starken Resonanzüberhöhung in den Wellenmomenten des Turbosatzes kommen. Man spricht in diesem Fall von *Subsynchronen Schwingungen* (Subsynchronous Oscillation, SSO) [IEE92]. Eine besondere Form der SSO ist die *Subsynchroner Resonanz* (Subsynchronous Resonance, SSR).

#### Definition 2.1 (Subsynchroner Resonanz - SSR):

*Elektromechanische Wechselwirkung auf Basis eines Energieaustausches zwischen einem mechanischen Turbinen-Generatorsystem und einem serienkompensierten elektrischen Energienetz auf einer oder mehreren Frequenzen unterhalb der Netzfrequenz.*

Erstmals wurde im Jahre 1937 von Butler und Concordia [BC37] über Torsionsschwingungen im Zusammenhang mit serienkompensierten Leitungen berichtet [BCK43]. Jedoch führten erst zwei kapitale Wellenschäden im Mohave Kraftwerk in

Nevada, USA zu einer breiten wissenschaftlichen Untersuchung dieses Phänomens [BG79], [FSK77].

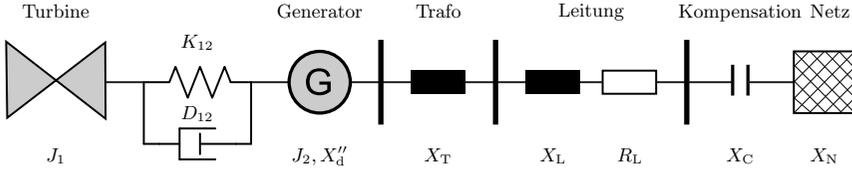


Abb. 2.4: Serienkompensierte Leitung

Die Serienkompensation verringert den Längsspannungsabfall und den Leitungswinkel  $\vartheta$  auf einer elektrischen Leitung und sorgt so für eine Erhöhung der maximal übertragbaren Leistung. Einsatz findet diese Kompensation vor allem bei langen Übertragungsleitungen. In Abbildung 2.4 ist ein Netzausschnitt mit serienkompensierter Leitung und einem einspeisenden Generator zu sehen. Der mechanische Teil des Turbosatzes ist hier lediglich durch einen Zweimassenschwinger (ZS) modelliert, wobei  $J_1$  die Turbinen- und  $J_2$  die Generatormasse darstellt. Auf der elektrischen Seite bilden die Reaktanzen des Maschinentransformators  $X_T$ , des Netzes  $X_N$ , der Leitung  $X_L$ , die subtransiente Generatorreaktanz  $X_d''$  und die Kondensatorreaktanz  $X_C$  einen Serienschwingkreis. Nimmt man eine Netzfrequenz von  $f_{\text{Netz}}$  an, so berechnet sich die Resonanzfrequenz des Schwingkreises nach Gleichung 2.2. Darin ist  $\xi$  der Kompensationsgrad der Leitung, der aus Stabilitätsgründen nur bis maximal  $\xi = 0,5$  erhöht wird.

$$f_{\text{el}} = f_{\text{Netz}} \cdot \sqrt{\frac{X_C}{X_T + X_L + X_N + X_d''}} \quad (2.2)$$

$$f_{\text{el}} = f_{\text{Netz}} \cdot \sqrt{\xi}$$

Bei kleinsten Störungen im angeschlossenen elektrischen Netz fließen Ströme mit der Frequenz  $f_{\text{el}}$  durch die Statorwicklungen des Generators. Das damit verknüpfte magnetische Feld verursacht eine Oszillation des inneren Drehmoments der Synchronmaschine  $M_i$  mit der Frequenz  $f_e$ .

$$f_e = f_{\text{Netz}} - f_{\text{el}} \quad (2.3)$$

Ist nun die Frequenz  $f_e$  der Eigenfrequenz des mechanischen Systems nahe, in diesem Beispiel also

$$f_{\text{me}} = \sqrt{\frac{K_{12}}{\frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}}}, \quad (2.4)$$

so kommt es zu einer Anregung des mechanischen Systems. Erhöhte Schwingungen des Generatorrotors haben eine Modulation der Klemmenspannung des Generators zur Folge, die schließlich zu netzseitigen Strömen mit den Frequenzen

$$f_{\text{el,sub}} = f_{\text{Netz}} - f_{\text{me}}$$

$$f_{\text{el,sup}} = f_{\text{Netz}} + f_{\text{me}}$$

führt (siehe Kapitel 7.2). Es schwingen also zwei Oszillatoren, ein mechanischer und ein elektrischer, gegeneinander mit wachsender Amplitude. In Abhängigkeit der vorhandenen Dämpfung können die Wellenmomente innerhalb von Sekunden kritische Materialgrenzwerte überschreiten.

Das beschriebene Phänomen ist in der Literatur mit den Begriffen *Torsional Interaction (TI)* und *Induction Generator Effect* verknüpft [IEE92]. Dabei ist zu bemerken, dass zur Auslösung von subsynchronen Resonanzen keine Systemstörung (weder elektrisch noch mechanisch) vorliegen muss. Kommt jedoch im Falle einer kritisch kompensierten Leitung noch ein transientes Fehlerereignis hinzu, so führt dies zu einer größtmöglichen Gefährdung des Turbosatzes (sog. *Torque Amplification*).

Neben serienkompensierten Leitungen können auch andere Komponenten des elektrischen Energienetzes Ursache für Torsionsschwingungsanregungen sein. In diesem Fall spricht man von subsynchronen Schwingungen (SSO). Im Allgemeinen kann festgestellt werden, dass jede Art von Anlage, die Leistungsfluktuationen im Bereich der subsynchronen Eigenfrequenzen auslöst, Torsionsschwingungen anregen kann.

Hierbei sind insbesondere leistungsstarke Stromrichteranlagen, z.B. Anlagen zur Hochspannungs-Gleichstrom-Übertragung (HGÜ) oder für flexible Drehstromübertragungssysteme (Flexible-AC-Transmission-System, FACTS), zu nennen [MLP81], [JHDL<sup>+</sup>02]. Bei klassischen thyristorbasierten HGÜ-Anlagen kann es infolge der Regelung des Gleichstromes insbesondere in der Nähe der Gleichrichterstation zu einer wesentlichen Verschlechterung der Systemdämpfung und damit zu Anregungen von Torsionsschwingungsmoden kommen. Dies betrifft hauptsächlich den Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 20 Hz. Weitere Einflussgrößen sind die momentane Leistung sowie das Gleichspannungsniveau der HGÜ-Strecke. Padiyar benennt in [Pad99] u.a. mit dem Power Systems Stabilizer (PSS) und dem Statischen Blindleistungskompensator (Static Var Compensator, SVC) weitere sogenannte FACTS-Elemente, die zur Torsionsinteraktionen führen können. Darüber hinaus wird von SSO im Zusammenhang mit Windkraftanlagen, mit Lichtbogenöfen von Stahlwerken oder mit Speisewasserpumpen von Kraftwerken berichtet [JK01].

Auch von der mechanischen Seite können Torsionsschwingungen angeregt werden. Die Bandbreite von elektrohydraulischen Reglern ist groß genug, um im Bereich der

Eigenfrequenzen Störmomente abzugeben und so ungewollt Schwingungen auszulösen.

Eine Zusammenstellung von Literaturstellen bezüglich subsynchroner Resonanzen ist in [IAB<sup>+</sup>97] zu finden.

### 2.3.3 Kurzzeitige Torsionsschwingungsanregungen

Subsynchroner Schwingungen gehören zu den gefährlichsten Anregungen eines Turbosatzes. Allerdings treten diese nur selten auf. Weitaus häufiger wird ein Turbosatz durch kurzzeitige (transiente) Ereignisse zu Schwingungen angeregt. In der Regel handelt es sich hierbei um Störfälle im elektrischen Energienetz. Im Allgemeinen führt jeder Störfall, der mit einer Wirkleistungsänderung an einem Generator einhergeht, zu einer transienten Anregung seines Wellenstranges [IEE82]. Die Größe der entstehenden Torsionsmomente und das damit verbundene Gefährdungspotential sind dabei abhängig von folgenden Faktoren [Hum03]:

- Art der Störung im elektrischen Netz
- Räumliche Distanz der Störung zum Turbogenerator
- Zeitliche Einwirkdauer auf den Turbogenerator
- Lastzustand des Generators vor Fehlereintritt

Einer der größten anzunehmenden Störfälle am Turbosatz ist der Klemmenkurzschluss. Dieser wird daher nach DIN VDE 0530 als Auslegungskriterium zur Beurteilung der Torsionsbeanspruchung eines Turbosatzes herangezogen. In Abhängigkeit vom Zeitpunkt des Kurzschlusses können die elektromechanischen Momente im Luftspalt Werte im Bereich des drei- bis sechsfachen Nennmomentes erreichen. Ähnlich hohe Wellenmomente können bei zweipoligen Kurzschlüssen auftreten.

Neben dem Klemmenkurzschluss führen auch generatorferne, zwei- und dreipolige Netzkurzschlüsse zu starken Torsionsschwingungsanregungen. Dabei erzeugt sowohl das Abschalten wie auch das Wiedereinschalten eine große Stoßanregung. Bis zur Abschaltung eines Netzkurzschlusses vergeht in der Regel eine Zeitdauer von 60 ms bis 200 ms. In dieser Zeit kann der Generator in Abhängigkeit von der Netzkonfiguration nur einen Bruchteil seiner Leistung abgeben. Der Turbinenregler benötigt deutlich länger als 200 ms, um auf den neuen Lastzustand zu reagieren. Durch den Leistungsüberschuss läuft der Turbosatz gegenüber dem Netz vor, wodurch es bei der Abschaltung des Kurzschlusses zu einer Fehlsynchronisation kommt. Verstärkend wirkt vor allem das Auftreten eines transienten Moments während des Abschaltens. Damit werden die bereits bei Kurzschlusseintritt angeregten Wellenschwingungen

nochmals verstärkt. Neben der Netzkonfiguration sind die Kurzschlussdauer und die im Fehleraugenblick abgegebene Wirkleistung die wesentlichen Einflussparameter.

Eine starke Torsionsbeanspruchung im Bereich des neunfachen Nennmoments kann infolge sogenannter Kurzunterbrechungen (auch automatische Wiederzuschaltung, Reclosing) auftreten. Da viele Fehlerursachen im elektrischen Netz selbständig verschwinden (u.a. Wischer), wird bei einer Fehlerabschaltung das betroffene Leitungstück nach kurzer Zeit erneut automatisch zugeschaltet. Nur wenn der Fehler noch immer anliegt, wird die Leitung endgültig freigeschaltet. Eine Abschaltung erfolgt in der Regel mit einer Einzelpol- oder einer Dreipolsteuerung. Im schlimmsten Fall tritt eine fehlerhafte Kurzunterbrechung bei einem dreipoligen Kurzschluss auf. Dies führt zu folgender Anregungskette:

1. Anregung durch dreipoligen Kurzschluss
2. Anregung durch erste Fehlerabschaltung
3. Anregung durch dreipolige Wiedereinschaltung
4. Anregung durch zweite Fehlerabschaltung

In Abhängigkeit des zeitlichen Ablaufs (Kurzschlusszeiten) können diese versetzten Anregungen zu sehr großen Torsionsmomenten führen.

Neben den oben bereits erwähnten Fehlsynchronisationen bei einer Abschaltung von Netzkurzschlüssen, können diese auch bei Netzschaftungen ausgelöst werden. In einem Kraftwerk ist eine Fehlsynchronisation ein recht seltener Fehlerfall, der allerdings, wenn er auftritt, schwerste Auswirkungen auf den Turbosatz mit sich bringt. Haupteinflussparameter ist dabei der vorhandene Fehlwinkel sowie der Schlupf zwischen Generator und zugeschaltetem Netz. Die Anregungsmomente können das drei- bis fünffache des Nennmoments erreichen. Für Fehlwinkel  $\delta$  im Bereich zwischen  $90^\circ$  und  $105^\circ$  ergeben sich die höchsten Werte für das Wellenmoment. Zur Berechnung des zu erwartenden inneren Moments  $M_i$  gibt [Kul87] folgende Näherungsformel an

$$M_i = \frac{u^2}{x_T + x_N + x'_d} \cdot \left( \sin(\delta) - 2 \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) \cdot \cos\left(\omega \cdot t + \frac{\delta}{2}\right) \right), \quad (2.5)$$

wobei es sich bei den Größen um die normierten Impedanzen des Maschinentransformators  $x_T$ , des Netzes  $x_N$  und des Generators  $x_d$  sowie um die normierte Netzspannung  $u$  handelt.

Eine weitere Störfallform ist der Polschlupfbetrieb (Out-of-Step Operation). Dies ist ein äußerst seltener Fehler, der ein Versagen mehrerer Sicherheitsstufen beinhaltet. Die Auswirkungen auf den Wellenstrang sind sehr hoch.

Über weitere transiente Störanregungen berichtet [FA02] in Zusammenhang mit leistungselektronischen Netzkomponenten.

Die oben genannten Störfälle bilden die wesentliche Auswahl der möglichen Anregungsszenarien in Kraftwerksturboätzen. Für eine detaillierter Darstellung sei auf [Kul87] und [Hum03] verwiesen.

## 2.4 Auswirkungen von Torsionsschwingungen

Der letzte Abschnitt beschäftigte sich mit der Entstehung von Torsionsschwingungen im Turbosatz. An dieser Stelle sollen nun die Auswirkungen der Torsionsschwingungen erläutert werden. An einem Turbosatz treten dabei insbesondere Beanspruchungen

- der Wellen,
- der Kupplungen und
- der Turbinenschaufeln

auf. Diese Beanspruchungen verursachen Biege-, Zug-, Druck- und Schubkräfte in den Werkstoffen. Der jeweilige Beanspruchungsgrad ist abhängig von der Bauteilgeometrie und von den verwendeten Werkstoffen.

Die charakterisierende Größe bei Wellen ist die auftretenden Torsionsspannung. Diese berechnet sich gemäß

$$\tau_t = \frac{M \cdot \alpha_k}{W \cdot b_o \cdot b_g}, \quad (2.6)$$

wobei  $M$  das anliegende Torsionsmoment und  $W$  das Widerstandsmoment des Wellenabschnittes ist. Die Faktoren  $\alpha_k$  (Kerbfaktor),  $b_o$  (Oberflächenfaktor) und  $b_g$  (Größenfaktor) berücksichtigen die spezifischen Eigenschaften der Bauteile. Die ermittelte Torsionsspannung  $\tau_t$  muss stets unter der zulässigen maximalen Torsionsspannung des Wellenmaterials  $\tau_{tz}$  bleiben. Prinzipiell muss dabei zwischen ruhenden, schwelenden und wechselnden Belastungen unterschieden werden.

Die Welle eines Turbosatzes erfährt im Störfall gleich mehrere Belastungen. Dies sind eine ruhende Torsionsbeanspruchung aufgrund der Lastübertragung, eine Wechselbeanspruchung ausgelöst durch den Störfall, sowie eine Biegebeanspruchung, durch das Eigengewicht der Rotoren. Die einzelnen Beanspruchungen sorgen für eine fortschreitende Ermüdung des Werkstoffes. Dies bezeichnet man als Verbrauch der Lebensdauer. Ein vollständiger Verbrauch an Lebensdauer liegt bei einer 100-prozentigen Wellenermüdung vor. Dies äußert sich z.B. durch das Auftreten von lokalen Wellenrissen. Die Verbrauchshöhe je Störereignis richtet sich nach

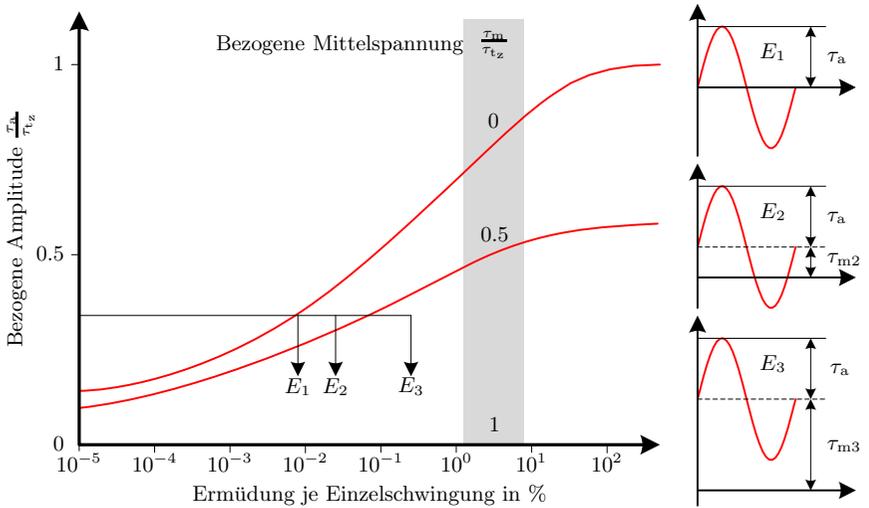


Abb. 2.5: Verlauf der Werkstoffermüdung [Hum03]

- der Amplitudenhöhe des Wechselanteils der Torsionsmomente  $\tau_a$ ,
- dem Mittelwert  $\tau_m$  und
- der Anzahl der Lastwechsel.

Entsprechend der Werkstofftheorie (Regel von Palmer und Grün) ergibt sich die Gesamtwerkstoffermüdung  $E$  aus der linearen Summe der Einzelermüdungen  $E_i$ , die von jedem einzelnen Lastwechsel verursacht wird.

$$E = \sum_1^n E_i \quad (2.7)$$

Zur Bestimmung der jeweiligen Einzelermüdung greift man, wie in der Werkstoffkunde üblich, auf empirisch ermittelte Festigkeitskurven zurück. Zur Veranschaulichung zeigt Abb. 2.5 die Festigkeitskurve des am häufigsten eingesetzten Wellenwerkstoffes (26NiCrMoV14-5). In Abhängigkeit der vorhandenen Mittelspannung  $\tau_m$  ergibt sich aus der Amplitudenhöhe der Torsionsspannung  $\tau_a$  die Ermüdung je Einzelschwingung.

Erhebliche Belastungen beim Auftreten von Torsionsschwingungen erfahren neben der eigentlichen Welle insbesondere die Kupplungen des Turbosatzes. Die Kupplungen verbinden die Einzelläufer mit Hilfe von Kupplungsbolzen kraftschlüssig

miteinander. Bei der Auslegung der Kupplungen ist es oftmals technisch und wirtschaftlich nicht möglich, dass alle zu erwartenden Beanspruchungen im elastischen Materialbereich liegen. Im Falle von Großstörungen nimmt man daher bleibende Verformungen in Kauf.

Die Turbinenschaufeln sind ein weiteres Element des Turbosatzes, das Schäden durch das Auftreten von Torsionsschwingungen erleiden kann. Bei der Torsionsoszillation der Welle erfahren die Schaufeln eine sogenannte Fußanregung. Liegt diese in der Nähe der Biegeeigenfrequenz der Schaufel, kann es zu gefährlichen Resonanzüberhöhungen kommen. Die Höhe der Beanspruchung ist in erster Linie vom Schlankheitsgrad der Schaufel und ihrer Länge abhängig.

Wertet man nun die in Abschnitt 2.3 erläuterten Störfälle mit den hier beschriebenen Auswirkungen aus, so kann man das Gefährdungspotential jedes einzelnen Störfalltyps für einen Turbosatz feststellen. In [Kul87] wurde dazu ein sogenannter Störfallkatalog entwickelt. Die Gefährdung des Turbosatzes durch den jeweiligen Störfall wird durch das Produkt dreier Faktoren berechnet:

- A: Häufigkeit der Störung
- B: Schwere der Störung
- C: Wahrscheinlichkeit für das Erreichen der Maximalbeanspruchung

Aus dem Katalog geht hervor, dass insbesondere der ober- oder unterspannungsseitige Kurzschluss, die Fehlsynchronisation und subsynchrone Resonanzen als gefährliche Fehlerfälle einzustufen sind. Mit Hilfe des Störfallkatalogs kann der Kraftwerksbetreiber auftretende Störfälle einordnen, bewerten und, falls notwendig, Maßnahmen einleiten. Mögliche Maßnahmen sind ein Vorziehen von geplanten Revisionsmaßnahmen oder im Extremfall die Stilllegung.

## 2.5 Lösungsansätze zur Torsionsproblematik

Im bisherigen Kapitel wurden die Ursachen und Auswirkungen von Torsionsschwingungen in Antriebssträngen, insbesondere in einem Turbosatz aufgezeigt. Neben einer entsprechenden konstruktiven Auslegung eines Antriebsstranges gibt es noch weitere Möglichkeiten, die im Bezug auf die Torsionsproblematik Anwendung finden.

### 2.5.1 Vermeidung und Dämpfung von Torsionsschwingungen

Die beste Methode, der Torsionsproblematik zu begegnen, ist das Vermeiden von Schwingungsanregungen. Allerdings ist diese Methode nur sehr selten anwendbar

und sorgt, falls überhaupt möglich, für eine erhebliche Beeinträchtigung des Gesamtsystems. Diesbezüglich kann man die Anwendung von langsamen Beschleunigungsrampen im Fahrzeugbereich nennen, die als Konsequenz eine bescheidene Systemdynamik mit sich bringt.

Bei Kraftwerksturbosätzen ist eine Vermeidung von kurzzeitigen Anregungen nicht möglich. Dennoch sei an dieser Stelle erwähnt, dass es einen wesentlichen Zusammenhang zwischen dem Zustand und der Qualität des jeweiligen Übertragungsnetzes und der Anzahl der Störereignisse gibt.

Auf dem Gebiet der periodischen Anregungen gibt es hingegen eine Fülle von Vorschlägen zur Vermeidung von Torsionsschwingungsanregungen. In den letzten Jahrzehnten wurde eine Reihe von Maßnahmen entwickelt, um subsynchrone Resonanzen im elektrischen Energienetz zu vermeiden oder zu beherrschen. Eine Möglichkeit besteht darin, Schäden am Turbosatz mit Überwachungs- und Schutzsystemen zu vermeiden. In der Regel werden dazu die Statorströme auf subsynchrone Frequenzanteile hin untersucht. Des Weiteren können mit Filtern sowohl im Netz als auch direkt am Generator Anregungen unterdrückt werden. Auch durch den Einsatz von FACTS bei serienkompensierten Leitungen können subsynchrone Resonanzen vermieden werden. Hier bietet sich die Verwendung einer thyristorgesteuerten Serienkompensation (Thyristor-Controlled Series Compensation, TCSC) an [CJS96], [JWSA07]. Zusätzlich kann die SSR-Problematik durch eine modifizierte Erregerregelung des Generators verbessert werden. Einen Überblick einiger Möglichkeiten gibt [IEE80].

Zwei Methoden zur Dämpfung von Torsionsschwingungen werden in [PSJM98] und [HAM08] diskutiert. Bei beiden Methoden wird die Drehzahl des Generatorrotors als Messgröße benutzt. Die erste Methode sieht die Anwendung eines thyristorgesteuerten Bremswiderstandes (Thyristor-Controlled Braking Resistor, TCBR) vor, der an den Stator клемmen des Generators angeschlossen wird. Beim zweiten Ansatz handelt es sich um einen modifizierten Static Compensator (STATCOM). Mit beiden Methoden ist eine Entschärfung der Torsionsproblematik im Zusammenhang mit serienkompensierten Leitungen möglich. Allerdings sind diese Systeme sowohl von ihrer Leistungsfähigkeit als auch von ihrer Anwendungsbreite beschränkt und können daher nicht als aktive Torsionsschwingungsdämpfungssysteme betrachtet werden.

Der Vollständigkeit halber sei an in dieser Stelle auch auf mechanische Lösungsmöglichkeiten zur Torsionsschwingungsdämpfung hingewiesen. Diese finden häufig Anwendung bei kleinen Antriebssträngen wie z.B. bei Produktionsmaschinen. Der Einsatz von mechanischen Schwingungsdämpfern bei Turbosätzen wird in der Literatur nur sehr selten diskutiert [TCT97], [HM90].

### 2.5.2 Erfassung und Bewertung von Torsionsschwingungen

Die Erfassung und Bewertung von Torsionsschwingungen ist derzeit technischer Stand zur Behandlung der Torsionsproblematik bei Turbogeneratorsätzen. Dies geschieht mittels Torsionserfassungsgeräten, welche die gemessenen Torsionsschwingungen bewerten, das Beanspruchungsniveau bestimmen und Aussagen über den Beanspruchungsgrad des Turbosatzes fällen. Zusätzlich können einige Geräte auch Schutzaufgaben wahrnehmen. Hersteller dieser Geräte sind u.a. die Firmen General Electric, Bently Nevada und Siemens. Mit dem Aufbau eines Torsionserfassungsgerätes beschäftigt sich auch die Forschungsarbeit von Humer [Hum03]. Ziel der aktuellen Entwicklung dieser Messgeräte ist vor allem eine vereinfachte Messwert-erfassung und eine verbesserte Auswertung. Da die Messgeräte sowohl stationär als auch temporär eingesetzt werden sollen, müssen der Aufbau und die Kalibrierung des Geräts so einfach wie möglich gehalten werden. Die Entwicklung von berührungslosen Drehmomentsensoren stellt daher eine entscheidende Verbesserung dar. Da oftmals nicht jedes Wellenmoment technisch messbar ist, werden Beobachtersysteme eingesetzt, die auf Basis einer vorhanden analytischen Modellierung des Turbosatzes die fehlenden Wellenmomente berechnen.

## Kapitel 3

# Aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen

Im vorherigen Kapitel wurden die Anregungsmechanismen sowie die Auswirkungen von Torsionsschwingungen in Wellensystemen von Kraftwerksturbosätzen und weiteren Antriebssträngen erläutert. Im Kraftwerksbereich begegnet man der Torsionsproblematik mit einer äußerst robusten konstruktiven Auslegung eines Turbosatzes. Darüber hinaus finden heutzutage Torsionsüberwachungs- und Bewertungssysteme Anwendung. Die Vorteile eines aktiven Dämpfungssystems sind vielseitig und umfassen u.a. folgende Punkte:

- Reduzierung der Materialermüdung
- Vergrößerung der Revisionsintervalle
- Verringerung der Betriebskosten
- Erhöhung der Einsatzbereitschaft im Störfall
- Optimierte Konstruktion von Turbosätzen

In diesem Kapitel wird das Grundkonzept eines Systems zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen vorgestellt. Im Anschluss erfolgt eine detaillierte Betrachtung der einzelnen Teilsysteme.

### 3.1 Stellgrößen zur Torsionsschwingungsdämpfung am Turbosatz

Möchte man eine Systemgröße aktiv verändern, so stellt sich zu allererst die Frage nach der vorhandenen *Stellgröße*, also jener Größe, mit der die gewünschte Systemgröße überhaupt beeinflusst werden kann. In den seltensten Fällen kann auf diese

Systemgröße, in der Regelungstechnik *Regelgröße* genannt, direkt zugegriffen werden. Daher kann die Stellgröße die Regelgröße nur indirekt über die *Regelstrecke* beeinflussen. Natürlich ist man bemüht, eine Stellgröße zu erlangen, die möglichst direkt auf die Regelgröße durchgreift, um somit eine „kurze“ Regelstrecke zu erhalten. Hier unterliegt man allerdings den Einschränkungen des zu regelnden Systems. Am Turbosatz gibt es eine Reihe von möglichen Stellgrößen, die prinzipiell in Betracht gezogen werden können. Die Regelgrößen an sich sind die Drehmomente  $M_{ij}$  auf den einzelnen Wellenabschnitten, die idealerweise nur Gleichanteile aufweisen sollen, die der stationären Last entsprechen.

Am Turbosatz besteht kein direkter Zugriff auf die Wellenmomente. Daher ist es notwendig, durch Beaufschlagung eines weiteren Moments, zukünftig als Dämpfungsmoment  $M_D$  bezeichnet, einen möglichst direkten Einfluss auf die Wellenmomente  $M_{ij}$  zu erreichen. Mögliche Positionen dafür zeigt Abb. 3.1. Die erste Möglichkeit besteht darin, den jeweiligen Turbinenmomenten ein Dämpfungsmoment zu beaufschlagen. Der Vorteil davon ist, dass somit eine Beeinflussung gleich an mehreren Stellen des Turbosatzes möglich ist. Zur Umsetzung dieser Möglichkeit müssten die Dampfventile der Turbinen entsprechend geregelt werden. Dies ist allerdings aufgrund der eingeschränkten Ventildynamik nicht möglich.

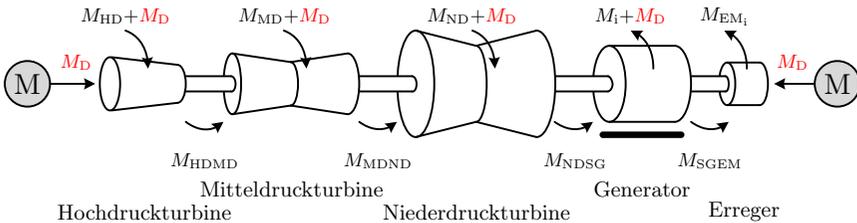


Abb. 3.1: Mögliche Stellgrößen zur Torsionsschwingungsdämpfung

Darüber hinaus ist die Einbringung eines Dämpfungsmoments an beiden Enden des Turbosatzes mit Hilfe von Elektromotoren vorstellbar. Dazu müssen die Motoren an das jeweilige Wellenende montiert werden. Ein großer Vorteil dieses Systems ist die sehr gute direkte Regeldynamik von E-Motoren, die ohne Probleme die geforderte Dynamik aufbringen können. Jedoch besitzt auch dieses System zwei Nachteile. Zum einen ist ein Stelleingriff an den Wellenenden aus regelungstechnischer Sicht aufgrund der „langen“ Regelstrecke ungünstig. Zum anderen fällt eine Kostenabschätzung hoch aus, da ein Eingriff in den mechanischen Aufbau des Turbosatzes zur Verwirklichung eines solchen Systems notwendig ist.

Als Stellgröße bleibt somit nur noch das innere Moment  $M_i$  des Synchrongenerators übrig. Dabei handelt es sich um das elektrische Gegenmoment, das über den Luftspalt vom Generatorstator auf den Rotor übertragen wird. Die Position am Wellen-

strang ist ideal, zumal an dieser Stelle in der Regel auch das Störmoment angreift. Andererseits kann auf das innere Maschinenmoment  $M_i$  nur über das elektrische System zugegriffen werden, das jedoch keineswegs starr mit dem mechanischen Teil des Turbosatzes verknüpft ist. Für den stationären Fall und bei Vernachlässigung der Verluste im Generator gilt der einfache Zusammenhang

$$M_i = \frac{P_{SG}}{\omega_{SG}}, \quad (3.1)$$

wobei  $P_{SG}$  die Wirkleistung und  $\omega_{SG}$  die Winkelgeschwindigkeit des Generators darstellt. Für den dynamischen Fall ergeben sich weitaus komplexere Zusammenhänge, die im späteren Verlauf dieser Abhandlung diskutiert werden. An dieser Stelle soll eine prinzipielle Betrachtung genügen. Vereinfacht lässt sich also feststellen, dass das Drehmoment  $M_i$  direkt proportional zur Wirkleistung  $P_{SG}$  des Generators ist. Somit lässt sich auch das Dämpfungsmoment  $M_D$  durch eine Beeinflussung der Wirkleistung des Generators einkoppeln.

### 3.2 Einbringung der Stellgröße

Im vorherigen Abschnitt wurde die Wirkleistung des Generators als geeignete Stellgröße zur Torsionsschwingungsdämpfung identifiziert. Jedoch ist zu bemerken, dass die Systemgröße Wirkleistung keine reguläre Stellgröße am Turbosatz darstellt. In der Regel ergibt sich diese lediglich als Messgröße aus den Statorströmen und -spannungen. Die Stellgrößen am Turbosatz sind prinzipiell nur die Turbinenmomente und die Erregung des Generators. Daher bedarf es zur Einbringung dieser Stellgröße einer zusätzlichen Systemkomponente, in Form eines Stromrichters. Mit Hilfe eines Stromrichters kann die Wirkleistung und damit das innere Moment  $M_i$  gesteuert werden. Grundsätzlich ist zwischen zwei Strukturen zu unterscheiden, die Serien- und die Parallelanbindung (siehe Abb. 3.2).

Bei einer Serienanbindung wird die gesamte Leistung des Generators über den Stromrichter gesteuert. Dadurch kann die Leistungsabgabe und damit das innere Moment des Generators sehr genau geregelt werden. Der größte Vorteil dieser Variante ist gleichzeitig ihr größter Nachteil. Da der Stromrichter bei der Serienanbindung für die gesamte Nennleistung des Generators ausgelegt werden muss, scheidet diese Möglichkeit aus Kostengründen aus. Sollte jedoch bereits ein Stromrichter zur Generatorregelung implementiert sein, wie dies bei einigen Typen von Windkraftanlagen der Fall ist, so stellt die Serienanbindung die beste Möglichkeit dar.

In der Regel ist jedoch die geeignetste Struktur die Parallelanbindung. Dazu wird der Stromrichter an den Statorklemmen des Generators parallel zum Maschinentransformator angeschlossen. Die Aufgabe des Stromrichters ist es, die notwendige

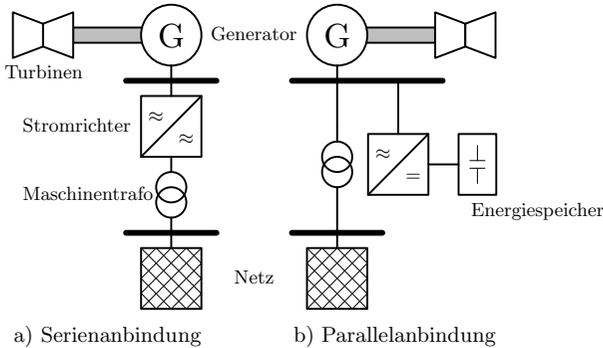


Abb. 3.2: Varianten zur Einbindung eines Dämpfungsstromrichters am Turbosatz

Leistung (Dämpfungsleistung) und somit das Drehmoment zur Dämpfung der Torsionsschwingung abzugeben.

Zur Dämpfung der schwingenden Wellenmomente  $M_{ij}$  wird ein mittelwertfreies Dämpfungsmoment  $M_D$  benötigt. Dies bedeutet für den Stromrichter, dass dieser sowohl Leistung abgeben als auch aufnehmen muss. Der Stromrichter muss daher mit einem Energiespeicher ausgestattet werden, der die abgegebene und aufgenommene Leistung zwischenspeichert. Als Energiespeicher kommen sowohl magnetische (Spulen) als auch elektrische Speicher (Kondensatoren) in Frage. Die Auswahl richtet sich nach mehreren Faktoren. Die gewählte Stromrichterstruktur spielt dabei eine bedeutende Rolle.

### 3.3 Gesamtsystemkonzept zur Torsionsschwingungsdämpfung

Bei Verwirklichung der zuvor erläuterten Parallelanbindung erhält man als Gesamtsystem das in Abb. 3.3 schematisch dargestellte Dämpfungskonzept. Eingangsgrößen sind die Drehmomente an den einzelnen Wellenabschnitten. Die Anzahl und der Ort der Messpunkte richten sich prinzipiell nach dem Aufbau des Turbosatzes. In der Realität sind nicht alle Wellenabschnitte für eine Messung zugänglich. Desweiteren sind die gestellten Anforderungen an das Dämpfungssystem bei der Anzahl der Messpunkte zu berücksichtigen. Natürlich ist es auch möglich, anstelle der Drehmomente weitere Kenngrößen des Turbosatzes, wie z.B. die Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Rotoren, zu erfassen. Dies setzt allerdings eine exakte Modellbildung des Turbosatzes voraus. Da dies in der Regel nicht möglich ist, sind diese Messgrößen eher als Ergänzungsgrößen zu betrachten.

Die Messgrößen werden im Anschluss an die Dämpfungsregelung weitergeleitet.

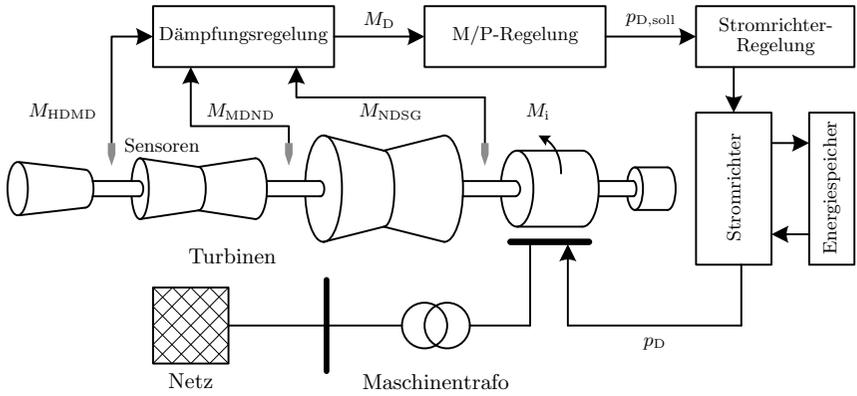


Abb. 3.3: Schematische Darstellung des Gesamtsystems zur Torsionsschwingungsdämpfung

Diese Regelung hat die Aufgabe, das notwendige Dämpfungsmoment  $M_D$  zu bestimmen, das am Generatorrotor eingekoppelt werden muss, um die aktuellen Torsionsschwingungen am Turbosatz zu dämpfen.

Das Ausgangssignal der Dämpfungsregelung ist gleichzeitig das Eingangssignal des M/P-Reglers (Drehmoment-Leistungs-Regler). Dieser hat unter Berücksichtigung der Generator-Netz-Konfiguration die Aufgabe, die notwendige Dämpfungsleistung  $p_{D,soll}$  zu bestimmen, die bei der Abgabe am Knotenpunkt Generator/Netz dem inneren Moment  $M_i$  ein Drehmoment  $M_D$  überlagert.

Die Stromrichterregelung sorgt für eine geeignete Ansteuerung der Stromrichterventile, so dass die vom Stromrichter an den Stator клемmen des Generators abgegebene Leistung dem vorgegebenen Sollwert des M/P-Reglers folgt. Die Regelung des Stromrichters enthält mehrere unterlagerte Regelkreise, so dass es sich in der Gesamtheit um eine Kaskadenregelung handelt.

### 3.4 Dämpfungssystem für Schwungradgeneratoren

Das in dieser Arbeit untersuchte Dämpfungssystem geht auf ein System zur Dämpfung von Torsionsschwingungen bei Schwungradgeneratoren zurück. Dieses wurde maßgeblich von Sihler [SMHAUT03] am Max-Planck-Institut für Plasmaphysik (IPP) entwickelt.

Das IPP erforscht in Garching bei München und in Greifswald die Grundlagen für ein Fusionskraftwerk. Mit rund 1000 Mitarbeitern ist es weltweit eines der größten Zentren der Fusionsforschung. In Garching betreibt das IPP das Großexperiment

Tokamak ASDEX Upgrade. Um den enormen Leistungsbedarf von über 500 MW für eine Dauer von ca. 10 s zu decken, werden mehrere Schwungradgeneratoren eingesetzt. Bei einer Routineüberprüfung im Jahre 1999 wurden an der Kupplung eines Generators Schäden festgestellt und als deren Ursache Torsionsschwingungen identifiziert.

Die folgenden Abschnitte geben einen kurzen Einblick in die Gegebenheiten am IPP hinsichtlich der Ursache und des angewendeten Lösungskonzepts. Dies beinhaltet auch die Erläuterung der prinzipiellen Unterschiede zwischen einem Dämpfungssystem für einen Schwunradgenerator und für einen Turbosatz.

### 3.4.1 Ursache der Torsionsschwingungen

Den Aufbau der Energieversorgung am IPP zeigt Abb. 3.4 am Beispiel der *Energiezentrale 3* (EZ3).

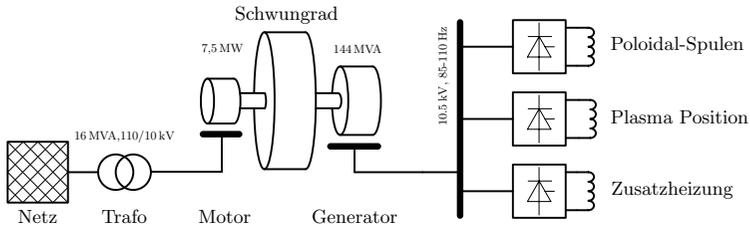


Abb. 3.4: Energieversorgung am IPP am Beispiel der EZ3

Eine Gesamtmasse, bestehend aus der Rotormasse des Motors und des Generators sowie der eigentlichen Schwungradmasse von 117 Mg, wird anfangs durch einen Motor auf 1650 U/min beschleunigt. Für den folgenden Versuch steht eine nutzbare Stoßenergie von 540 MJ bei einer Nennleistung des Generators von 144 MVA zur Verfügung. Die Betriebsfrequenz des angeschlossenen Inselnetzes ist zwischen 110 Hz und 85 Hz spezifiziert.

Eine Vielzahl von Stromrichtern, die verschiedene Magnetspulen ansteuern und somit eine Führung des Plasmastromes erlauben, bilden die Last der EZ3. Durch die Regelung der Stromrichter sowie durch Rückkopplungen des Plasmastromes erfährt der Generator eine sehr dynamische Wirkleistungsbelastung. Das Frequenzspektrum dieser Wirkleistung beinhaltet dabei auch die mechanische Resonanzfrequenz des Schwunradgenerators, die bei 23,8 Hz liegt. Somit kommt es zu einer Anregung von subsynchronen Schwingungen (SSO), wie sie auch bei Turbogeneratoren zu beobachten sind.

Abbildung 3.5 zeigt typische Messkurven (Versuchs-Nr. #16971) an der EZ3. Es ist

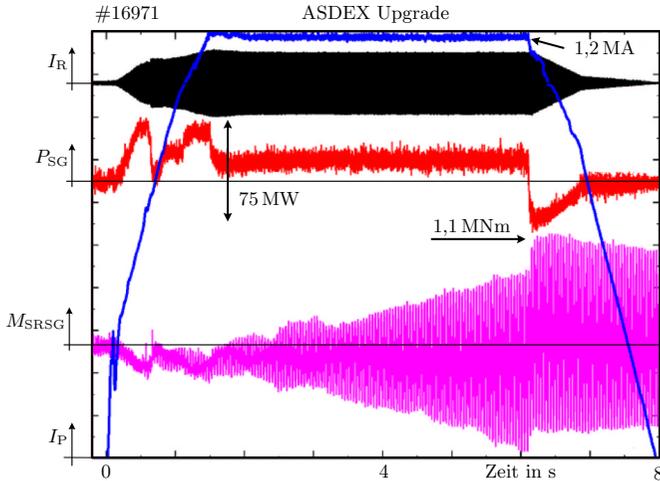


Abb. 3.5: Anregung von Torsionsschwingungen in der EZ3;  
 blau: Plasmastrom  $I_P$ , schwarz: Statorstrom  $I_R$ ,  
 rot: Wirkleistung  $P_{SG}$ , violett: Drehmoment  $M_{SRSG}$

deutlich ein Störband in der elektrischen Wirkleistung des Generators zu erkennen. Die damit verknüpfte Schwingung des inneren Moments  $M_i$  führt zu einer nahezu linear ansteigende Torsionsschwingung zwischen dem Schwungrad und dem Generatorrotor. Die Amplitude erreicht dabei einen Wert von über 1,2 MNm, was deutlich über dem maximal zulässigen Drehmoment liegt. Mit dem Beginn des Abfahrens des Versuches bei ca.  $t = 6$  s schwingt das Drehmoment gemäß der vorhandenen mechanischen Dämpfung aus [SHS<sup>+</sup>03].

### 3.4.2 Aktives Dämpfungssystem am IPP

Zur Lösung der Torsionsproblematik am IPP wurde mangels Alternativen ein System zur aktiven Dämpfung entwickelt. Die Grundstruktur entspricht dabei im Wesentlichen dem in Abschnitt 3.3 beschriebenen Systemkonzept. Als Stromrichter kommt eine netzgeführte sechspulsige Drehstrombrückenschaltung zum Einsatz. Eine Magnetspule bildet den elektrischen Energiespeicher.

Mit Hilfe dieses Dämpfungssystems konnten die Torsionsschwingungen auf ein unkritisches Niveau reduziert werden. In Abb. 3.6 sind Messkurven (Versuchs-Nr. #17779) mit aktiver Dämpfung dargestellt. Das Drehmoment erreicht hier lediglich einen maximalen Wert von 0,32 MNm.

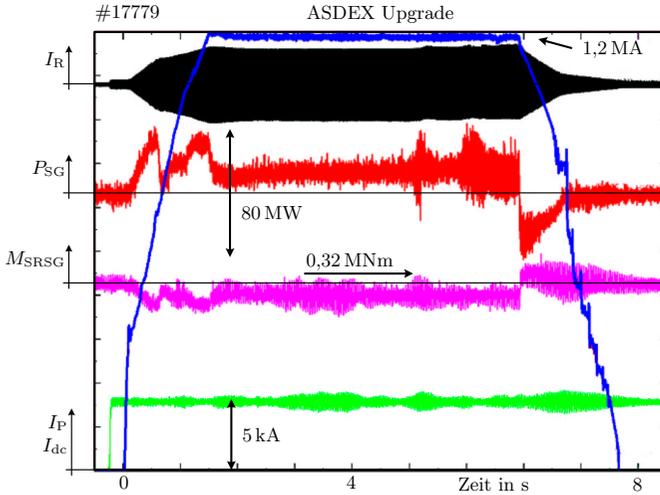


Abb. 3.6: Torsionsschwingungsdämpfung in der EZ3; blau: Plasmastrom  $I_P$ , schwarz: Statorstrom  $I_R$ , rot: Wirkleistung  $P_{SG}$ , violett: Drehmoment  $M_{SRSRG}$ , grün: Spulenstrom  $I_{dc}$

### 3.4.3 Grundlegende Unterschiede der Dämpfungskonzepte

Wie bereits einleitend erwähnt, bildet das am IPP in Garching eingesetzte System den Ausgangspunkt dieser Untersuchung. Die Dämpfung von Torsionsschwingungen in Turbosätzen und Schwunradgeneratoren unterscheidet sich jedoch in wesentlichen Punkten grundlegend voneinander.

Die deutlichste Unterscheidung findet man im Massensystem der Generatoren. Während ein Schwunradgenerator lediglich eine dominante Eigenfrequenz aufweist, besitzt ein Turbosatz in der Regel ca. sechs Eigenmoden. Dies macht einen Neuentwurf der Dämpfungsregelung zwingend notwendig. Auch die unterschiedlichen Anregungsmechanismen erfordern dies. In einem Turbosatz spielen transiente Anregungen die überwiegende Rolle, während am IPP lediglich periodische Anregungen Torsionsschwingungen auslösen (siehe Kapitel 5 und 7.1).

Einen weiteren bedeutenden Punkt stellt die Netzanbindung des Generators dar. Im Inselnetz der EZ3 führt die abgegebene Dämpfungsleistung  $p_D$  des Stromrichters direkt zu einem entsprechenden Dämpfungsmoment  $M_D$  am Generatorrotor. Bei einem Turbosatz kommt es hingegen zu einer komplexen Aufteilung der Dämpfungsleistung zwischen Generator und Netz. Diese muss zunächst genau analysiert werden, bevor ein geeigneter zusätzlicher Regler (M/P-Regelung) entworfen werden kann (siehe Kapitel 7.2).

Darüber hinaus werden unterschiedliche Stromrichterkonzepte zur Erzeugung der Dämpfungsleistung entwickelt, die eine wesentlich höhere Systemdynamik zulassen und die vorhandenen Nachteile des bisherigen Systems nicht aufweisen (siehe Kapitel 6).



## Kapitel 4

# Versuchsanlage zur Untersuchung eines aktiven Dämpfungssystems

Für eine Validierung eines Systems kommen mehrere Methoden infrage. Im Vordergrund stehen in der Regel zunächst theoretische und analytische Methoden. In einem weiteren Entwicklungsschritt bieten sich Computersimulationen an. Diese stellen heutzutage aufgrund der stark angestiegenen Rechenleistung bei gleichzeitigem Rückgang der Beschaffungskosten von Computersystemen eine bedeutende Entwicklungsstufe dar. Computersimulationen finden daher sowohl in der industriellen Entwicklung als auch in der wissenschaftlichen Forschung breite Anwendung. Trotz der oftmals hohen Modellierungstiefe und der damit steigenden Genauigkeit der Computersimulationen ist die Aussagekraft von realen Messwerten um ein Vielfaches höher. Daher kann im Zuge einer Systementwicklung auf die Durchführung von Messungen am realen System meist nicht verzichtet werden. Dies ist jedoch von der Komplexität des zu entwickelnden Systems abhängig.

Das im vorangegangenen Kapitel vorgestellte aktive Dämpfungssystem soll sowohl simulativ als auch messtechnisch untersucht werden. Zur simulativen Untersuchung werden hauptsächlich die Computersimulationsprogramme *Simplorer* und *Matlab* der Firmen *ANSYS* und *TheMathWorks* angewendet. Diese Softwareapplikationen eignen sich insbesondere zur Modellierung von leistungselektronischen Systemen, Regelungen und Maschinen.

Eine messtechnische Untersuchung gestaltet sich dagegen weitaus anspruchsvoller. Messungen an realen Generatoren können nicht durchgeführt werden. Zum einen stellt kein Kraftwerksbetreiber seinen Turbosatz für Experimente zur Verfügung, in denen verschiedene Torsionsanregungen bewusst erzeugt werden, und zum anderen ist ein solches Dämpfungssystem auch schlichtweg zu teuer, um im Rahmen eines Forschungsprojektes verwirklicht zu werden. Die einzige Möglichkeit ist daher, ein reales Modell in reduziertem Maßstab aufzubauen. Ziel ist es, den Modellversuch so zu gestalten, dass die bestmögliche Abbildung der Realität erreicht wird.

Mit einer entsprechenden Versuchsanlage können viele Anregungsszenarien, wie sie

am realen Turbosatz auftreten, nachgestellt und die Leistungsfähigkeit des Dämpfungssystems überprüft werden. Darüber hinaus können mit Hilfe einer Versuchsanlage auch die Simulationsergebnisse verifiziert werden. Des Weiteren erlangt man praktische Erfahrung beim Einsatz eines solchen Systems, welche für eine spätere Umsetzung an einem realen Turbosatz unverzichtbar ist.

## 4.1 Dimensionierung der Versuchsanlage

Bevor mit dem eigentlichen Aufbau einer Versuchsanlage begonnen werden kann, bedarf es der grundsätzlichen Konzeption. Eine wesentliche Kerngröße ist die Nennleistung des Modellturbosatzes. Prinzipiell ist eine größtmögliche Leistung des Generators wünschenswert, um das reale System möglichst gut abzubilden. Bei der Festlegung der Nennleistung müssen einige Randbedingungen berücksichtigt werden.

Die maximale Leistung wird in erster Linie beschränkt durch die vorhandene Netzanschlussleistung des Labors. Zudem ist zu beachten, dass nicht allein die Nennleistung, sondern auch die Kurzschlussleistung  $S_K$  sicher beherrscht werden müssen. Dies betrifft insbesondere die Dimensionierung der notwendigen Schütze und Leistungsschalter. Die gewählte Nennleistung korreliert somit im Wesentlichen mit den Gesamtkosten der Anlage. Nach Abwägung der verschiedenen Parameter wird eine Nennleistung  $S_N = 50 \text{ kVA}$  gewählt.

Die gewählte Nennleistung ist eine bedeutende Einflussgröße auf den mechanischen Teil des Modellturbosatzes. Zusammen mit der Nenndrehzahl legt sie das Nennmoment der Anlage fest. Um die Energie der rotierenden Massen möglichst gering zu halten, wird hier eine Nenndrehzahl  $n_N$  von 1500 U/min gewählt, womit sich ein Nennmoment  $M_N$  von ca. 300 Nm ergibt. Das Nennmoment kann jedoch im Torsionsschwingungsfall leicht überschritten werden. In einem realen Turbosatz kann in Abhängigkeit des Fehlerfalls kurzzeitig das bis zu neunfache Nennmoment auftreten. Hier wird daher ein stationäres Konstruktionsmoment  $M_K$  von 1000 Nm angenommen.

Im nächsten Schritt muss die Anzahl der nachzubildenden Turbinen und somit die Anzahl der Resonanzstellen festgelegt werden. Mit der Turbinenanzahl steigen sowohl die mechanische Systemkomplexität als auch der Betrag der rotierenden Masse. Dies führt wiederum zu einer notwendigen Massenerhöhung des ruhenden Maschinenfundaments. Die Grenze wird hierbei von der maximalen Bodenbelastbarkeit der Laborhalle vorgeben. Aufgrund dieser Überlegungen werden zunächst lediglich zwei Turbinen nachgebildet, wobei eine mögliche Erweiterung bereits eingeplant wird.

Die Lage der Resonanzstellen wird durch die Trägheitsmomente und die Steifig-

keiten der Wellen bestimmt. In Turbosätzen sind die Eigenfrequenzen zumeist unterhalb der Netzfrequenz. Bei Torsionsschwingungen in Antriebssträngen treten oft höherfrequente Eigenfrequenzen auf, weshalb hier sowohl eine subsynchrone als auch eine supersynchrone Resonanzstelle vorgesehen wird.

Nach der Festlegung der Nennleistung, des Konstruktionsmoments sowie der Massenanzahl stellt sich noch die Frage nach den Antriebsmomenten der Turbinen nachbildung. Optimal wäre ein Antriebsmoment an beiden Turbinenmodellen. Dazu müssten jedoch zwei zusätzliche Maschinen mit entsprechender Antriebsregelung implementiert werden. Aufgrund der nur mäßig verbesserten Aussagekraft der Modellierung wird nur eine Antriebsmaschine implementiert. Die zweite Turbine wird mit einer passiven Schwungmasse nachgebildet.

## 4.2 Mechanischer Aufbau

Nachdem im vorherigen Abschnitt die prinzipielle Dimensionierung der Versuchsanlage erläutert wurde, erfolgt nun eine Darstellung der einzelnen Elemente. Dabei wird auf eine detaillierte Beschreibung verzichtet und auf die Arbeiten [Kör08], [Var08], [Eyr08], [Zim08], [Eng09], [Eyr10], [Häs10], [Hol10], [Kra10] und [Sto10] verwiesen, die sich im Rahmen dieser Dissertation mit der Realisierung des Versuchsstandes beschäftigt haben.

### 4.2.1 Fundamentierung

Zur Befestigung des mechanischen Teils des Versuchsstandes ist ein geeignetes Fundament (Unterbau) erforderlich. Dieses dient nicht nur dem Ausrichten der Aufbauten, also der Maschinen und der Schwungmasse, sondern auch zur Entkopplung der mechanischen Versuchsanlage vom übrigen Gebäude. Um eine geeignete Entkopplung zu gewährleisten, bedarf es einer richtigen Dimensionierung der Fundamentmasse sowie der Fundamentabstützung.

Die Erregung von Fundamentsschwingungen geschieht in Folge von transienten oder periodischen Änderungen der Lagerstützkräfte des rotierenden Aufbaus. Dazu zählen insbesondere die Unwuchtschwingungen, aber auch innere Maschinenmomente  $M_i$ , die auf den jeweiligen Rotor angreifen. Somit führen auch die auftretenden Torsionsschwingungen zu einer entsprechenden Anregung des Versuchsstandsfundaments.

In Abhängigkeit der jeweiligen Anwendung empfiehlt [DH09] eine hohe, tiefe oder gemischte Abstimmung der Eigenfrequenz des Fundaments im Vergleich zur angreifenden Erregerfrequenz. In diesem Fall wird eine tiefe Abstimmung gewählt, die gleichbedeutend mit einem großen Massenverhältnis zwischen Fundament und

rotierender Masse ist. Die Fundamentmasse wird wiederum durch die maximale Bodenbelastbarkeit der Laborhalle von  $1500 \text{ kg/m}^2$  beschränkt.

Die gesamte Fundamentmasse  $m_F$  setzt sich aus dem Gewicht eines Stahlbeton-Quaders sowie einer darauf verschraubten Stahlplatte zusammen. Diese wird zusätzlich mit einer Spezialvergussmasse ganzflächig mit dem Betonquader kontaktiert (siehe Abb. 4.1). In der sogenannten Aufspannplatte sind vier längsverlaufende T-Nuten (DIN 65 18 H12) eingefräst, die eine exakte Ausrichtung der Aufbauten ermöglichen. Darüber hinaus gewährleistet eine Plattenstärke von 80 mm die notwendige Festigkeit gegenüber den auftretenden Biege- und Torsionskräften. Das gesamte Fundament mit der Masse  $m_F$  ruht auf acht Gummi-Metall-Puffern, die eine Steifigkeit  $c$  von 184 N/mm aufweisen. Die Berechnung der Fundamenteigenfrequenz ergibt sich vereinfacht zu

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m_F}}. \quad (4.1)$$

Eine Übersicht der resultierenden Kenngrößen des Fundaments gibt Tabelle 4.1.

Größe	Wert
Abmaße Stahlbetonquader in mm	5000 x 1000 x 350
Masse Stahlbetonquader in kg	4375
Abmaße Aufspannplatte in mm	4500 x 900 x 80
Masse Aufspannplatte in kg	2420
Masse Verguss in kg	440
Gesamtmasse Fundament in kg	7235
Eigenfrequenz in Hz	6,6

Tabelle 4.1: Kenngrößen des Fundaments

### 4.2.2 Aufbauten

Auf das im vorherigen Abschnitt beschriebene Fundament erfolgt die Montage des Modellturboatzes. Neben den Elektromaschinen sind dies vor allem die Schwungmasse und die Verbindungswellen. Abbildung 4.1 zeigt ein Bild der Aufbauten und des Fundaments.

Die richtige Dimensionierung und Auslegung der mechanischen Komponenten ist von entscheidender Bedeutung für die spätere Funktion des gesamten Versuchstandes. Dabei müssen besonders sicherheitstechnische Fragen berücksichtigt werden. Dies betrifft vor allem die Festigkeit der Wellen. Diese werden sowohl mit einem Bie-

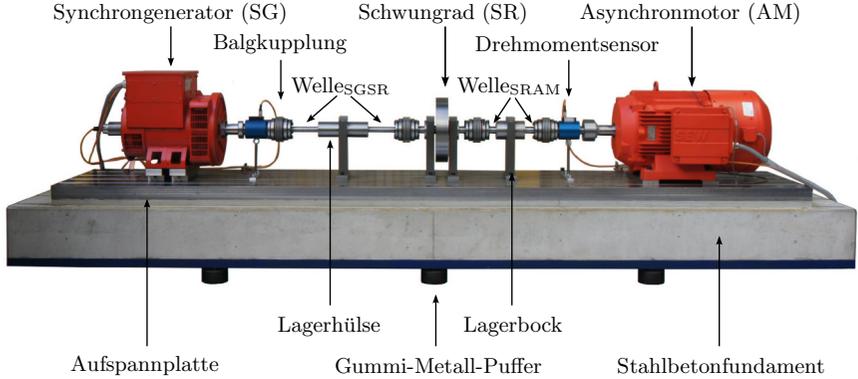


Abb. 4.1: Fundament und Aufbauten des Modellturbosatzes

gemoment  $M_b$ , als auch mit einem Torsionsmoment  $M_t$  belastet. Da es sich hierbei um mehrachsige Spannungszustände handelt, können die beiden Spannungskomponenten nicht superponiert werden, um sie direkt mit der Streckgrenze des zu verwendenden Werkstoffes vergleichen zu können. Daher wird eine Vergleichsspannung  $\sigma_v$  definiert, die die gleiche Wirkung wie der mehrachsige Spannungszustand erzeugt. Aufgrund der verschiedenen Versagensarten ergeben sich unterschiedliche Vergleichsspannungen, die auf Basis der N-Hypothese (Normalspannung), der S-Hypothese (Schubspannung) oder der G-Hypothese (Gestaltungsänderungsenergie) in Abhängigkeit des Werkstoffes und der Beanspruchung zu wählen sind. Für Wellen aus duktilen und zähen Werkstoffen empfiehlt sich die Anwendung der G-Hypothese. Zusammen mit der Streckgrenze  $R_e$  des Materials und dem Sicherheitsfaktor  $S$  ergibt sich der minimale Wellendurchmesser  $d$  zu [SS08]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{S}{R_e} \sqrt{\left(\frac{32 M_b}{\pi}\right)^2 + 2 \left(\frac{32 M_t}{\pi}\right)^2}}. \quad (4.2)$$

Die Wellen werden in drei Abschnitte gegliedert. Der erste Abschnitt dient der Befestigung der Kupplungen und muss in jedem Fall einen kleineren Durchmesser besitzen als der zweite Abschnitt, auf dem wiederum die Lager positioniert werden. Der mittlere Wellenbereich sorgt für die notwendige Steifigkeit der Welle. Die Steifigkeit  $c$  der Welle bestimmt zusammen mit den Trägheitsmomenten der Schwungrasse und der Maschinenrotoren die Resonanzfrequenzen des Systems. Darüber hinaus wird die Steifigkeit  $c$  durch die Länge  $l$  der Welle bestimmt. Die Gesamtsteifigkeit der Welle  $c_g$  berechnet sich aus der Parallelschaltung der Einzelsteifigkeiten  $c_i$  gemäß

$$c_g = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \tag{4.3}$$

$$\text{mit: } c_i = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot G}{l \cdot 32000}, \tag{4.4}$$

wobei G der Schubmodul des jeweiligen Werkstoffes ist. Die endgültige Dimensionierung der Wellen sowie der Schwungmasse erfolgt in einem iterativen Verfahren, um für die Kriterien

- größtmögliche Festigkeit,
- möglichst geringe Masse zur Reduzierung der Rotationsenergie,
- passende Lage der Resonanzfrequenzen,
- kurze Baulänge des gesamten Wellenstranges,
- geringe Achshöhe,
- Montagefreundlichkeit und
- geringe Materialkosten

eine bestmögliche Kombination zu erhalten. In Tabelle 4.2 sind die wesentlichen Kenngrößen der Aufbauten angegeben.

Größe	W <sub>SGSR</sub>	W <sub>SR</sub>	W <sub>SRAM</sub>	SR
Durchmesser in mm	33 35 40	43 45 50	43 45 50	400
Länge in mm	763	419	403	76
Masse in kg	4,13	3,76	3,42	75
Trägheitsmoment in kgm <sup>2</sup>				1,5
Steifigkeit in Nm/rad	18720	108700	122000	
Material	S355J2	S235JR	S355JR	S235JR

Tabelle 4.2: Kenngrößen der Aufbauten

Neben der Dimensionierung der Wellen und der Schwungmasse müssen weitere Konstruktionselemente bestimmt werden. Hier ist insbesondere die Lagerung des Wellenstranges zu nennen. Dazu müssen sowohl die richtige Lagerbauart als auch die geeignete Lageranordnung mit Rücksicht auf Drehzahl, Genauigkeit, angreifende Kräfte, thermische Ausdehnung, Reibung und Kosten bestimmt werden. In diesem

Fall kommen Wälzlager in Form von Kugellagern der Firma *FAG* zum Einsatz. Die Lagerung des Maschinenstranges erfolgt an zehn Positionen. Je zwei Lager befinden sich in den Maschinen. An den beiden Wellen findet je eine Fest-Los-Lagerung Anwendung, wohingegen eine Stützlagerung schwimmend (SLS) an der Schwungmasse implementiert ist. Die Lager selbst sind in vier Lagerhülsen eingebracht, die wiederum durch einen Lagerbock an der Aufspannplatte befestigt sind.

Das letzte Konstruktionselement, auf das an dieser Stelle eingegangen werden soll, sind die Kupplungen. Diese werden zur Verbindung der einzelnen Wellen und der Maschinen benötigt. Die Kupplungen müssen hohen Ansprüchen genügen. Zum einen muss das maximale Wellenmoment absolut spielfrei und drehsteif übertragen werden, und zum anderen sollte die Kupplung auch fertigungs- und montagebedingte axiale und laterale Versätze aufnehmen können. Dies leisten sogenannte Balgkupplungen, die mittels einer Konusklemmnabe reibschlüssig an den Wellenenden kontaktiert werden.

## 4.3 Elektrische Maschinen

### 4.3.1 Synchrongenerator

Der Synchrongenerator (SG) ist ein zentrales Element der Versuchsanlage. Er kann in zwei verschiedenen Zuständen betrieben werden: im Inselbetrieb und im Netzparallelbetrieb. In Abhängigkeit des Betriebszustandes kommt ein unterschiedliches Regelverfahren zur Erregerung des Synchrongenerators zum Einsatz. Im Inselbetrieb erfolgt eine Spannungsregelung, wohingegen im Netzparallelbetrieb der Leistungsfaktor der Maschine geregelt wird.

Der notwendige Erregerstrom wird durch eine Erregermaschine erzeugt, die als Außenpolmaschine ausgeführt ist und auf derselben Welle montiert ist. Die dreiphasige Ausgangsspannung der Erregermaschine muss dazu noch über ein mitrotierendes Diodenkreuz gleichgerichtet werden.

Bei der Synchronmaschine selbst handelt es sich um eine vierpolige Schenkelpolmaschine des Typs *LSA 43.2 S35* der Firma *Leroy-Somer*. Zur Regelung der beiden Betriebsarten kommen die Module *R 726* und *R 438* desselben Fabrikats zum Einsatz.

### 4.3.2 Antriebsmaschine

Die Antriebsmaschine (AM) bildet das Turbinenmoment des Turbosatzes nach. In diesem Fall kommt eine Asynchronmaschine zum Einsatz, die über einen Antriebsumrichter betrieben wird. Der Umrichter erlaubt eine dynamische Regelung der

Maschine. Dazu verwendet die Umrichterregelung Messdaten der Statorströme sowie einen über einen Inkrementalgeber ermittelten Drehwinkel der Rotorwelle.

In der Versuchsanlage wird die Asynchronmaschine in verschiedenen Betriebsarten gefahren. Die drei Betriebsarten unterscheiden sich in der jeweiligen Sollwertvorgabe. So wird im Drehzahlbetrieb die Drehzahl  $\omega$ , im Synchronbetrieb der Drehwinkel  $\varphi$  und im Drehmomentbetrieb das Drehmoment  $M$  vorgegeben und geregelt.

Die Asynchronmaschine sowie der Antriebsumrichter sind Produkte der Firma *SEW-EURODRIVE*. Eine Übersicht der Kenndaten des Generators sowie der Antriebsmaschine gibt Tabelle 4.3

Größe	Synchrongenerator	Asynchronmaschine
Leistung in VA / W	53000	55000
Polpaare	2	2
Nennspannung in V	400	400
Nenn Drehzahl in U/min	1500 / 1800	1475
Masse in kg	250	450
Trägheitmoment in $\text{kgm}^2$	0,3573	0,63
Typ	LSA 43.2 S35	DV250M4
Hersteller	Leroy-Somer	SEW-EURODRIVE

Tabelle 4.3: Kenngrößen der Elektromaschinen

## 4.4 Transformatornachbildung und Serienkompensation

Bei einem realen Turbosatz speist der Generator seine Leistung über den Maschinentransformator in das elektrische Energienetz ein. Die Impedanzen des Transformators sowie die des Netzes beeinflussen dabei das Generatorverhalten wesentlich und müssen deshalb auch am Versuchsstand berücksichtigt werden. Aus Kostengründen wird hier auf den Einbau eines eigenständigen Maschinentransformators verzichtet und dieser mit Hilfe einer Drosselspule  $L_T$  vereinfacht nachgebildet.

Das Ziel der Dimensionierung ist, ähnliche Impedanzverhältnisse zu erreichen wie im realen System. Unter Annahme einer relativen Kurzschlussspannung des Transformators  $u_k$  von 14 % und einer relativen Netzimpedanz  $x_N$  von 3 %, ergibt sich folgende theoretische Versuchsstandsimpedanz

$$\begin{aligned}
 X_{\text{TN}} &= (u_k + x_N) \cdot \frac{U_N^2}{S_N} = 544 \text{ m}\Omega \\
 L_{\text{TN}} &= \frac{X_{\text{TN}}}{2\pi f_N} = 1,73 \text{ mH},
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

wobei die Nennleistung  $S_N = 50 \text{ kVA}$  und die Nennspannung  $U_N = 400 \text{ V}$  beträgt. Am Versuchsstand wird eine Drossel mit  $L_{\text{TN}} = 2 \text{ mH}$  gewählt.

Zur Nachbildung von subsynchronen Resonanzen (SSR) wird darüber hinaus eine Serienkapazität vorgesehen. Dabei können pro Phase bis zu 12 Kondensatoren in einer Reihen-Parallel-Schaltung kombiniert werden. Die einstellbaren Kapazitäten pro Phase liegen zwischen  $1,0 \text{ mF}$  und  $20 \text{ mF}$ .

Sowohl die Serienkompensation als auch die Transformatornachbildung können wahlweise durch Leistungsschalter zugeschaltet werden. In Abb. 4.2 findet sich dazu ein schematischer Überblick des gesamten Versuchsstandes.

## 4.5 Dämpfungsstromrichter

Der Dämpfungsstromrichter hat die Aufgabe, die zur aktiven Dämpfung notwendige Leistung an den Stator клемmen des Generators abzugeben. In einem möglichen realen System hat dieser Stromrichter aus Kostengründen nur einen Bruchteil der Nennleistung des Synchrongenerators. Auf diesen Aspekt muss bei der geringen Nennleistung des Versuchsstandes keine Rücksicht genommen werden. Daher wird der Stromrichter auf die volle Nennleistung von  $50 \text{ kW}$  ausgelegt.

Als Stromrichter kommt ein Wechselrichtermodul der Firma *Semikron* zum Einsatz (siehe Abb. 4.3). Bei den eingesetzten Halbleiterventilen handelt es sich um Bipolartransistoren mit isolierter Gate-Elektrode (Insulated Gate Bipolar Transistor, IGBT). Das Modul der Modellreihe *SKiiP* hat bereits umfangreiche Peripherie implementiert. Als Eingangsgröße werden die sechs Schaltsignale der IGBTs an das Modul übergeben. Der SKiiP übermittelt Messdaten der drei Ausgangsströme, der Zwischenkreisspannung und der Temperatur, sowie mehrere digitale Informationen, die den Betriebszustand abbilden (siehe auch Tabelle 4.4).

Der Energiespeicher des Dämpfungsstromrichters wird aus zwei parallel geschalteten Kondensatoren gebildet. Die Auslegungskriterien der Kapazität sind die maximale Dämpfungsleistung  $p_D$  und die minimale Dämpfungsfrequenz  $f_D$ . Bei Vorgabe des Spannungsbereiches des Kondensators berechnet sich die minimale Kapazität  $C_{\min}$  gemäß

$$C_{\min} = \frac{2 \cdot \hat{p}_D}{\pi \cdot f_{D,\min} \cdot (u_{\text{dc,max}}^2 - u_{\text{dc,min}}^2)} .
 \tag{4.6}$$

Größe	Wert
Nennausgangsstrom in A	200
Maximale Zwischenkreisspannung in V	1200
Maximale Schaltfrequenz $f_{\max}$ in Hz	20000
Dauerleistung bei $f_{\max}$ in VA	50000
Kapazität $C$ des Energiespeichers in mF	2
Typ	SKiiP 292GD170-3DUL
Hersteller	Semikron

Tabelle 4.4: Kenngrößen des Dämpfungsstromrichters

Zum Schutz des Stromrichters sind mehrere Sicherheitssysteme implementiert. Ein umfassender Schaltfehlerschutz, z.B. eine Schaltzeitüberwachung und eine Schaltverriegelung, ist bereits auf dem Skiip-Modul elektronisch implementiert. Hinzu kommen weitere externe Systeme. Hier ist u.a. der Überspannungsschutz zu nennen, der im Auslösungsfall den Kondensator über einen weiteren IGBT und einen Widerstand entlädt.

Die Regelung des Stromrichters ist auf einem digitalen Signalprozessor implementiert, der sich wiederum auf einer eigens entwickelten Systemplattform befindet (siehe folgender Abschnitt). Eine detaillierte Beschreibung des Regelalgorithmus findet sich in Kapitel 6.

## 4.6 Mess-, Steuer- und Regelungstechnik

Zum Betrieb des Versuchsstandes ist eine geeignete Mess-, Steuer- und Regelungstechnik von essentieller Bedeutung. Leider konnte hier nicht auf eine existierende Plattform aufgebaut werden, sondern es war ein kompletter Neuaufbau erforderlich. An dieser Stelle kann leider nur ein sehr grober Überblick präsentiert werden, da eine detaillierte Darstellung des gesamten Versuchsstandes zu umfangreich ist.

### 4.6.1 Messsysteme

Die Qualität des Regelergebnisses und damit die Güte des Gesamtsystems wird in großem Maße von den Eingangsgrößen der jeweiligen Regelsysteme beeinflusst. Bei einem Aufbau eines Messsystems wie hier für den Versuchsstand müssen daher zahlreiche Randbedingungen Berücksichtigung finden. Neben der Auswahl der einzelnen Messgrößen spielen auch das Messverfahren und die Verarbeitungsgeschwindigkeit eine große Rolle.

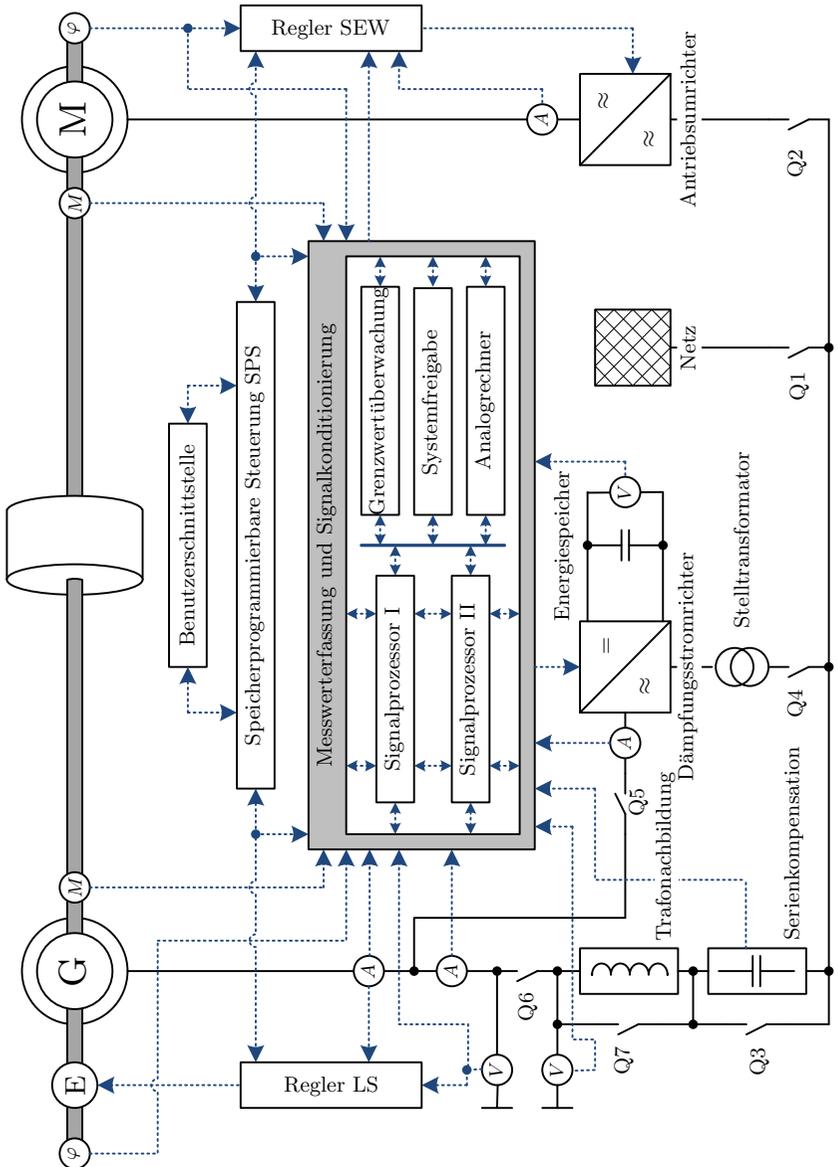


Abb. 4.2: Schematische Darstellung des Versuchszustandes

In diesem Versuchsstand werden ca. 30 Messgrößen direkt erfasst. Es handelt sich um folgende physikalische Größen:

- Spannungen
- Ströme
- Drehmomente
- Winkelinkremente
- Temperaturen

Die Messung der Ströme und Spannungen erfolgt mit entsprechenden Wandlern und Sensoren. Die notwendigen Messschaltungen wurden selbst entwickelt und hergestellt. Dies gewährleistet zum einen die benötigte Leistungsfähigkeit der Messwertverarbeitung, und zum anderen ergibt sich eine größtmögliche Flexibilität hinsichtlich der Einbindung in das gesamte Versuchsstandskonzept.

Zur Messung der Drehmomente kommen industrielle Sensoren des Herstellers *Lorenz-Messtechnik* zum Einsatz. Das Messprinzip beruht auf Dehnmessstreifen (siehe Abb. 2.1). Die Genauigkeitsklasse des Sensors ist 0,2 bei einem Nennmessbereich von 1000 Nm. Das Messergebnis wird analog und digital (RS485-Schnittstelle) übertragen. Die digitale Erfassung erfolgt mit einem digitalen Signalprozessor. Das herstellerspezifische Übertragungsprotokoll des Messensors wird dazu mit Hilfe des Serial Communication Interface (SCI) umgesetzt.

Zur Erfassung des Drehwinkels wurden an beiden Rotoren des Synchrongenerators und des Asynchronmotors Inkrementalgeber implementiert. Am Synchrongenerator mussten dazu mechanische Anpassungsmaßnahmen durchgeführt werden. Zur Messung werden Inkrementalgeber mit einer Strichzahl von 4096 eingesetzt, mit denen eine Winkelauflösung von 0,022 Grad erreicht werden kann. Die Erfassung und Auswertung der Inkrementalimpulse erfolgt wieder direkt auf einem digitalen Signalprozessor.

Die Messrohdaten werden durch die Messwertverarbeitung in weitere Systemgrößen umgerechnet, dies sind u.a.:

- Leistungen (Wirk-, Blind- und Scheinleistungen)
- Drehzahlen
- Gespeicherte Energie
- Drehwinkel (elektrische und mechanische Winkel)
- Frequenzen

Die gesamte Messwerterfassung sowie weitere elektronische Komponenten (Block *Messwerterfassung und Signalkonditionierung* in Abb. 4.2) umfassen ca. 15 Messkarten. Die Messkarten sind in einem Steuerrack implementiert, das sich im Schaltschrank des Versuchsstandes befindet. Den Schaltschrank des Versuchsstandes zeigt Abb. 4.3. Aus Platzgründen sind der Bremswiderstand des Antriebsumrichters, die Transformatornachbildung und die Serienkompensation ausgelagert.

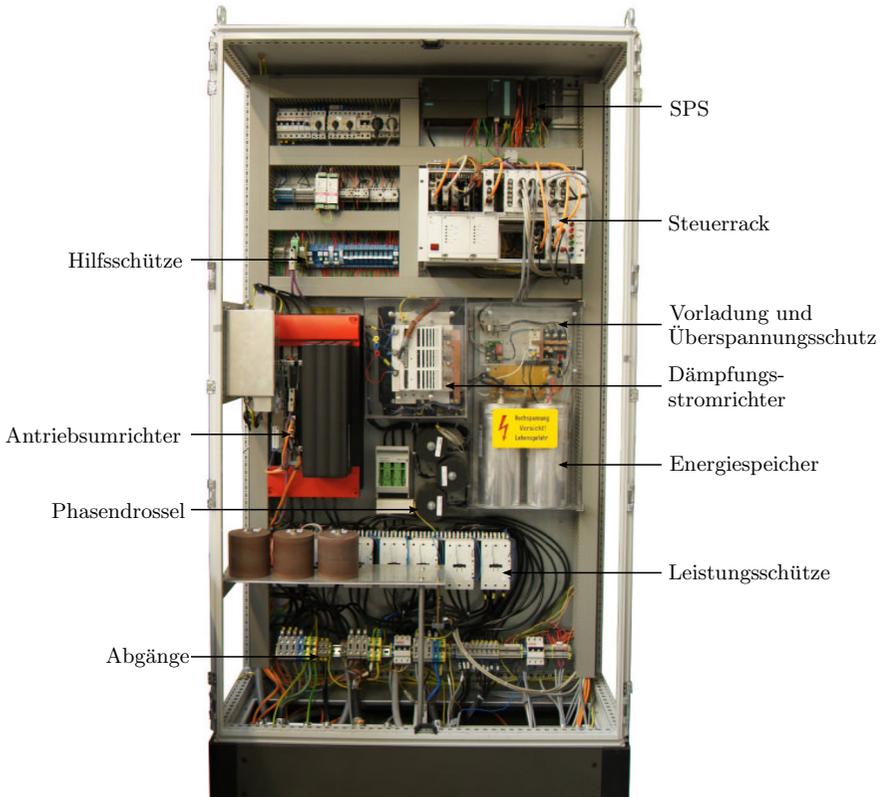


Abb. 4.3: Schaltschrank zur Steuerung des Versuchsstandes

#### 4.6.2 Regelsysteme und deren Plattformen

Für das eigentliche System zur Torsionsschwingungsdämpfung werden gemäß Kapitel 3.3 die folgenden drei Regelsysteme benötigt: die Dämpfungsregelung, die M/P-Regelung und die Stromrichterregelung. Zum Betrieb des Versuchsstandes sind noch weitere Regelsysteme notwendig. Hier sind insbesondere der Antriebs-

regler des Asynchronmotors, die Erregerregelung des Synchrongenerators sowie der Synchronisationsregler zu nennen. Der letztere wird benötigt, um den Generator korrekt mit dem elektrischen Netz zu synchronisieren.

Die Synchronisierung selbst stellt eine sehr komplexe Aufgabe dar, an der nahezu alle Regelsysteme beteiligt sind. Die Regelkette wird im Folgenden kurz erläutert.

Zu Anfang ermittelt der Synchronisationsregler aus den Spannungen des Generators und des Netzes auf Basis zweier Phasenregelkreise (Phase-Locked Loop, PLL) den Differenzwinkel zwischen mechanischem und elektrischem System. Ein Regelglied gibt im Anschluss dem Antriebsregler, der sich im Zustand Synchronbetrieb befindet, einen entsprechenden Sollwinkelweg  $\varphi$  vor. Dabei ist es möglich, einen beliebigen Phasenwinkel  $\zeta$  zwischen Netz und Generator zu regeln. Der Synchronregler erlaubt somit auch die Durchführung von winkelvariablen Fehlsynchronisationen, welche nach Kapitel 2.3.3 eine Ursache für transiente Torsionsschwingungsanregungen darstellen. Das nächste Element der Regelkette ist der Antriebsregler. Dieser führt den Asynchronmotor auf Grundlage des Sollwinkelweges des Synchronisationsreglers. Ist das Dämpfungssystem aktiv, so müssen auch der Dämpfungs-, der M/P- und der Stromrichterregler berechnet werden. Um unerwünschte Beeinflussungen der Regler unter- und gegeneinander zu verhindern, bedarf es einer robusten Abstimmung der Regler.

Die verschiedenen Regelsysteme werden auf unterschiedlichen Systemplattformen berechnet. In Tabelle 4.5 ist eine Übersicht der Regelsysteme zu finden.

Regelsystem	Systemplattform	Ausgangsgröße
Dämpfungsregler	Signalprozessor II	Dämpfungsmoment $M_D$
M/P-Regler	Signalprozessor II	Dämpfungsleistung $p_{D,soll}$
Stromrichterregler	Signalprozessor I	Schaltsignale Dämpfungsumrichter
Synchronisationsregler	Signalprozessor I	Sollwinkelweg
Antriebsregler	SEW	Schaltsignale Antriebsumrichter
Erregerregler	Leroy-Somer	Erregerspannung

Tabelle 4.5: Übersicht der Regelsysteme

Zwischen den einzelnen Systemplattformen gibt es deutliche Unterschiede bezüglich der Leistungsfähigkeit und Flexibilität. Im Falle des Erregerreglers handelt es sich um ein analoges Regelsystem, in dem die Regelstruktur vom Hersteller bereits festgelegt ist. Von Anwenderseite besteht lediglich die Möglichkeit und die Notwendigkeit einige Regelparameter, wie z.B. zur Festlegung der Stabilitäts- und der Statikeigenschaften, mit Hilfe von Drehpotentiometern einzustellen. Auf diesem Wege lassen sich auch diverse Grenzwerte festsetzen.

Wesentlich komplexer ist das SEW-System (Umrichtertyp *Movidrive MDx61B*), auf dem die Antriebsregelung implementiert ist. Auf dieser Plattform ist die grundlegende Regelstruktur festgelegt. Es besteht allerdings die Möglichkeit, zwischen verschiedenen Regelverfahren zu wählen, wie z.B. zwischen stromgeführten oder spannungsgeführten Methoden. Für das jeweilige Regelverfahren müssen dutzende Parameter vorgegeben und justiert werden. Darüber hinaus besteht auch die Möglichkeit, eigene Abläufe mit der sogenannten *IPOS*-Steuerung selbst zu programmieren. Dies ist insbesondere notwendig, um die verschiedenen Betriebsarten der Antriebsmaschine zu implementieren. Des Weiteren erlaubt die Programmierung mittels IPOS eine Vielzahl notwendiger Automatisierungselemente, wie z.B. den Maschinenhochlauf von der übergeordneten Steuerung direkt auf den Antriebsumrichter zu verlagern. Dies entflechtet wiederum die Gesamtsystemstruktur und reduziert die benötigte Systemkommunikation.

Die Systemplattformen *Signalprozessor I* und *II* sind selbst entwickelt und bieten demnach die höchste Flexibilität, benötigen aber auch den weitaus größten Implementierungsaufwand. Beide Systemplattformen basieren auf der digitalen Signalprozessor-Familie (DSP) *TMS320C2000* des Herstellers *texas instruments*. Diese Familie besitzt für die geforderte Anwendung die notwendige Rechenleistung und Systemperipherie. Die Programmierung der Prozessoren erfolgt in der Programmiersprache *C*. Die Programmstruktur wird für eine zyklische Bearbeitung mit einer festen Zykluszeit entwickelt und gliedert sich in drei Schritte. Im ersten Schritt werden neue Mess- und Eingangsgrößen abgefragt. Danach erfolgt die Datenverarbeitung, also insbesondere die Berechnung der Regler. Im letzten Punkt werden die entsprechenden Ausgangsgrößen gesetzt. Neben dem festen Programmzyklus läuft parallel dazu ein ereignisgesteuerter Programmteil ab, der keinem oder einem unterschiedlichen Zeitrhythmus folgt. Hier sind insbesondere ein Teil der Kommunikation und die Sicherheitssysteme zu nennen. Einige Kenngrößen der selbstentwickelten Systemplattformen sind in Tabelle 4.6 aufgeführt.

	Größe	Signalprozessor I	Signalprozessor II
Typ		TMS320F2812	TMS320F2812
Prozessortakt in Hz		$150 \cdot 10^6$	$150 \cdot 10^6$
Wortbreite		32	32
Rechenformate der Regler		32-Bit-Festkomma	64-Bit-Gleitkomma
Zykluszeit in Sekunden		$50 \cdot 10^{-6}$	$200 \cdot 10^{-6}$
Variablenanzahl		250	150

Tabelle 4.6: Kenngrößen der Systemplattformen Signalprozessor I und II

Neben der Programmierung der Signalprozessoren ist ein erheblicher Aufwand zur hardwareseitigen Anbindung der Signalprozessoren notwendig. Die wesentli-

chen elektronischen Schaltungskomponenten bilden die Prozessorversorgung, der RAM-Speicher, die Schnittstellentreiber für CAN, SCI, SPI, Profibus (siehe Abschnitt 4.6.4), die Digital-Analog-Umsetzer zur Echtzeitanalyse sowie eine Reihe von Signalpegelwandlern. Die Systemplattformen wurden so konzipiert, dass diese universell auch im Rahmen anderer Forschungsarbeiten einsetzbar sind [Sto10].

### 4.6.3 Steuerung des Versuchsstandes

Die bisher beschriebenen Systemplattformen zeichnen sich insbesondere durch ihre hohe Rechenleistung aus, die zur Implementierung der Regelsysteme benötigt wird. Die Systeme arbeiten dabei überwiegend unabhängig voneinander. Zur übergeordneten Steuerung ist eine weitere Ebene erforderlich. Hierzu kommt eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) der Firma *Siemens* zum Einsatz. Die Programmierung der SPS erfolgt mit der Sprache *AWL* (Anweisungsliste), deren Syntax an die Assemblersprache angelehnt ist. Hauptaufgabe der SPS ist es, die einzelnen Subsysteme mit entsprechenden Steuer- und Regelinformationen zu versorgen, die in Abhängigkeit des Versuchszustandes benötigt werden. Hierzu zählen insbesondere mehrere automatisierte Ablaufsteuerungen, wie z.B. der schrittweise Synchronisationsvorgang des Generators und das Hochfahren des Dämpfungsstromrichters. Darüber hinaus übernimmt die SPS einige direkte Steueraufgaben (u.a. Schalten der Leistungsschütze).

Die Steuerung des Versuchsstandes durch den Anwender erfolgt mittels einer PC-Schnittstelle. Hier wird das Programm *WinCC* verwendet, das einen direkten Zugriff auf die SPS gestattet. Mit dieser Software ist es möglich, eigene Bedienoberflächen zu erstellen, auf denen Messwerte angezeigt, Regeldaten eingegeben und Steuerbefehle abgesetzt werden können. Der Zugriff erfolgt direkt auf die Variablen der SPS.

### 4.6.4 Kommunikationssysteme

Die Vernetzung der oben beschriebenen Steuerungs- und Regelsysteme basiert auf unterschiedlichen Kommunikationsstrukturen. Hier kommen verschiedene Bussysteme sowie analoge und digitale Direktverbindungen zum Einsatz. Eine schematische Darstellung dazu zeigt Abb. 4.4.

Die Auswahl der jeweiligen Busstruktur richtet sich nach der Kommunikationsaufgabe und der vorhandenen Schnittstelle. Hauptunterscheidungsmerkmal ist die Datenrate. Für geringere Datenraten finden hier die Busse *PROFIBUS-DP* (Process Field Bus) und *CAN-Bus* (Controller Area Network) Anwendung. Es handelt sich dabei um standardisierte, industrielle Feldbusse. Sind höhere Übertragungsrä-

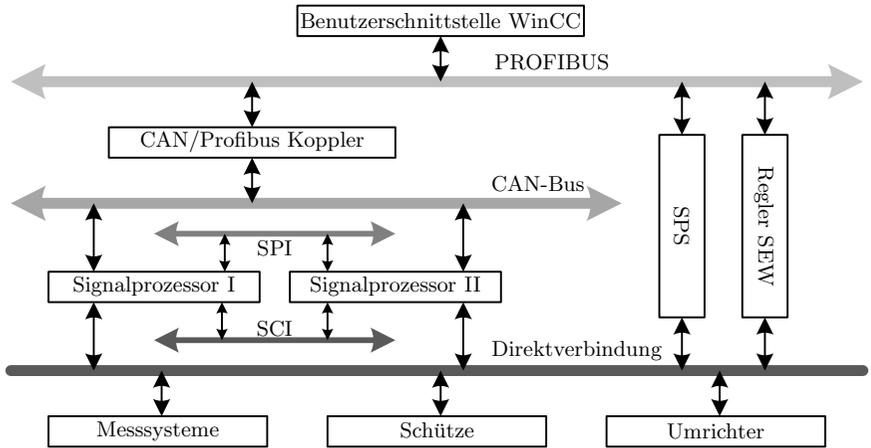


Abb. 4.4: Schematische Darstellung der Kommunikationsstruktur der Versuchsanlage

ten erforderlich, wie z.B. bei der Kommunikation zwischen Signalprozessor I und II, werden die seriellen Schnittstellen *SPI* (Serial Peripheral Interface) und *SCI* (Serial Communication Interface) eingesetzt. Diese Schnittstellen haben den Vorteil, dass die jeweilige Übertragungsstruktur relativ frei gewählt werden kann.

Die überwiegend bei der Kommunikation eingesetzte Datenwortbreite beträgt 16 Bit. Die einzelnen Datenwörter können in verschiedene Klassen eingeteilt werden. Die Klasse der Steuerwörter ist bitcodiert und übermittelt zwischen Sender und Empfänger einzelne Steuerbefehle. Der Empfänger meldet seinen Zustand mit Hilfe von Statuswörtern an die übergeordnete Steuerebene zurück. Die weiteren Datenklassen sind Messwerte, Regelparameter und Sollgrößen, die zwischen den Systemen ausgetauscht werden. Eine Übersicht der über Datenbusse ausgetauschten Informationen gibt Tabelle 4.7.

Größe	Anzahl	Beispiel
Steuerwörter	60 Bit	Kondensator entladen
Statuswörter	40 Bit	Fehler SCI-Kommunikation
Regelparameter	40	Verstärkung, Dämpfung
Messdaten	35	Generatorstrom
Sollgrößen	15	Solldrehzahl

Tabelle 4.7: Kenngrößen der Datenbuskommunikation

Darüber hinaus findet ein großer Teil der Kommunikation über analoge oder digitale Direktverbindungen statt. Diese sind z.B. Messgrößen, die direkt von der SPS erfasst werden und nicht von einer untergeordneten Systemebene vorverarbeitet werden. In diesem Fall findet dann nur eine analoge Vorverarbeitung statt. Weitere Beispiele für eine Direktverbindung sind die Schaltsignale der Leistungsschütze, welche direkt von der SPS mittels Hilfsschütze angesteuert werden.

### 4.6.5 Schutz- und Sicherheitssysteme

Eine bedeutende Rolle beim Aufbau des Versuchsstandes spielen die Schutz- und Sicherheitssysteme. Diese müssen unter allen Umständen eine Gefährdung von Personen sowie der Anlage selbst ausschließen können. Hier bedarf es zuerst einer Analyse möglicher Fehlerszenarien, womit dann eine geeignete und redundante Sicherheitsstruktur entwickelt werden kann.

Daher kommt beim Versuchsstand zur Torsionsschwingungsdämpfung ein gestaffeltes Sicherheitssystem zum Einsatz. Erstes Ziel ist es, Schaltfehler und Fehlbedienungen zu vermeiden. Dazu müssen eine große Anzahl von Verriegelungsbedingungen implementiert werden. Dies geschieht auf mehreren Ebenen. Auf der Programmoberfläche *WinCC* lassen sich bereits wesentliche Bedienungsfehler vermeiden. Die nächste Verriegelungsebene ist die SPS, in der alle ausgehenden Steuersignale nochmals überprüft werden. Für besonders kritische Schaltfehler ist eine weitere elektrische Verriegelungsstufe implementiert, so ist z.B. das Generatorschutz durch mehrere Relaisstufen geschützt. Fehlbedienungen werden zusätzlich durch die Implementierung von Sollwertgrenzen verhindert.

Ein weiteres Sicherheitssystem ist die Grenzwertüberwachung der Messdaten. In Abhängigkeit des jeweiligen Messwertes muss entschieden werden, bei welcher Grenze welche Aktion auf welcher Systemebene ausgeführt werden muss. Als Beispiel sei hier die Überwachung der Temperatur und des Drehmoments erläutert.

Die Temperaturmesswerte sind bei dieser Anlage von nachrangiger Bedeutung und werden daher nur von der SPS überwacht. Bei einer Überschreitung erfolgt lediglich eine Warnung sowie eine verzögerte Abschaltung des entsprechenden Anlagenteils.

Die zwei Drehmomente stellen dagegen die wesentlichen mechanischen Messgrößen dar. Bei einem Überschreiten des vorgegebenen Grenzwertes erfolgt eine sofortige Abtrennung des Dämpfungssystems; der Generatorlastschalter wird geöffnet und der Antriebsumrichter wird gesperrt. Bei einer solch kritischen Messgröße erfolgt die Überwachung sowohl auf der Softwareseite (SPS und DSP) als auch komplett elektrisch, so dass auch bei vorhandenen Programmierfehlern eine sichere Abschaltung erfolgt.

Grundlage des schnellen elektrischen Überwachungssystems ist die sogenannte Systemfreigabe. Die Systemfreigabe ist ein boolsches Signal, welches von allen Anlage-  
teilen überwacht wird. Bei fehlender Systemfreigabe werden u.a. sofort alle Zünd-  
signale des Dämpfungsstromrichters und des Antriebsumrichters gesperrt, und der  
Hauptleistungsschalter wird geöffnet. Ebenso erfolgt eine Verarbeitung durch die  
SPS und die Signalprozessoren. Die Generierung der Systemfreigabe erfolgt auf  
einem programmierbaren Logikbaustein (Programmable Logic Device, PLD). Die  
Eingangsgrößen sind die Freigabemeldungen der einzelnen Untersysteme (z.B. DSP,  
SPS), sowie die der Grenzwertüberwachung. Das Freigabesystem sorgt auch bei Be-  
tätigung des Not-Aus für eine sofortige Spannungsfreischaltung der Anlage.

Abbildung 4.5 zeigt ein Bild des gesamten Versuchsstandes mit mechanischem Auf-  
bau, PC-Arbeitsplatz und Schaltschrank.



Abb. 4.5: Darstellung des gesamten Versuchszustandes

## Kapitel 5

# Physikalische Modellbildung

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der physikalischen Modellbildung, welche die Voraussetzung für den Entwurf und den Aufbau eines geeigneten Dämpfungssystems ist. Insbesondere bildet die Modellbildung die notwendige Grundlage für die Synthese des Dämpfungs- und des M/P-Reglers.

Im Rahmen dieser Modellbildung bietet es sich an, das Gesamtsystem in drei Modellierungsabschnitte zu unterteilen. In den ersten beiden Abschnitten erfolgt eine getrennte Modellierung des mechanischen und des elektrischen Systems. Die gegebenen Kopplungsmechanismen zwischen beiden Teilsystemen werden dann im letzten Abschnitt betrachtet. Neben der Aufstellung der allgemeinen analytischen Zusammenhänge erfolgt auch die konkrete Modellbildung anhand der Versuchsanlage zur Untersuchung eines aktiven Dämpfungssystems.

### 5.1 Turbinen- und Wellensystem

Wie bereits im Kapitel 2.3 einleitend erwähnt, wird zur Modellierung von Turbosätzen auf Feder-Masse-Systeme zurückgegriffen. Die Ordnung eines Systems bestimmt naturgemäß die Genauigkeit der Modellierung. Für eine geeignete Modellierung von Torsionsschwingungen genügt in der Regel ein Einzelmassenmodell entsprechend der Abb. 2.3.

Dieses setzt sich aus einer geringen Anzahl einzelner Feder-Masse-Elemente zusammen, deren Massen die Turbinen- und Maschinenelemente abbilden. Für ein einzelnes Feder-Masse-Element, wie in Abb. 5.1 dargestellt, ergibt sich für die Bewe-

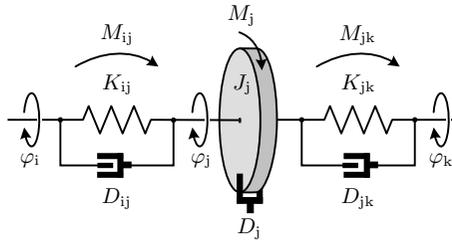


Abb. 5.1: Grundelement eines Feder-Masse-Dämpfer Systems

gungsgleichung des Winkels  $\varphi_j$  der  $j$ -ten Schwungmasse folgender Zusammenhang:

$$J_j \ddot{\varphi}_j(t) = \sum M(t) \tag{5.1}$$

$$\begin{aligned} J_j \ddot{\varphi}_j &= K_{ij} (\varphi_i - \varphi_j) + K_{jk} (\varphi_k - \varphi_j) \\ &\quad + D_{ij} (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_j) + D_{jk} (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_j) \\ &\quad - D_j \dot{\varphi}_j + M_j \end{aligned} \tag{5.2}$$

Für  $n$ -Schwungmassen lässt sich das Differentialgleichungssystem 5.1 in Matrix-Vektor-Schreibweise zusammenfassen:

$$\underline{J} \underline{\ddot{\varphi}} = \underline{D} \underline{\dot{\varphi}} + \underline{K} \underline{\varphi} + \underline{M} \tag{5.3}$$

mit

$$\underline{J} = \begin{bmatrix} J_1 & \dots & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & \dots & J_n \end{bmatrix}, \quad \underline{\varphi} = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \vdots \\ \varphi_n \end{bmatrix}, \quad \underline{M} = \begin{bmatrix} M_1 \\ \vdots \\ M_n \end{bmatrix}$$

$$\underline{K} = \begin{bmatrix} -K_{12} & K_{12} & 0 & \dots & 0 \\ K_{12} & -(K_{12} + K_{23}) & K_{23} & \dots & 0 \\ \vdots & & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & K_{n-1,n} & -K_{n-1,n} \end{bmatrix}$$

$$\underline{D} = \begin{bmatrix} -(D_{12} + D_1) & D_{12} & \dots & 0 \\ D_{12} & -(D_{12} + D_{23} + D_2) & \dots & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & D_{n-1,n} & -(D_{n-1,n} + D_n) \end{bmatrix}$$

### 5.1.1 Berechnung der Eigenfrequenzen

Von besonderer Bedeutung ist bei der Untersuchung von Torsionsschwingungen die Lage der Resonanzstellen eines Systems. Diese können mit Hilfe der Gleichung 5.3 berechnet werden. Dazu werden die extern angreifenden Momente  $M_j$  und somit der Vektor  $\underline{M}$  zu null angenommen. Man erhält folgendes zu lösende Gleichungssystem:

$$\underline{J} \ddot{\underline{\varphi}} - \underline{D} \dot{\underline{\varphi}} - \underline{K} \underline{\varphi} = 0 \quad (5.4)$$

Das Gleichungssystem 5.4 entspricht einem System aus homogenen Differentialgleichungen (DGL) zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten. Zur Lösung kann folgender Ansatz gewählt werden:

$$\underline{\varphi} = \dot{\underline{\varphi}} e^{-\lambda t} \quad (5.5)$$

Dies führt wiederum zu einer charakteristischen Gleichung, die mit Hilfe der Determinantenbestimmung gelöst werden kann.

$$\det(\lambda^2 \underline{J} - \lambda \underline{D} - \underline{K}) = 0 \quad (5.6)$$

mit

$$\Re(\lambda_i) = \delta_i \quad (5.7)$$

$$\Im(\lambda_i) = \omega_i$$

Hierbei stellen die Eigenwerten  $\lambda_i$  komplexe Größen dar. Der Imaginärteil gibt die Lage der gedämpften Eigenfrequenzen  $\omega$  und der Realteil das Maß der Abklingkonstanten  $\delta$  (siehe Abschnitt 5.1.2) an.

$$(\lambda_i^2 \underline{J} - \lambda_i \underline{D} - \underline{K}) \cdot \vec{a}_i = 0 \quad (5.8)$$

Berechnet man unter Verwendung der jeweiligen Eigenwerte  $\lambda_i$  die zugehörigen Eigenvektoren  $\vec{a}_i$ , wie in Gleichung 5.8 angegeben, so erhält man die Eigenformen des Systems. Die Eigenformen geben an, an welchen Stellen im System (Wellenstrang) Schwingungsknoten und Schwingungsmaxima auftreten. Die Amplituden der Eigenformen geben jedoch noch keine Auskunft über die tatsächlich auftretende Schwingungshöhe, sondern nur über das Verhältnis der Amplituden einer Eigenschwingung auf den einzelnen Wellenabschnitten.

### 5.1.2 Modellierung der Dämpfung

Die vorhandene Dämpfung im Turbosatz hat einen bedeutenden Einfluss auf das Torsionsschwingungsverhalten. Am Turbosatz gibt es eine Reihe von Dämpfungsein-

flüssen. Hierbei sind insbesondere die Dämpfung durch Gasreibung, die Lagerdämpfung, die elektrische Dämpfung sowie die Werkstoffdämpfung zu nennen. Darüber hinaus ist festzustellen, dass die jeweiligen Einzeldämpfungsfaktoren keineswegs allgemeingültige Konstanten darstellen, sondern ihrerseits wieder von zahlreichen Faktoren abhängen. Die Werkstoffdämpfung ist demnach u.a. abhängig von der Torsionsspannung. Die Reibungsdämpfung und die elektrische Dämpfung werden vom Belastungszustand des Generators und die Lagerdämpfung wird von der Ölviskosität bestimmt.

Für die hier durchzuführende physikalische Modellbildung des Turbosatzes genügt die Annahme eines viskosen Dämpfungsansatzes, bei dem die Dämpfungskraft  $F_D$  linear der Änderungsrate der Auslenkung  $q$  gemäß Gleichung 5.9

$$F_D = b \cdot \dot{q} \quad (5.9)$$

entgegenwirkt. In Gleichung 5.1 wurden eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung  $D_j$  und ein Dämpfungsfaktor  $D_{ij}$ , der proportional zur Drehgeschwindigkeitsdifferenz ist, angenommen. Durch die Linearität besteht der Vorteil der leichten mathematischen Überlagerbarkeit der einzelnen Dämpfungsmechanismen.

Es gibt verschiedene Verfahren zur Bestimmung einer linearen Dämpfung. Beispielfhaft wird die Bestimmung über das logarithmische Dämpfungsdekrement beim Ausschwingversuch und über die Halbwertsbreite dargestellt.

Beim *Ausschwingversuch* werden mit einer möglichst plötzlichen Belastungsänderung, etwa durch einen Lastsprung, die Eigenschwingungen des Systems angeregt. Das logarithmische Dämpfungsdekrement  $\Lambda$  lässt sich über die abklingenden Spitzenwerte der aufeinanderfolgenden Schwingungsperioden berechnen (siehe Abb. 5.2(a)).

$$\Lambda = \frac{1}{m} \cdot \ln \left( \frac{\hat{q}_n}{\hat{q}_{n+m}} \right) \quad (5.10)$$

Die mit diesem Verfahren gewonnenen Daten sind kritisch zu überprüfen, denn es muss sichergestellt sein, dass das betrachtete System bei sprunghaften Anregungsfunktionen noch innerhalb der Grenzen der linearen Modellierung liegt.

Der Ausschwingversuch ist bei Systemen höherer Ordnung, die mehrere Resonanzstellen beinhalten, problematisch. Zwar werden durch die plötzliche und somit hochfrequente Anregungsfunktion alle Resonanzstellen angeregt, jedoch ist davon auszugehen, dass im Allgemeinen die Resonanzstellen unterschiedlich stark gedämpft sind. Zudem sind die sich ergebenden Zeitverläufe komplex, so dass Schwingungsmaxima und Periodendauern nur schwer erfassbar sind. Nur in Sonderfällen, bei denen die Resonanzstellen weit genug auseinander liegen und nur eine Resonanzstelle dominant ist, ist dieses Verfahren einsetzbar.

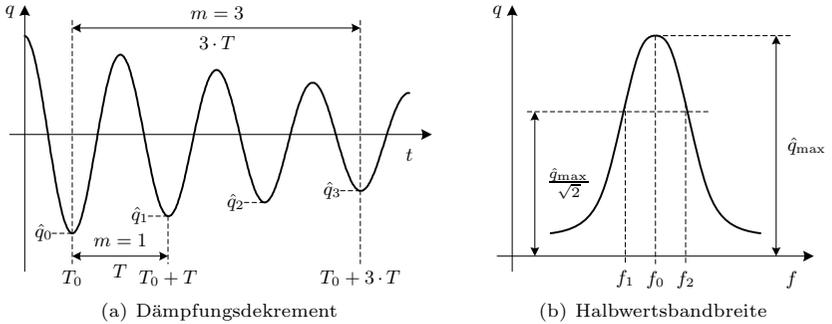


Abb. 5.2: Methoden zur Dämpfungsermittlung

Die anregende Funktion ist bei der Bestimmung des Dämpfungsgrads aus der *Halbwertsbandbreite* eine erzwungene harmonische Schwingung. Zuerst werden bei konstanter Anregeleistung die Eigenfrequenz  $f_0$  des Systems und die sich dabei einstellende Schwingungsamplitude  $\hat{q}_{\max}$  bestimmt. Dann werden die Eckfrequenzen  $f_1$  und  $f_2$  iterativ über schrittweises Absenken bzw. Anheben der Anregefrequenz bestimmt (siehe Abb. 5.2(b)). Die Eckfrequenzen sind ermittelt, sobald die Schwingungsamplitude den stationären Endwert  $\frac{\hat{q}_{\max}}{\sqrt{2}}$  erreicht. Der resultierende Dämpfungsgrad ergibt sich zu

$$D = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_0} . \quad (5.11)$$

Für Systeme geringer Dämpfung ist die Methodik der Halbwertsbandbreitenbestimmung besonders geeignet. Eine geringe Dämpfung bewirkt im Amplitudengang eine hohe Steilheit um die Resonanzstelle, so dass die Eckfrequenzen gut bestimmbar sind. Mit zunehmender Dämpfung nimmt der Messfehler aufgrund der geringeren Steilheit des Amplitudengangs zu.

Das Verfahren ist auf lineare Schwinger höherer Ordnung anwendbar, sofern die Resonanzstellen soweit getrennt liegen, dass sie einzeln anregbar sind.

### 5.1.3 Identifikation des Versuchsstandes: Mechanisches System

Die Identifikation des mechanischen Systems des Versuchsstandes kann sowohl auf Basis von Konstruktionsdaten als auch von Messdaten durchgeführt werden. Eine erste grobe Modellierung kann auf Basis der Konstruktionsgrößen aus Kapitel 4.2.2 erzielt werden. Die Trägheitsmomente des Asynchronmotors  $J_{AM}$ , des Synchrongenerators  $J_{SG}$  und des Schwungrades  $J_{SR}$  ergeben zusammen mit den Federsteifigkeiten der verbauten Wellen  $K_{SRAM}$  und  $K_{SGSR}$  ein Dreimassenschwingungssystem,

dessen Modellierung und Eigenfrequenzen gemäß den vorherigen Abschnitten berechnet werden können. Mit dieser Methode erhält man für die Eigenfrequenzen  $f_e$  (83,5 Hz und 39,0 Hz) sehr ungenaue Werte.

Eine deutlich verbesserte Abbildung ergibt sich bei einer detaillierteren Betrachtung des mechanischen Aufbaus. Dazu werden weitere fünf Schwungmassen und Steifigkeiten berücksichtigt, u.a. die der Kupplungen und die der Drehmomentsensoren. Insgesamt erhält man ein Achtmassenschwingungssystem. Bei Berechnung der Eigenfrequenzen dieses Systems erhält man mit  $f_{e1} = 33,60$  Hz und  $f_{e2} = 56,26$  Hz ( $f_{e3} = 414,86$  Hz) schon eine recht genaue Annäherung an die tatsächlichen Eigenwerte des Systems. Die noch vorhandenen Abweichungen können nur mit Hilfe von Messungen beseitigt werden.

Zur Messung der Resonanzstellen werden verschiedene Methoden angewendet. Eine einfache Methode besteht darin, den Maschinensatz ausgehend von der Nenndrehzahl auslaufen zu lassen. Aufgrund der vorhandenen Unwucht kommt es in Abhängigkeit der abnehmenden Drehzahl zu einer Schwingungsanregung der beiden Resonanzstellen. Durch eine spektrale Analyse der dabei gemessenen Drehmomente  $M_{\text{SGSR}}$  und  $M_{\text{SRAM}}$  können die Resonanzfrequenzen ermittelt werden.

Eine wesentlich elegantere Möglichkeit bietet der Einsatz des vorhandenen Dämpfungssystems. Dieses kann natürlich auch zur Erzeugung von Torsionsschwingungen eingesetzt werden. Durch die Abgabe sinusförmiger Leistungen  $p_{\text{stör}}$  an den Generator kann das mechanische System frequenzdiskret analysiert werden. Der Einsatz einer zeitproportionalen Frequenzmodulation (Chirpsignal) der abgegebenen Leistung und damit des anregenden Drehmoments  $M_i$  erlaubt eine schnelle Identifizierung der kritischen Resonanzbereiche. Abbildung 5.3 zeigt eine entsprechende Messung am Versuchsstand, bei dem die Frequenz  $f_{\text{stör}}$  der anregenden Störleistung innerhalb von 10 s zwischen 10 Hz und 60 Hz linear durchfahren wird.

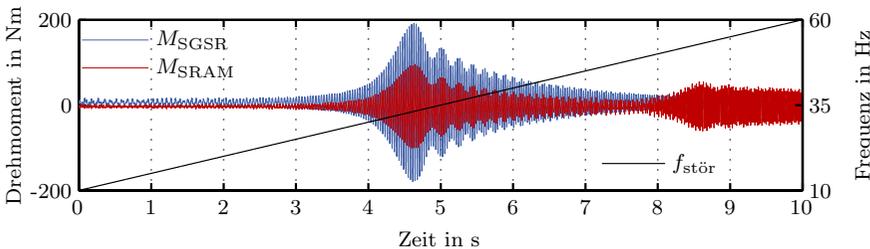


Abb. 5.3: Identifikation des Versuchsstands mit Hilfe einer frequenzvariablen Störleistung

Natürlich müssen bei diesem Vorgehen die anregende Leistung so gering wie möglich gehalten und höchstes Augenmerk auf die Sicherheitssysteme der Anlage ge-

legt werden. Die Bestimmung der exakten Resonanzfrequenz erfolgt dann durch eine frequenzdiskrete Anregung der kritischen Resonanzbereiche. Die Messung der Resonanzstellen ergibt die in Tabelle 5.1 angegebenen Messwerte. Hierbei ist anzumerken, dass diese Messwerte bei einer Umgebungstemperatur von  $T = 21\text{ }^\circ\text{C}$  aufgenommen wurden. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des Schubspannungsmoduls  $G$  von Stahl ergibt sich gemäß Gleichung 4.4 eine veränderliche Steifigkeit der einzelnen Wellenabschnitte. Sowohl analytisch wie auch messtechnisch kann dadurch eine Verschiebung der Resonanzstellen um etwa 100 mHz im Temperaturbereich zwischen  $15\text{ }^\circ\text{C}$  und  $30\text{ }^\circ\text{C}$  festgestellt werden.

Größe	Wert
Eigenfrequenz $f_{e1}$ in Hz	30,6
Eigenfrequenz $f_{e2}$ in Hz	51,1

Tabelle 5.1: Gemessene Eigenfrequenzen am Versuchsstand

Die Bestimmung der Dämpfungsparameter  $D_{\text{SGSR}}$  und  $D_{\text{SRAM}}$  erfolgt auf Basis der in Abschnitt 5.1.2 beschriebenen Halbwertsbandbreite. Dazu wird ähnlich dem vorherigen Versuch das Dämpfungssystem zur Schwingungsanregung eingesetzt. Mit einer definierten Anreizezeit und -leistung werden die jeweiligen Frequenzen der Halbwertsbandbreiten bestimmt.

Größe	Wert
Torsionssteifigkeit $K_{\text{SGSR}}$ in Nm/rad	12000
Torsionssteifigkeit $K_{\text{SRAM}}$ in Nm/rad	44300
Dämpfung $D_{\text{SG}}$ in Nms/rad	0,0466
Dämpfung $D_{\text{SR}}$ in Nms/rad	0,0127
Dämpfung $D_{\text{AM}}$ in Nms/rad	0,0127
Dämpfung $D_{\text{SGSR}}$ in Nms/rad	3,64
Dämpfung $D_{\text{SRAM}}$ in Nms/rad	0,013
Trägheitsmoment $J_{\text{SG}}$ in $\text{kgm}^2$	0,3573
Trägheitsmoment $J_{\text{SR}}$ in $\text{kgm}^2$	1,5
Trägheitsmoment $J_{\text{AM}}$ in $\text{kgm}^2$	0,63

Tabelle 5.2: Vollständige mechanische Modellparameter des Versuchsstandes

Die Messung der Dämpfungsparameter  $D_{\text{SG}}$ ,  $D_{\text{SR}}$  und  $D_{\text{AM}}$  erfolgt im stationären Betrieb durch die Bestimmung der Lagerreibung. Hierbei wird der Maschinensatz bei  $n_N$  von 1500 U/min wechselseitig durch den Asynchronmotor und den Synchron-generator (im Motorbetrieb) angetrieben. Mit Hilfe der gemessenen Drehmomente

$M_{\text{SGSR}}$  und  $M_{\text{SRAM}}$  können die jeweiligen Reibungsverluste und damit die Dämpfungs konstanten in den einzelnen Strangabschnitten bestimmt werden.

Auf Basis der bestimmten Dämpfungsparameter und der Resonanzstellen kann das Gleichungssystem gemäß Gleichung 5.3 vollständig parametrisiert werden. Dabei wird angenommen, dass die Massenträgheitsmomente  $J_{\text{SG}}$ ,  $J_{\text{SR}}$  und  $J_{\text{AM}}$  den Konstruktionsvorgaben bzw. den Angaben der Maschinendatenblätter entsprechen. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass für die spätere Reglersynthese vor allem die korrekte Modellierung der Resonanzstellen von Bedeutung ist. Für den Modellturbosatz des Versuchsstandes werden die in Tabelle 5.2 gelisteten Parameter ermittelt.

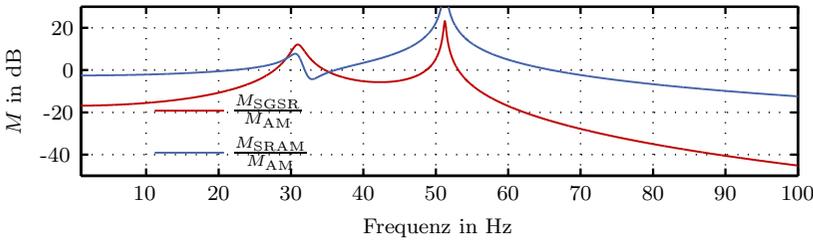


Abb. 5.4: Amplitudengänge des mechanischen Systems

Mit den gewählten Modellparametern aus Tabelle 5.2 lässt sich der Frequenzgang des mechanischen Systems berechnen. Abbildung 5.4 zeigt den auf ein virtuelles Anregungsmoment  $M_{\text{AM}}$  bezogenen Frequenzgang der einzelnen Wellenmomente. Die unterschiedlichen Empfindlichkeiten der beiden Wellenmomente für die jeweilige Resonanzstelle sind deutlich zu erkennen.

## 5.2 Generator

Neben dem mechanischen System stellt der Synchrongenerator das weitere wesentliche physikalische Modellierungsobjekt dar. Zur Modellbildung wird an dieser Stelle auf ein Standardmodell aus der Literatur zurückgegriffen, das im folgenden Abschnitt beschrieben wird [Bon62], [Sch09], [OO04], [MBJ08].

### 5.2.1 Gleichungen zur Beschreibung eines Synchrongenerators

Die gängige Beschreibung des Synchrongenerators erfolgt mit Hilfe der Zweiachsentheorie nach Park, bei der die Impedanzen der Synchronmaschine auf zwei Achsen, die Längsachse (direct axis, Index d) und die Querachse (quadrature axis, Index q), transformiert werden. Eine Erläuterung der dazu notwendigen Clarke- und Park-Transformation findet sich in Anhang A.

Hier wird von einem Synchrongenerator in Schenkelpolbauweise mit einem vollständigen Dämpferkäfig ausgegangen, so dass zusätzlich zur Erregerinduktivität in der Längsachse noch je eine Dämpferinduktivität in Längs- und Querachse zu modellieren ist. Das Generatorverhalten wird aus Sicht des Rotorsystems dargestellt. Das stator- und rotorseitige System wird jeweils durch eine Spannungs- und eine Flussgleichung beschrieben. Beide Systeme werden über magnetische Flüsse gekoppelt. Somit entsteht ein System aus insgesamt 13 Differentialgleichungen.

Bei dem hier dargestellten Modell sind folgende Modellgrenzen zu beachten:

- Es wird ausschließlich die Grundwellenverkettung betrachtet.
- Eisensättigungseffekte werden in diesem Modell vernachlässigt.
- Der mögliche Einfluss des Skineffekts ist nicht berücksichtigt.

Im Gleichungssystem 5.12 wird die Spannung der jeweiligen Parkkomponente in eine ohmsche Spannung der Statorwicklung, eine transformatorische Spannung und eine rotorische Spannung aufgeteilt.

Im ungestörten, synchronen Betrieb existieren ausschließlich Gleichgrößen in dem Komponentensystem. Somit ist der transformatorische Spannungsterm null. Die Geschwindigkeit des umlaufenden elektrischen Systems  $\omega_{el}$  ist ebenfalls konstant. Solange diese Voraussetzungen auch bei kleinen Störungen näherungsweise gelten, ist der rotorische Spannungsterm linear.

Spannungsgleichung Stator

$$\begin{bmatrix} u_d \\ u_q \\ u_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_G & 0 & 0 \\ 0 & R_G & 0 \\ 0 & 0 & R_G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\psi}_d \\ \dot{\psi}_q \\ \dot{\psi}_0 \end{bmatrix} + \omega_{el} \cdot \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_d \\ \psi_q \\ \psi_0 \end{bmatrix}$$

Flussgleichung Stator

$$\begin{bmatrix} \psi_d \\ \psi_q \\ \psi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_d & 0 & 0 \\ 0 & L_q & 0 \\ 0 & 0 & L_0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_{df} & L_{dD} & 0 \\ 0 & 0 & L_{qQ} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_f \\ i_D \\ i_Q \end{bmatrix}$$

Spannungsgleichung Rotor

$$\begin{bmatrix} u_f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_f & 0 & 0 \\ 0 & R_D & 0 \\ 0 & 0 & R_Q \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_f \\ i_D \\ i_Q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\psi}_f \\ \dot{\psi}_D \\ \dot{\psi}_Q \end{bmatrix}$$

Flussgleichung Rotor

$$\begin{bmatrix} \psi_f \\ \psi_D \\ \psi_Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{ff} & L_{fD} & 0 \\ L_{Df} & L_{DD} & 0 \\ 0 & 0 & L_{QQ} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_f \\ i_D \\ i_Q \end{bmatrix} + \frac{3}{2} \cdot \begin{bmatrix} L_{fd} & 0 & 0 \\ L_{Dd} & 0 & 0 \\ 0 & L_{Qq} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix}$$

Inneres Drehmoment

$$M_i = \frac{3}{2} \cdot \mathbf{p} \cdot (\psi_d \cdot i_q - \psi_q \cdot i_d)$$

(5.12)

Bei subsynchronen Schwingungen ist diese Näherung jedoch nicht zutreffend. Über ein komplexes Wechselspiel zwischen den rotor- und statorseitigen Fluss- und Spannungsgleichungen entstehen Wechselterme im inneren Moment  $M_i$  des Synchronerators. Dieses wirkt über weitere Differentialgleichungen des Mehrmassenschwinger auf  $\omega_{el}$  zurück und geht somit in die Spannungsgleichung des Statorsystems ein. Damit wird das System nichtlinear. Die analytische Handhabung des Synchronerators wird dadurch erheblich erschwert, was oft nur stark näherungsbehaftete Berechnungen zum physikalischen Verständnis der Vorgänge ermöglicht. Um korrekte Lösungen zu erhalten, muss daher meist ein numerisches Rechenverfahren eingesetzt werden.

### 5.2.2 Leistungsbilanz der Synchronmaschine

Der folgende Abschnitt beschäftigt sich mit der Leistungsbilanz der Synchronmaschine unter Anwendung des im vorherigen Abschnitt beschriebenen Synchronergeratormodells. Für die vom Generator abgegebene Leistung gilt:

$$p(t) = p_{L1}(t) + p_{L2}(t) + p_{L3}(t) \quad (5.13)$$

$$= i_{L1}(t) \cdot u_{L1}(t) + i_{L2}(t) \cdot u_{L2}(t) + i_{L3}(t) \cdot u_{L3}(t) \quad (5.14)$$

Nach Anwendung der Transformationsmatrix A.2 erhält man:

$$p(t) = 3 \cdot u_o \cdot i_o + \frac{3}{2} \cdot u_d \cdot i_d + \frac{3}{2} \cdot u_q \cdot i_q \quad (5.15)$$

Setzt man die in Gleichung 5.12 beschriebenen Statorspannungsgleichungen in 5.15 ein, führt dies auf folgende Terme

$$\begin{aligned} p(t) = & \underbrace{-3 \cdot R_G \cdot i_o^2 - \frac{3}{2} \cdot R_G \cdot (i_d^2 + i_q^2)}_{p_V} - 3 \cdot \dot{\psi}_o \cdot i_o - \underbrace{\frac{3}{2} \cdot (\dot{\psi}_d \cdot i_d + \dot{\psi}_q \cdot i_q)}_{p_T} \\ & + \underbrace{\frac{3}{2} \cdot \omega_{me} \cdot (\psi_q \cdot i_d - \psi_d \cdot i_q)}_{p_L} . \end{aligned} \quad (5.16)$$

Die ohmschen Verluste sind im Term  $p_V$  abgebildet. Die Änderung der magnetischen Feldenergie wird von der transformatorischen Leistung  $p_T$  dargestellt. Die mechanische Leistung ist in  $p_L$  abgebildet. Aus der mechanischen Leistung erhält man durch Umrechnung in ein Drehmoment das innere Moment der Maschine, wobei  $p$  die Polpaarzahl der Maschine ist

$$\begin{aligned} M_i &= p_L \cdot \frac{p}{\omega_{el}} \\ M_i &= \frac{3}{2} \cdot p \cdot (\psi_q \cdot i_d - \psi_d \cdot i_q) . \end{aligned} \quad (5.17)$$

### 5.2.3 Frequenzabhängigkeit der Generatorreaktanzen

Auf Basis des Gleichungssystems 5.12 lassen sich Operatoren herleiten, welche die wirksame Reaktanz des Synchronerators beschreiben. Mit Hilfe der Reaktanzoperatoren lässt sich das Verhalten der Synchronmaschine wesentlich anschaulicher abbilden. Die Herleitung der Reaktanzoperatoren selbst ist aufwändig, weshalb hier auf die einschlägige Literatur verwiesen sei [Bon62]. Die Generatorreaktanzen besitzen aufgrund verschiedener Flussverdrängungsmechanismen eine Frequenzabhängigkeit.

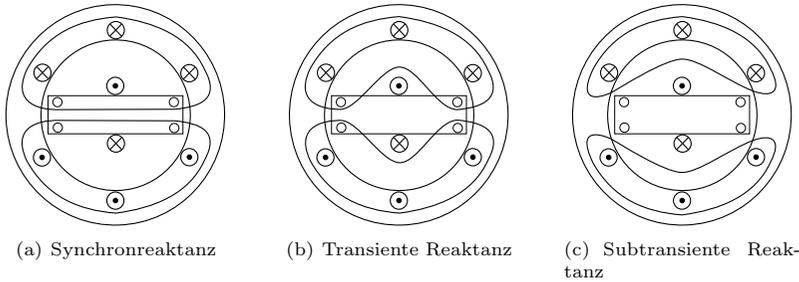


Abb. 5.5: Magnetische Kopplung für den stationären, transienten und subtransienten Fall

Im ungestörten Betrieb existiert keine Relativbewegung zwischen dem Drehfeld der Statorwicklungen und den Rotorwicklungen. Damit sind die Flüsse in der Erregerwicklung und den Dämpferwicklungen konstant. Die Kopplung zwischen Stator und Rotor ist sehr stark ausgeprägt (Abbildung 5.5(a)). In einem solchen Zustand kann der Generator mit den sogenannten Synchronreaktanzen  $X_d$  und  $X_q$  betrachtet werden.

Bei transienten Anregungen, die bei Frequenzen im Parksystem etwa 1 Hz betragen, sind die transienten Reaktanzen  $X'_d$  und  $X'_q$  maßgeblich. Durch die zeitliche Änderung des Flusses werden Ausgleichsströme in der Erregerwicklung induziert. Diese bewirken ein magnetisches Feld, das nach der Lenz'schen Regel dem äußeren Feld entgegenwirkt. Die Erregerwicklung ist, wie in Abbildung 5.5(b) dargestellt, nicht mehr mit dem Statorsystem gekoppelt.

Für höherfrequente Anregungen schirmen auch die Dämpferwicklungen das Feld ab. Das Feld ist komplett in den Luftspalt verdrängt, es gelten die subtransienten Reaktanzen  $X''_d$  und  $X''_q$ .

Diese drei Reaktanzen sind üblicherweise vom Hersteller spezifiziert. Für Abschätzungen über die Höhe von Kurzschlussströmen zur Auslegung von Betriebsmitteln genügen in der Regel diese Angaben. Da bei der Betrachtung von subsynchronen Resonanzen ein breites Frequenzspektrum vorliegt, sind die durch Transient- und Subtransientreaktanzen beschriebenen Betriebspunkte zu grob. Es ist notwendig, aus diesen Generatorparametern einen kontinuierlichen Frequenzgang zu erstellen. Dafür sind die Zeitkonstanten der offenen Wicklungen  $\tau_{d0}$ ,  $\tau'_{d0}$  und  $\tau''_{d0}$  als auch die Zeitkonstanten der kurzgeschlossenen Wicklungen  $\tau_d$ ,  $\tau'_d$  und  $\tau''_d$  entscheidend. Mit diesen Daten lässt sich der Frequenzgang der Synchrongeneratorreaktanzen präziser nachbilden.

$$X_d(s) = X_d \cdot \frac{1 + (\tau'_d + \tau_d) \cdot s + \tau'_d \cdot \tau''_d \cdot s^2}{1 + (\tau'_{d0} + \tau_{d0}) \cdot s + \tau'_{d0} \cdot \tau''_{d0} \cdot s^2} \quad (5.18)$$

$$X_q(s) = X_q \cdot \frac{1 + (\tau'_q + \tau_q) \cdot s + \tau'_q \cdot \tau''_q \cdot s^2}{1 + (\tau'_{q0} + \tau_{q0}) \cdot s + \tau'_{q0} \cdot \tau''_{q0} \cdot s^2} \quad (5.19)$$

Bei der Formel 5.19 ist zu beachten, dass der Synchrongenerator mit Schenkelpol­läufer nur mit einer wirksamen Wicklung in der Querachse betrachtet wird. Somit weist die Querreaktanz kein transientes Verhalten auf, und es ergibt sich folgende vereinfachte Formel

$$X_q(s) = X_q \cdot \frac{1 + \tau'_q \cdot \tau''_q \cdot s^2}{1 + \tau'_{q0} \cdot \tau''_{q0} \cdot s^2} \quad (5.20)$$

Häufig sind die Leerlaufzeitkonstanten seitens des Herstellers nicht spezifiziert, wobei die transiente und subtransiente Generatorreaktanz jedoch bekannt sind. Mit diesen Parametern lässt sich durch Vereinfachungen der Ausdruck des Reaktanzoperators in folgende Form überführen

$$\frac{1}{X_d(s)} \approx \frac{1}{X''_d} - \frac{\frac{1}{X'_d} - \frac{1}{X_d}}{1 + \tau'_d \cdot s} - \frac{\frac{1}{X''_d} - \frac{1}{X'_d}}{1 + \tau''_d \cdot s} \quad (5.21)$$

$$\frac{1}{X_q(s)} \approx \frac{1}{X''_q} - \frac{\frac{1}{X'_q} - \frac{1}{X_q}}{1 + \tau'_q \cdot s} \quad (5.22)$$

In dieser Darstellung ist es möglich, den Reaktanzverlauf des Synchrongenerators durch eine kontinuierliche Funktion anzunähern. Beispielhaft ist dies in Abbildung 5.6 dargestellt. Grundsätzlich ist zu beachten, dass die Frequenzabhängigkeiten in diesem Abschnitt stets auf das Rotorsystem bezogen werden.

#### 5.2.4 Inversreaktanz

Für die Beschreibung des Generatorverhaltens ist die Definition weiterer Reaktanzen notwendig. Eine subsynchrone Schwingung bewirkt einen Wechselanteil in der elektrischen Leistungsabgabe des Synchrongenerators. Dieser Wechselanteil stellt eine unsymmetrische Komponente im elektrischen Netz dar. Die Frequenzanteile der elektrischen Schwingungen sind von der synchronen Frequenz verschieden und haben meist auch kein ganzzahliges Vielfaches.

Dies hat Auswirkungen auf die wirksame Generatorreaktanz. Der mechanische Wechselanteil koppelt über ein Wechselfeld im Luftspalt ins Statorsystem ein. Jedes Wechselfeld lässt sich in ein mitläufiges und in ein gegenläufiges Drehfeld aufteilen. Diese beiden Drehfelder liegen aufgrund des typischen Frequenzbereichs der Torsi-

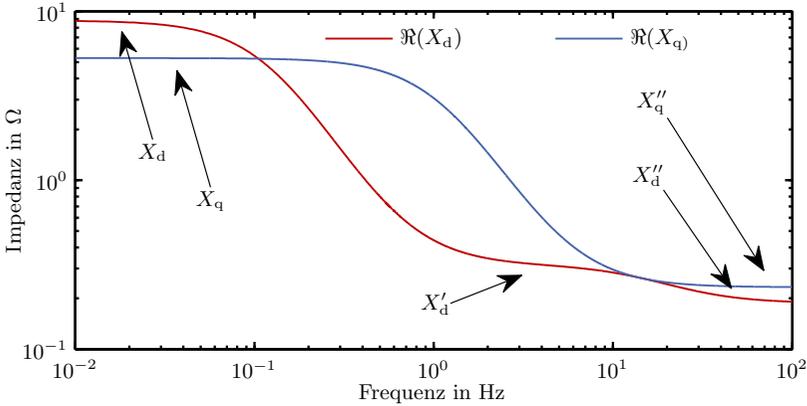


Abb. 5.6: Verbesserte Nachbildung der Generatorreaktanz mit den Zahlenwerten des Versuchsstandsgenerators

onsinteraktion zwischen 10 Hz und 40 Hz und sind somit weit von der synchronen Netzfrequenz entfernt. In rascher Abfolge durchlaufen die Drehfelder die Längs- und Querachse des Rotors. Somit ist die wirksame Reaktanz der Mittelwert zwischen der subtransienten Längs- und Querachsenreaktanz.

$$X_{\text{inv}}(s) = \frac{X_d(s) + X_q(s)}{2} \quad (5.23)$$

Diese Näherung ist akzeptabel, sofern der Unterschied zwischen  $X''_d$  und  $X''_q$  nicht zu groß ist. Dies ist in der Regel erfüllt, wenn der betrachtete Generator einen Turboläufer hat oder einen Schenkelpolläufer mit vollständigem Dämpferkäfig [Lai52].

### 5.2.5 Identifikation des Versuchsstandes: Generator

Im verwendeten Simulationsprogramm *Simplorer* steht bereits ein fertiges Generatorsimulationsmodell zur Verfügung. Dieses basiert auf dem Gleichungssystem 5.12. Zur Parametrierung des Versuchsstandsgenerators wird hauptsächlich auf die Herstellerangaben zurückgegriffen. Diese veröffentlichen meist, so auch in diesem Fall, nur die aus Kurzschlussversuchen ermittelten Kenngrößen. Diese Daten müssen deshalb in mehreren Schritten entnormiert und umgerechnet werden. Darüber hinaus fehlt zur vollständigen Parametrierung die Angabe der Streuinduktivität. Hier wird ein entsprechender Literaturwert von  $L_\sigma = 960 \text{ mH}$  herangezogen. Im Anhang C sind die Herstellerdaten sowie die Größen zur Parametrisierung des Generatorsimulationsmodells gelistet. Die Herleitung und Berechnung der Modellparameter findet sich in [Eng09] und [Kra10].

Zur Überprüfung der Parametrierung des Simulationsmodells wurden verschiedene Untersuchungen durchgeführt. Diese beruhen hauptsächlich im Vergleich der Kurzschlusskennlinien, da deren Verlauf durch den Hersteller angegeben ist. Kurzschlussuntersuchungen werden nur am Computermodell durchgeführt.

Einen Vergleich realer Messwerte und theoretischer Berechnungswerte zeigt Abb. 5.7. Die Kurven zeigen den gemessenen und berechneten Verlauf der Leistung des Generators  $p_{SG}$  in Abhängigkeit des Polradwinkels  $\vartheta$  bei konstanter Netzspannung  $U_1$ . Die theoretischen Werte berechnen sich gemäß Gleichung 5.24 bei Annahme eines konstanten Leistungsfaktors und einer variablen Erregerspannung.

$$P_{SG}(\vartheta) = \frac{3}{2} \cdot U_1 \cdot \left( \frac{1}{X_d} + \frac{1}{X_q} \right) [(1 - \cos(2 \cdot \vartheta)) \cdot \tan(\vartheta) + \sin(2 \cdot \vartheta)] \quad (5.24)$$

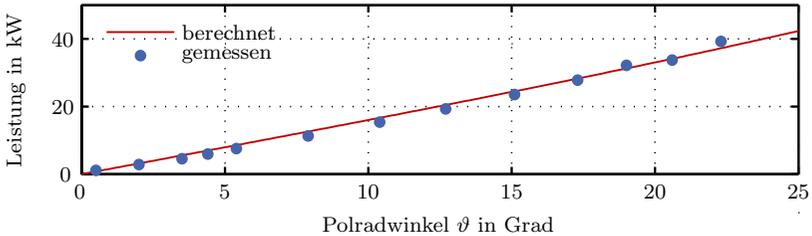


Abb. 5.7: Gemessene und berechnete Leistung als Funktion des Polradwinkels am Versuchsgenerator

## 5.3 Elektromechanisches Gesamtsystem

In den vorherigen Kapiteln erfolgte eine getrennte Betrachtung des mechanischen Turbinensystems und des Generators. Für die Abbildung der Torsionsproblematik bedarf es jedoch der Modellierung des elektromechanischen Gesamtsystems. Durch die Kopplung des Generators und des mechanischen Systems kommt es zu einer Wechselwirkung, die im Folgenden genauer betrachtet wird.

### 5.3.1 Transientes synchronisierendes Moment

Wird der Synchrongenerator am Netz betrieben (Netzparallelbetrieb), wirkt ein synchronisierendes Moment zwischen dem elektrischen und dem mechanischen Teilsystem, das vom aktuellen Arbeitspunkt des Generators abhängig ist. Die Betrachtung

tung von Ausgleichsvorgängen erfolgt daher stets ausgehend von einem bestimmten Arbeitspunkt. Dafür wird von der in Gleichung 5.25 beschriebenen, quasistationären Leistungsgleichung des Synchrongenerators ausgegangen.

$$P_{\text{SG}} = M \cdot \Omega = 3 \cdot U_1 \cdot \left[ \frac{U_P}{X_d} \cdot \sin(\vartheta) + \frac{U_1}{2} \cdot \sin(2 \cdot \vartheta) \cdot \left( \frac{1}{X_q} - \frac{1}{X_d} \right) \right] \quad (5.25)$$

Die elektrische Leistung des Generators hängt somit von den Synchronreaktanzen  $X_d$  und  $X_q$  des Generators, der Netzspannung  $U_1$ , der Polradspannung  $U_P$  und dem Polradwinkel  $\vartheta$  ab. Beim Betrieb am starren Netz sind die einzig veränderlichen Größen der Lastzustand des Generators und die Polradspannung. Dies ist in Abbildung 5.8 dargestellt.

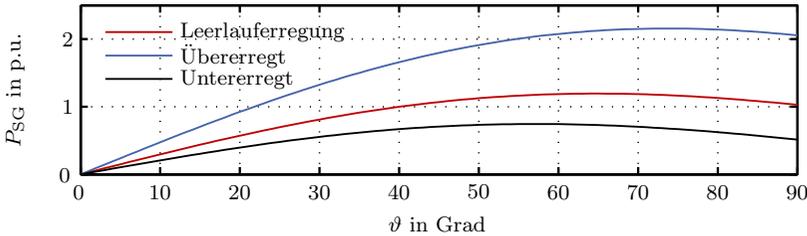


Abb. 5.8: Leistungskennlinie des Versuchssynchrongenerators

Auf kleine Störungen – das heißt, wenn der Rotor im Mittel mit synchroner Geschwindigkeit dreht – reagiert der Generator mit einem synchronisierenden Moment  $M_{\text{syn}}$ . Das synchronisierende Moment ist für tieffrequente Störungen ( $f < 1$  Hz) proportional zur Steigung der Leistungskennlinie. Es bietet sich daher an, den Vorgang um den Arbeitspunkt  $(U_{P,0}, \vartheta_0)$  zu betrachten.

$$\Delta P_{\text{SG,syn}} = \left. \frac{dP_{\text{SG}}}{d\vartheta} \right|_{\vartheta_0} \cdot \Delta\vartheta \quad (5.26)$$

Das in Gleichung 5.26 beschriebene Moment ist das sogenannte statische synchronisierende Moment. Diese Gleichung ist zur Betrachtung von Leistungspendelungen und auf tieffrequente Eigenschwingungen des mechanischen Systems anwendbar. Häufig erfolgt die Betrachtung in Parkkomponenten. Durch Einsetzen der quasistationären Generatorleistung erhält man den Ausdruck

$$\Delta P_{\text{SG,syn}} = 3 \cdot \left[ \frac{U_1 \cdot U_P}{X_d} \cdot \cos(\vartheta_0) + U_1^2 \cdot \frac{X_d - X_q}{X_d \cdot X_q} \cdot \cos(2 \cdot \vartheta_0) \right] \cdot \Delta\vartheta \quad (5.27)$$

Bei höheren Anregungsfrequenzen  $f_{\text{stör}}$  ist es notwendig, die in Abschnitt 5.2.3 dargestellte Frequenzabhängigkeit der Generatorreaktanzen zu berücksichtigen. Dies führt zu dem Ausdruck des dynamischen synchronisierenden Moments

$$M_{\text{syn}} = \frac{3}{\Omega} \left[ \frac{U_1 \cdot U_P}{X_d(s)} \cdot \cos(\vartheta_0) + U_1^2 \cdot \sin^2(\vartheta_0) \cdot \left( \frac{1}{X_d(s)} - \frac{1}{X_q(s)} \right) + U_1^2 \cdot \cos^2(\vartheta_0) \cdot \left( \frac{1}{X_q(s)} - \frac{1}{X_d(s)} \right) \right] \cdot \Delta\vartheta \quad (5.28)$$

$$M_{\text{syn}} = \underbrace{\left[ U_1 \cdot I_1 \cdot \sin(\varphi) + U_1^2 \cdot \left( \frac{\sin^2(\vartheta_0)}{X_d(s)} + \frac{\cos^2(\vartheta_0)}{X_q(s)} \right) \right]}_{K(s)} \cdot \Delta\vartheta \quad (5.29)$$

$$K(s) = K_S + s \cdot K_D \quad (5.30)$$

Die komplexe Synchronisierziffer  $K(s)$  ist in einen Real- und Imaginärteil aufspaltbar. Der Realteil  $K_S$  wird mit der Winkeldifferenz  $\Delta\vartheta$  multipliziert und ist aus physikalischer Sicht somit analog zum Verhalten einer Torsionsfeder. Ebenso lässt sich der Imaginärteil  $K_D$  als Multiplikation mit der Ableitung der Winkeldifferenz  $\Delta\dot{\vartheta}$  behandeln. Dies entspricht einem viskosen Dämpfungsansatz.

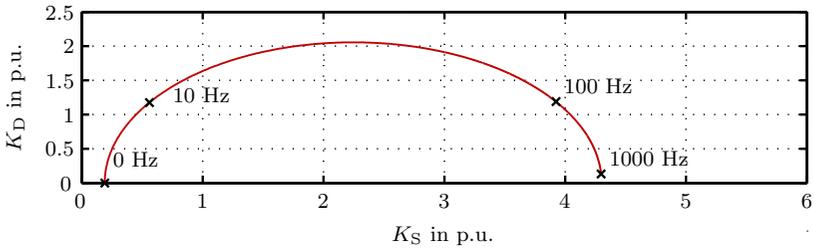


Abb. 5.9: Berechneter Verlauf der komplexen Synchronisationsziffer  $K(s)$  in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz  $f_{\text{stör}}$  bei Leerlauf des Versuchsgenerators

In einer rein mechanischen Betrachtung lässt sich daher der Einfluss des Netzes durch eine weitere, real nicht vorhandene Massenträgheit  $J_{\text{Netz}}$  darstellen, die über ein Feder-Dämpfer-Element (Parameter  $K_S$  und  $K_D$ ) mit dem vorhandenen Antriebsstrang gekoppelt ist (vergleiche Abbildung 5.10). Dadurch erhält man für das elektromechanische Gesamtsystem eine weitere Resonanzstelle sowie eine Veränderung der bisher rein mechanisch betrachteten Eigenfrequenzen.

Darüber hinaus ergibt sich nunmehr ein nichtlineares Differentialgleichungssystem. Das vorgestellte mechanische System (siehe Kapitel 5.1) ist bei Vernachlässigung des Temperatureinflusses eine lineare Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten. Durch das elektromechanische Koppelement entsteht, aufgrund der Abhängigkeit von  $K_S$  und  $K_D$  vom Betriebspunkt des Synchrongenerators und der Anregungsfrequenz der Störung, eine Nichtlinearität. Somit erhält man eine Multiplikation zeitveränderlicher Größen. Eine linearisierte Betrachtung ist jedoch möglich, da sich der Betriebspunkt des Generators nur langsam verändert.

Für Kraftwerksturbosätze sind im übrigen die mechanischen Torsionssteifigkeiten durchgehend deutlich größer als die elektromechanische Ersatzsteifigkeit. Durch diese Separation schwingt der Turbosatz quasi steif und als ein Massepunkt gedacht im tiefsten Schwingungsmodus, der von der kleinsten Steifigkeit bestimmt wird, gegen das Netz. In diesem Fall erhält man sogenannte Leistungspendelungen.

### 5.3.2 Identifikation des Versuchsstandes: Elektromechanische Kopplung

Wie im vorherigen Abschnitt abgeleitet wurde, entspricht die elektromechanische Kopplung einer Elektromaschine dem mechanischen Analogon einer Steifigkeit und eines Dämpfers. Das elektrische System kann dabei mit einer Ersatzschwingmasse dargestellt werden. Je nach Maschinentyp ergibt sich eine unterschiedliche Gewichtung der beiden Elemente. So hat die Dämpfungskomponente  $K_D$  bei einer Asynchronmaschine einen wesentlich größeren Einfluss als bei der Synchronmaschine.

Auf Basis des beschriebenen mechanischen Analogon lässt sich der Turbosatz des Versuchsstandes entsprechend der Abbildung 5.10 darstellen. Das beschreibende Differentialgleichungssystem gemäß 5.3 erhöht sich durch das zusätzliche Massenelement um einen Ordnungsfaktor.

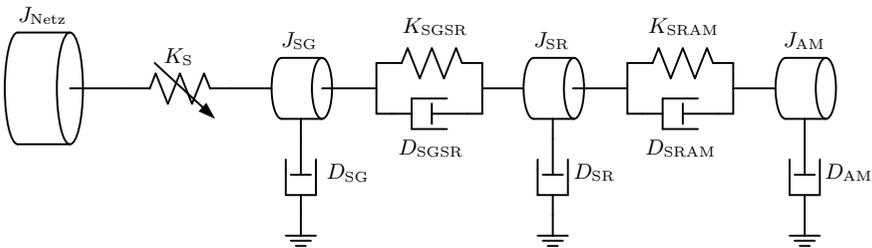


Abb. 5.10: Feder-Masse-Modell des Versuchsstandes mit Berücksichtigung der Netzkopplung

Am Versuchsstand ergibt sich durch die zusätzliche, virtuelle mechanische Masse ein zusätzlicher Resonanzmode  $f_{e0}$  und eine Verschiebung der bisher rein mechanisch betrachteten Resonanzmoden  $f_{e1}$  und  $f_{e2}$ . In Tabelle 5.3 sind die entsprechenden Kenndaten für den Leerlaufbetrieb des Generators zusammengefasst.

Für verschiedene Lastzustände des Generators ergeben sich aufgrund der veränderten elektromechanischen Steifigkeit  $K_S$  unterschiedliche Frequenzgänge des Gesamtsystems. In Abbildung 5.11 sind hierzu für drei verschiedene Lastzustände

Größe	Wert
Torsionssteifigkeit $K_S$ in Nm/rad	900
Trägheitsmoment $J_{\text{Netz}}$ in $\text{kgm}^2$	100000
Eigenfrequenz $f_{e0}$ in Hz	2,2
Eigenfrequenz $f_{e1}$ in Hz	31,6
Eigenfrequenz $f_{e2}$ in Hz	51,3

Tabelle 5.3: Modellparameter des gekoppelten, elektromechanischen Systems des Versuchstandes

die berechneten Kennlinien dargestellt. Die einzelnen Schwingungsmoden sind auf Änderungen des Betriebszustandes des Synchrongenerators unterschiedlich empfindlich. Während die untere Resonanzstelle stark von der magnetischen Kopplung des Rotors und des Stators abhängt, schwächt sich dieser Einfluss ab, je höher die Resonanzstelle liegt.

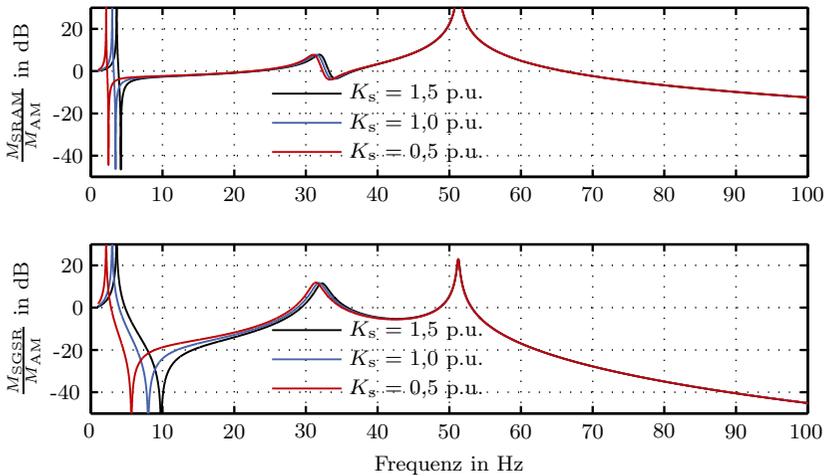


Abb. 5.11: Einfluss der elektromechanischen Kopplung auf die Mechanik bei verschiedenen Lastzuständen (berechnet)



## Kapitel 6

# Stromrichter zur Dämpfung von Torsionsschwingungen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit unterschiedlichen Stromrichterstrukturen, die eine Dämpfung von Torsionsschwingungen ermöglichen.

Heutzutage finden Stromrichtersysteme nicht nur in der Antriebstechnik breite Anwendung, sondern zunehmend auch bei der Energieübertragung. Als Beispiel sei hier die Einbindung von regenerativen Energiequellen ins Netz, Blindleistungskompensation mittels Flexible AC Transmission Systems (FACTS), Hochspannungsgleichstromübertragung (HGÜ) oder die Hochspannungsprüftechnik [Mar08], [Zöl05] genannt.

Prinzipiell ist zwischen selbstgeführten und netzgeführten oder fremdgeführten Stromrichtern zu unterscheiden. Bei selbstgeführten Stromrichtern kommen abschaltbare Halbleiterventile zum Einsatz, wo hingegen fremdgeführte Stromrichter eine Kommutierungsspannung benötigen, die z.B. vom Netz oder einer Maschine zur Verfügung gestellt werden muss.

Für den Einsatz zur Torsionsschwingungsdämpfung eignen sich sowohl selbstgeführte als auch netzgeführte Stromrichter. Die Auswahl richtet sich dabei auch stets nach der Wahl des entsprechenden Energiespeichers. Die gespeicherte elektrische oder magnetische Energie eines kapazitiven ( $C$ ) oder eines induktiven ( $L$ ) Speichers berechnet sich nach den Gleichungen 6.1 und 6.2.

$$W_{\text{el}} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot U_{\text{dc}}^2 \quad (6.1)$$

$$W_{\text{mag}} = \frac{1}{2} \cdot L \cdot I_{\text{dc}}^2 \quad (6.2)$$

Zur Veränderung des Energiegehalts des Speichers und damit zur Abgabe von Leistung muss entweder die Spannung  $U$  oder der Strom  $I$  des jeweiligen Speichers variiert werden. Diese Tatsache legt bereits eine wesentliche Vorgabe für die Auswahl des Stromrichters fest. So muss bei Einsatz einer Induktivität ein Stromrichter ge-

wählt werden, der im I. und IV. Quadranten (positiver Ausgangsstrom bei positiver und negativer Ausgangsspannung) arbeitet. Dagegen muss bei kapazitiven Energiespeichern eine Funktion im I. und II. Quadranten, d.h. positive Ausgangsspannung bei positivem und negativem Ausgangsstrom, gewährleistet sein.

In den folgenden Abschnitten werden kapazitive und induktive Stromrichterstrukturen genauer erläutert und diskutiert.

### 6.1 Netzgeführte Stromrichter mit induktivem Energiespeicher

Bei der Verwendung eines induktiven Speichers zur Torsionsschwingungsdämpfung bietet sich die Verwendung von netzgeführten Stromrichtern an. Die geforderten Funktionsquadranten werden u.a. von einer Sechspulsbrückenschaltung erfüllt. Den Aufbau einer Sechspulsbrücke zeigt Abb. 6.1.

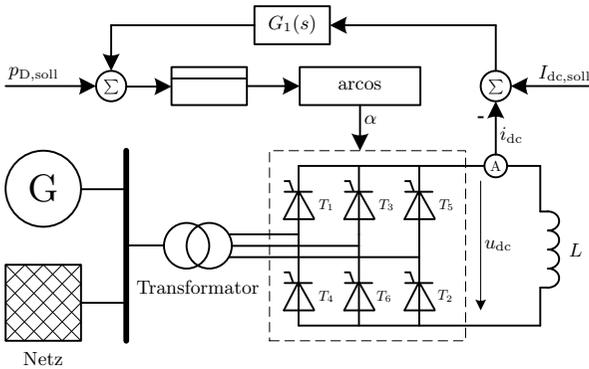


Abb. 6.1: Schematische Darstellung der Sechspulsbrücke mit Regelung

Die Sechspulsbrücke besteht aus sechs Thyristorventilen, bei denen je ein Thyristor der oberen sowie der unteren Hälfte zeitgleich stromführend sind. Bei Betrieb mit natürlichen Zündzeitpunkten wird ein nichtleitender Thyristor gezündet, sobald die an ihm anliegende Sternspannung die eines gezündeten Thyristors überschreitet. In dessen Folge kommutiert der gesamte Strom auf den neu gezündeten Thyristor und der vorherige geht in den Sperrbereich über. Die Zündzeitpunkte werden im Gradmaß angegeben, wobei der natürliche Zündzeitpunkt mit  $\alpha = 0$  bezeichnet wird. Der mögliche Steuerbereich liegt theoretisch zwischen 0 Grad und 180 Grad. Für den natürlichen Zündzeitpunkt stellt sich eine Spannung auf der Gleichstromseite von

$$U_{\text{dci}} = \frac{\sqrt{18}}{\pi} \cdot U_{\text{N}} \simeq 1.35 \cdot U_{\text{N}} \quad (6.3)$$

ein, wobei  $U_{\text{N}}$  die Nennspannung des Drehstromnetzes ist. Bei Steuerwinkeln  $\alpha$  zwischen 0 Grad und 180 Grad ergibt sich eine mittlere Ausgangsgleichspannung mit erhöhtem Wechselanteil gemäß Gleichung 6.4.

$$U_{\text{dci},\alpha} = U_{\text{dci}} \cdot \cos(\alpha) \quad (6.4)$$

Dieser Zusammenhang ist jedoch nur gültig, wenn der Ausgangsstrom der Brücke  $i_{\text{dc}} > 0$  ist. Bei dieser Anwendung wird dies durch den magnetischen Energiespeicher gewährleistet. Bei Annahme eines nahezu konstanten Ausgangsstromes  $I_{\text{d}} > 0$  erhält man für die abgegebene oder aufgenommene Dämpfungleistung

$$\begin{aligned} p_{\text{D}} &= U_{\text{dci}} \cdot I_{\text{dc}} \cdot \cos(\alpha) \\ \hat{p}_{\text{D},\text{max}} &= \frac{\sqrt{18}}{\pi} \cdot U_{\text{N}} \cdot I_{\text{dc}} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Zur Steuerung der Dämpfungleistung  $p_{\text{D}}$  kann die in Abb. 6.1 dargestellte Struktur verwendet werden, die bereits im ursprünglichen System am IPP (siehe 3.4.2) Einsatz findet. Die Eingangssignale sind die geforderte Soll-dämpfungleistung  $p_{\text{D},\text{soll}}$  sowie der Sollwert des Spulenstromes  $I_{\text{dc},\text{soll}}$ . Letzterer richtet sich nach der gewünschten maximalen Dämpfungleistung  $\hat{p}_{\text{D},\text{max}}$  und der vorhandenen Nennspannung  $U_{\text{N}}$  (Sekundärspannung des Stromrichtertransformators).

Der Spulenstrom an sich wird durch das Systemglied  $G_1(s)$  geregelt. Die Dämpfungleistung muss unter Annahme eines konstanten Spulenstromes nicht gesondert geregelt werden und wird daher als Stellgröße in Form des Steuerwinkels  $\alpha$  direkt vorgegeben.

Simulationsergebnisse eines Modells, basierend auf diesem Dämpfungssystem, zeigt Abb. 6.2. Hier sind im oberen Plot Kenngrößen (Phasenstrom  $i_{\text{R}}$  und Leistung  $p_{\text{D}}$ ) der Drehstromseite und im unteren Kenngrößen der Gleichstromseite (Gleichstrom  $i_{\text{dc}}$  und Ausgangsspannung  $u_{\text{dc}}$ ) des Stromrichters aufgezeigt. Die Nennleistung ergibt sich aus dem stationären Spulenstrom  $I_{\text{dc}} = 25 \text{ A}$  und der Spannung  $U_{\text{dci}} = 540 \text{ V}$  zu ca. 13 kW. Die Simulation zeigt eine Aussteuerung mit einer Dämpfungleistungsamplitude von 10 kW. Bevor eine Dämpfungleistung abgegeben werden kann, muss der Energiespeicher geladen werden. Dazu wird hier der Spulenstrom ab  $t = 0,1 \text{ s}$  eingepreßt.

Das Systemkonzept der Sechspulsbrücke zur Abgabe von Dämpfungleistungen besteht in erster Linie durch seine Einfachheit und Robustheit. Allerdings offenbaren die Simulationsergebnisse auch einige Schwachstellen dieses Stromrichterkonzeptes, die im Folgenden genauer betrachtet werden.

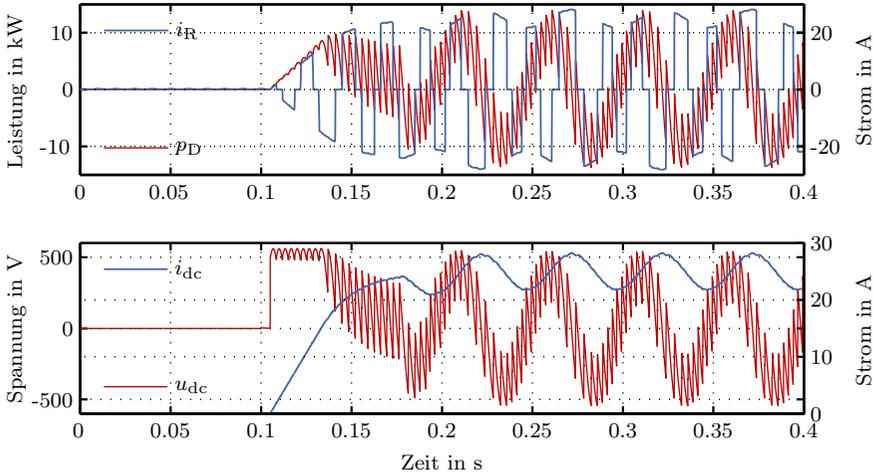


Abb. 6.2: Simulationsergebnisse der Sechspulsbrücke mit  $\hat{p}_D = 10 \text{ kW}$  und  $f_D = 20 \text{ Hz}$ , oben: Drehstromseite, unten: Gleichstromseite

### 6.1.1 Schwachstellen der Sechspulsbrücke

Ein erster Systemnachteil bringt der magnetische Energiespeicher mit sich. Zur Aufrechterhaltung der gespeicherten Energie muss stets ein Strom  $i_{dc}$  durch die Spule getrieben werden. Dies verursacht sowohl Wirkverluste in der Spule und im Stromrichter als auch eine stetige Blindleistungsaufnahme  $Q_{SR}$  aus dem elektrischen Netz bzw. dem Generator gemäß Gl. 6.6.

$$Q_{SR} = \frac{\sqrt{18}}{\pi} \cdot U_N \cdot I_{dc} \quad (6.6)$$

Natürlich ist es möglich, den Stromrichter nur im Falle eines Torsionsschwingungereignisses zuzuschalten, allerdings benötigt die Aufladung des Energiespeichers zu viel Zeit, um ein dynamisches Systemverhalten zu gewährleisten.

Darüber hinaus wird das dynamische Verhalten des Systems durch die Netzkommutierung des Stromrichters deutlich eingeschränkt. Eine Kommutierung der Ausgangsspannung  $u_{dc}$  ist nur auf eine Außenleiterspannung mit höherem Potential möglich. Somit ist ein Anstieg der Ausgangsspannung und damit eine Aufnahme von Dämpfungsleistung sehr schnell möglich, allerdings wird die Abfallgeschwindigkeit der Ausgangsspannung durch den Verlauf der Außenleiterspannung begrenzt. Abbildung 6.3 veranschaulicht diesen Vorgang. Hier sind im unteren Diagramm die Außenleiterspannungen (positive und negative) sowie die Ausgangsgleichspannung

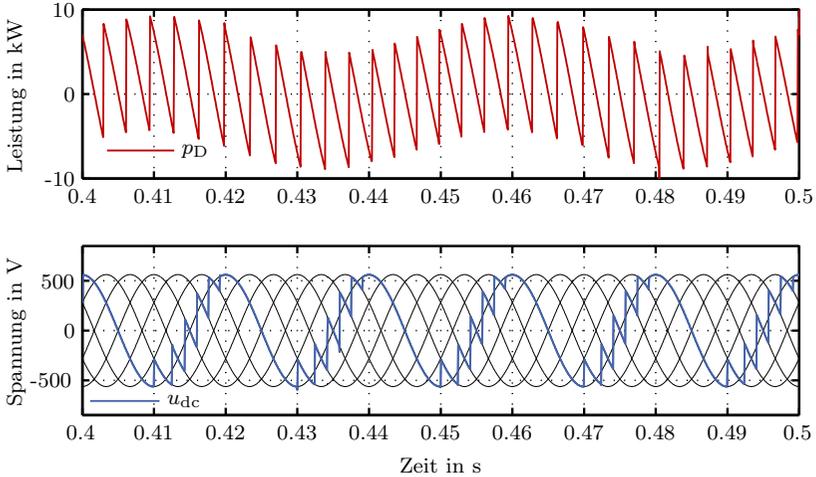


Abb. 6.3: Simulationsergebnisse der Sechspulsbrücke bei geringer Aussteuerung (oben) und bei hoher Frequenz (unten)

bei einer Dämpfungsfrequenz  $f_D$  von 50 Hz aufgezeigt. Bei einer angenommenen Netzfrequenz von 50 Hz ist dies somit die maximale Dämpfungsfrequenz.

Auch der Oberschwingungsgehalt der Dämpfungsleistung ist insbesondere bei geringer Aussteuerung (siehe Abb. 6.3 oben) deutlich ausgeprägt. Aufgrund der Sechspulsigkeit sind dies Vielfache der 6. Harmonischen der Netzfrequenz. Zudem sind die Ströme auf der Drehstromseite stark Oberschwingungsbehaftet.

Ein letzter Schwachpunkt, der hier Erwähnung finden soll, ist der Stromrichtertransformator. Dieser erfüllt in diesem System zwei Aufgaben. Zum einen stellt er indirekt die notwendige Kommutierungsinduktivität bereit, zum anderen wird er zur Anpassung der Nennleistung des Dämpfungssystems benötigt. Diese ist direkt proportional zur Nennspannung des Drehstromsystems und zum Spulenstrom  $i_{dc}$ . Ohne Transformator müsste eine Spule mit einer sehr großen Induktivität benutzt werden, um somit auch bei den resultierenden geringen Spulenströmen ausreichend Energie zur Dämpfung gespeichert zu haben.

Eine Möglichkeit zur Verbesserung dieses Stromrichterkonzeptes ist die Verwendung von höherpulsigen Stromrichtern. So kann bei der Verwendung einer 12-pulsigen Brückenschaltung die maximale Dämpfungsfrequenz verdoppelt werden. Dadurch verringern sich auch die Oberschwingungen in der Ausgangsspannung sowie den Strangströmen. Allerdings benötigt dieses System einen Dreiwicklungstransformator zur Erzeugung zweier um 30 Grad versetzten Drehspannungssysteme. Hinzu kommt, dass weiterhin ein erheblicher Blindleistungsbedarf besteht.

## 6.2 Selbstgeführte Stromrichter mit kapazitivem Energiespeicher

Aufgrund der im vorherigen Abschnitt dargestellten Schwachstellen der netzgeführten Stromrichter wird ein Konzept mit selbstgeführten Stromrichtern und kapazitivem Energiespeicher entwickelt. Ein grundlegender Vorteil eines kapazitiven Energiespeichers ist, dass das Verhältnis zwischen Kosten und Speicherkapazität deutlich günstiger ausfällt. Ein weiterer Vorzug ist, dass die Energiespeicherung wesentlich verlustärmer geschieht als bei induktiven Speichern.

### 6.2.1 Aufbau

Bei Verwendung einer Kapazität zur Energiespeicherung wird sowohl ein negativer wie positiver Strom auf der Gleichstromseite des Stromrichters benötigt. Eine mögliche Stromrichtervariante, die diese Anforderung erfüllt, ist die selbstgeführte Drehstrombrückenschaltung (siehe Abb 6.4).

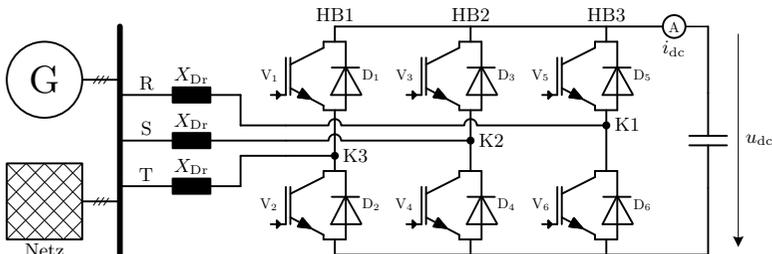


Abb. 6.4: Schematische Darstellung der selbstgeführten Drehstrombrückenschaltung mit antiparallelen Freilaufdiode

Die Drehstrombrücke wird aus drei Halbbrücken (HB1, HB2, HB3) gebildet, die wiederum aus je zwei abschaltbaren Halbleiterventilen bestehen. Als Ventile kommen z.B. Gate Turn-Off Thyristoren (GTO), Integrated Gate Commutated Thyristoren (IGCT) oder Insulated Gate Bipolar Transistoren (IGBT) in Frage. Diese unterscheiden sich hauptsächlich in den möglichen Schaltzeiten und -strömen sowie bei den Isolationsspannungen [Ber00]. Antiparallel zu den Halbleiterventilen sind sogenannte Freilaufdioden angebracht, die einen Rückstrom in den Kondensator erlauben. Breite Anwendung findet diese Schaltung in Frequenzumrichtern zur Ansteuerung drehzahlvariabler Motoren in der Antriebstechnik. Anders als hier wird in Frequenzumrichtern die Drehstrombrückenschaltung hauptsächlich als Wechselrichter betrieben, d.h. die Energie fließt von der Gleichspannungsseite zur Drehstromseite.

Bei angenommen konstanter Gleichspannung  $U_{dc}$  kann die Drehstrombrücke als dreiphasige Spannungsquelle betrachtet werden. Die Spannungen an den Klemmen K1 bis K3 können dabei nur die diskreten Werte  $\pm U_{dc}/2$  annehmen. Die Mittelwerte dieser pulswidenmodulierten (Pulse Width Modulation, PWM) Ausgangsspannungen können jedoch beliebig gestaltet werden. Damit ist auch die Erzeugung von frequenz- und amplitudenvariablen Drehspannungssystemen möglich.

Eine Betrachtung des einphasigen Ersatzschaltbildes der Anordnung veranschaulicht die prinzipielle Funktionsweise dieses Stromrichterkonzeptes zur Torsionsschwingungsdämpfung. Anhand des vereinfachten Ersatzschaltbildes aus Abb. 6.5

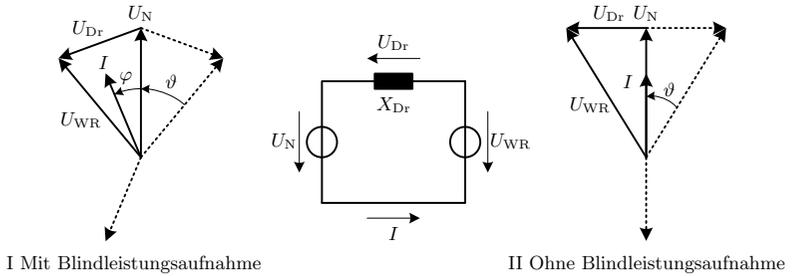


Abb. 6.5: Einphasiges Ersatzschaltbild mit Zeigerdiagramm  
gestrichelt: Wirkleistungsaufnahme, durchgezogen: Wirkleistungsabgabe

berechnet sich die abgegebene Wirk- und Blindleistung des Stromrichters gemäß [Lei06] zu:

$$p_D = \frac{U_N \cdot U_{WR}}{X_{Dr}} \cdot \sin(\vartheta(t)) \tag{6.7}$$

$$q_D = \frac{U_N \cdot (U_N - U_{WR} \cdot \cos(\vartheta(t)))}{X_{Dr}} \tag{6.8}$$

Die abgegebene Wirkleistung  $p_D$  der Drehstrombrücke lässt sich somit direkt über den Winkel  $\vartheta$  steuern. Ein optimaler Betriebszustand der Drehstrombrücke ist dann erreicht, wenn zusätzlich die abgegebene Blindleistung  $q_D$  zu null geregelt wird. Dazu ist es notwendig, die Spannung des Wechselrichters  $U_{WR}$  entsprechend zu erhöhen und den Winkel  $\vartheta$  anzupassen. Eine geeignete Regelgröße stellt der Ausgangsstrom der Drehstrombrücke dar. Die erforderliche Regelung wird im nächsten Abschnitt erläutert.

### 6.2.2 Regelung der Drehstrombrücke

Basis zur Regelung der Drehstrombrücke ist das Modulationsverfahren. Hierzu sind in der Vergangenheit mehrere Ansätze entwickelt worden wie z.B.

- die Dreieck-Sinus-Modulation,
- die Raumzeigermodulation und
- die Blocksteuerung.

Die Wahl der Modulationsart beeinflusst u.a. die maximale Ausgangsspannung der Brücke sowie das Oberschwingungsverhalten. Darüber hinaus bestimmt diese auch den Aufbau der eigentlichen Regelung. Möchte man diese im dq0-System ausführen, so eignet sich die Raumzeigermodulation (RZM) besonders gut.

Das Grundkonzept der Raumzeigermodulation (Space Vector Pulse Width Modulation, SVPWM) ist die Transformation der acht möglichen Schaltzustände der Drehstrombrücke in acht Spannungsvektoren  $U_0$  bis  $U_7$  in  $\alpha\beta$ -Koordinaten. Die Vektoren  $U_0$  und  $U_7$  bilden die Nullzeiger ab. Eine beliebige Ausgangsspannung der Drehstrombrücke (ein Punkt in der  $\alpha\beta$ -Ebene) wird erreicht, wenn pro Schaltperiode je drei Spannungszeiger, und damit Schaltzustände, miteinander vektoriell kombiniert werden. Zur Erzeugung der letztendlichen Ventil-Schaltmuster sind wiederum verschiedene Möglichkeiten gegeben. So ist je nach Wahl u.a. eine thermische Optimierung des Stromrichters möglich. Für nähere Informationen zur Raumzeigermodulation wird auf [Mey90], [Hol10] und [Bra03] verwiesen.

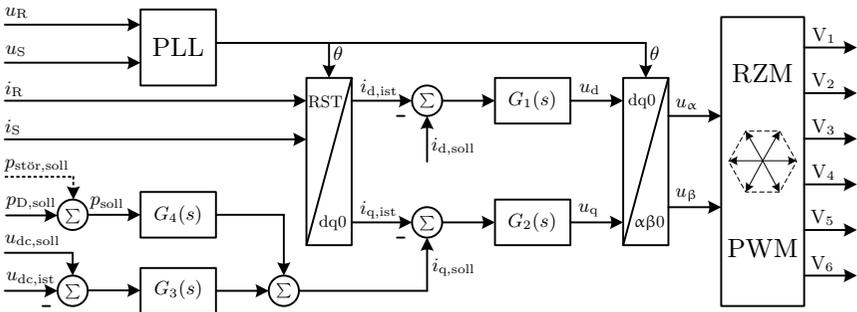


Abb. 6.6: Schematische Darstellung der Regelung der selbstgeführten Drehstrombrücke

Eine Übersicht der konzipierten Regelungsstruktur zeigt Abb. 6.6. Die Ausgangsgrößen der Regelung sind die Größen  $u_\alpha$  und  $u_\beta$ , die wiederum die Eingangsgrößen der zuvor erläuterten Raumzeigermodulation darstellen. Wie bereits im vorherigen Abschnitt bemerkt, ist der Ausgangsstrom der Drehstrombrücke eine geeignete Regelgröße. Die korrespondierenden d- und q-Komponenten des Ausgangstromes sind gemäß A.2 direkt proportional zur abgegebenen Wirk- und Blindleistung des Stromrichters. Daher muss die vorgegebene Solldämpfungsleistung  $p_{D,soll}$  lediglich durch

einen Proportionalitätsfaktor  $G_4(s) = \text{konstant}$  angepasst werden und kann dann direkt als  $i_{q,\text{soll}}$  der Stromrichterregelung vorgegeben werden. Am zusätzlichen Eingang  $p_{\text{stör,soll}}$  kann darüber hinaus eine beliebige Störleistung vorgegeben werden. Insbesondere bei der physikalischen Modellbildung kann dieses Signal zur Identifikation des elektromechanischen Gesamtsystems genutzt werden (Kapitel 5.1.3).

Neben der Dämpfungsleistung selbst hat auch die Regelung zur Ladung des Energiespeichers den Strom  $i_q$  als Stellgröße. Die Regelung basiert auf dem Regelglied  $G_3(s)$ , dem ein Soll-Istwertvergleich der Kondensatorspannung  $u_{dc}$  vorgelagert ist. Die Ausgänge der Glieder  $G_3(s)$  und  $G_4(s)$  werden entsprechend superponiert.

Die eigentliche Regelung der Ströme  $i_q$  und  $i_d$  erfolgt mit den Regelgliedern  $G_1(s)$  und  $G_2(s)$ , deren Ausgänge wiederum die Sollspannungen  $u_d$  und  $u_q$  ergeben. Dabei ist zu beachten, dass der Sollwert des Stromes  $i_d$  im Normalbetrieb null ist, da zur Dämpfung keine Blindleistung benötigt wird. Sollte ein Blindleistungsbedarf für den allgemeinen Netzbetrieb bestehen, ist eine entsprechende Abgabe problemlos möglich. In diesem Fall ist der Stromrichter vergleichbar mit einem Static Synchronous Compensator (STATCOM), welcher in der Energieübertragungstechnik zur dynamischen Blindleistungskompensation eingesetzt wird.

Voraussetzung für die korrekte Transformation der Regelung in das dq0-System ist, dass der Transformationswinkel  $\theta$  stets mit Netzwinkel  $\zeta$  übereinstimmt. Um dies zu gewährleisten, wird ein Phasenregelkreis eingesetzt, der auf Basis der Netz- bzw. Generatorspannungen  $u_R$  und  $u_S$  den Transformationswinkel  $\theta$  bestimmt. Mit Hilfe des Winkels  $\theta$  erfolgt die Transformation der gemessenen Strangströme  $i_R$  und  $i_S$  in  $i_{q,\text{ist}}$  bzw.  $i_{d,\text{ist}}$ .

Die in Abb. 6.6 dargestellte schematische Übersicht der Regelstruktur ist für eine anschauliche Betrachtung sehr hilfreich, jedoch nicht für die eigentliche Reglersynthese geeignet. Zur Reglersynthese, also zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen  $G_1(s)$  bis  $G_3(s)$ , ist es notwendig die zu regelnde Übertragungsstrecke zu identifizieren. Aufgrund des Stromrichters und dessen nichtlinearem Übertragungsverhalten ist eine analytische Modellierung der gesamten Übertragungsstrecke unmöglich. Jedoch kann bei Vernachlässigung der Pulsweitenmodulation, und somit der Annahme, dass die Ausgangsspannung der Drehstrombrücke den Vorgaben  $u_q$  und  $u_d$  folgt, eine geschlossene Übertragungsfunktion im dq0-System hergeleitet werden.

Hierzu ist in Abb. 6.7 das entsprechende Blockdiagramm der q-Komponenten dargestellt. Die Regelstrecke kann in zwei Teilabschnitte gegliedert werden. Der erste bildet den Stromrichter und die Phasendrossel  $G_{SD}$  ab und der zweite den Energiespeicher  $G_{ES}$ . Die Gesamtstruktur entspricht einer Kaskadenregelung, bei der in der inneren Regelschleife der Strom  $i_q$  und in der äußeren die Spannung  $u_{dc}$  geregelt wird.

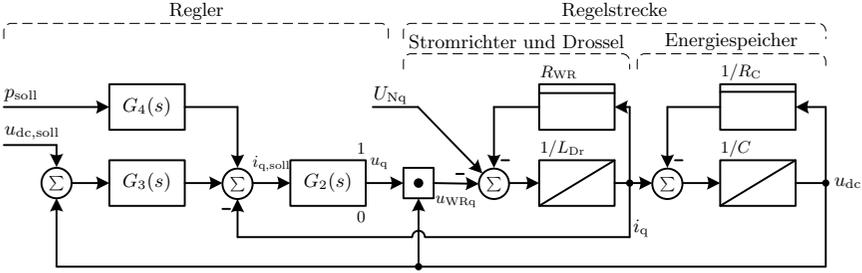


Abb. 6.7: Blockdiagramm der Drehstrombrücke mit Regelung (q-Achse)

Die Regelstrecke Stromrichter/Drossel entspricht grundsätzlich einer Reihenschaltung aus dem Verlustwiderstand  $R_{WR}$  und der Drosselinduktivität  $L_{Dr}$ . Im realen System wirken zudem die Impedanzverhältnisse des Netzes und des Generators. Die stromtreibende Spannung ergibt sich aus der Differenz der als konstant angenommenen Netzspannung  $U_{Nq}$  und der Ausgangsspannung des Wechselrichters  $u_{WRq}$ . Die Spannung  $u_{WRq}$  ergibt sich wiederum aus der Multiplikation der Ausgangsspannung  $u_{dc}$  mit der Stellgröße des Stromregelgliedes  $u_q$ . Mit Hilfe einer Arbeitspunktlinearisierung kann die Multiplikation durch ein Proportionalglied  $K_{udc}$  ersetzt sowie die Spannungsaufschaltung  $U_{Nq}$  gestrichen werden. Man erhält folgenden einfachen analytischen Zusammenhang für die Streckenübertragungsfunktion Stromrichter/Drossel  $G_{SD}$ :

$$i_q = \frac{K_{udc} \cdot u_q}{L_{Dr} \cdot s + R_{WR}} \tag{6.9}$$

$$i_q = G_{SD}(s) \cdot u_q \tag{6.10}$$

Zur Ausregelung der Strecke  $G_{SD}$  kommt ein PI-Regler mit der Übertragungsfunktion

$$G_2(s) = \frac{K_I + K_P \cdot s}{s} \tag{6.11}$$

zum Einsatz. Bei Annahme einer optimalen Regelung, d.h. der Strom  $i_q$  folgt seinem Sollwert, muss zur Synthese des Spannungsreglers  $G_3(s)$  die innere Regelschleife nicht beachtet werden. Folglich muss das Regelglied  $G_3(s)$  lediglich die Strecke  $G_{ES}$  ausregeln, die einen verlustbehafteten Kondensator modelliert. Probleme bereitet allerdings die Solldämpfungsleistung  $p_{D,soll}$ , die im Spannungsregelkreis als Störgröße zu betrachten ist. Die Abgabe oder Aufnahme von Leistung verursacht nämlich in Abhängigkeit der Frequenz und der Amplitude eine erhebliche Pendelung der Kondensatorspannung  $u_{dc}$ , die den Spannungsregler möglichst nicht beeinflussen sollte. Die Dynamik des Spannungsreglers muss daher soweit wie möglich reduziert werden, jedoch ohne die Regelfunktion zu stark zu beeinflussen.

Zur Sicherstellung der stationären Regelgenauigkeit des Spannungsreglers ist ein I-Anteil im Regelglied  $G_3(s)$  prinzipiell erforderlich. Auf dieses kann verzichtet werden, wenn man in Betracht zieht, dass die Regelstrecke des Energiespeichers  $G_{ES}$  ein nahezu integrales Verhalten aufweist, das sich mit den sehr geringen Verlusten des Kondensators begründet. Darüber hinaus ist eine gewisse Regelabweichung der Kondensatorspannung  $u_{dc}$  für die eigentliche Funktion des Stromrichters von nachrangiger Bedeutung. Es bietet sich daher zur Regelung der Kondensatorspannung an, auf ein Verzögerungsglied erster Ordnung (VZ<sub>1</sub>-Glied) mit der Übertragungsfunktion

$$G_3(s) = \frac{K_1}{1 + T_1 \cdot s} \quad (6.12)$$

zurückzugreifen.

Zur Bestimmung der Übertragungsfunktion  $G_1(s)$  bedarf es einer äquivalenten Vorgehensweise. Hier muss entsprechend die Regelstrecke der d-Achse berücksichtigt werden.

### 6.2.3 Messergebnisse des Dämpfungsstromrichters am Versuchsstand

Die im vorherigen Abschnitt vorgestellte Regelung findet auch am Versuchsstand Anwendung (siehe Kapitel 4.5). Im Folgenden sollen einige Messergebnisse des Versuchsstandsstromrichters präsentiert werden.

Bevor der Stromrichter an den Generator oder an das Netz geschaltet werden kann, muss der Energiespeicher vorgeladen werden, da andernfalls ein sehr großer Einschaltstrom über die Freilaufdioden D<sub>1</sub> bis D<sub>6</sub> fließen würde. Die Vorladung geschieht über einen zusätzlichen Gleichrichter mit kleiner Leistung und einem entsprechenden Vorwiderstand. Nach der Vorladung wird der Stromrichter mit einem Leistungsschütz zugeschaltet. Nun erfolgt eine weitere Aufladung des Energiespeichers, um sicherzustellen, dass im Falle der Leistungsabgabe eine ausreichende Ladung im Kondensator zurück bleibt. Diese minimale Ladung definiert sich über die minimale Kondensatorspannung, mit der der geforderte Ausgangsstrom getrieben werden kann. Am Versuchsstand wird meist eine Kondensatorspannung  $u_{dc}$  von 700 V bis 750 V gewählt.

Abbildung 6.8 zeigt dazu die Messergebnisse der wichtigsten Stromrichterkenntgrößen. Die eigentliche Dämpfung startet bei  $t = 0$  s. Zuvor regelt der Stromrichter lediglich die Spannung des Energiespeichers. Wie in der unteren Grafik zu sehen ist, erreicht diese aufgrund des fehlenden I-Anteils im Regelglied  $G_3(s)$  nicht genau den Sollwert von 700 V, was aber für die weitere Funktion keinerlei Bedeutung besitzt.

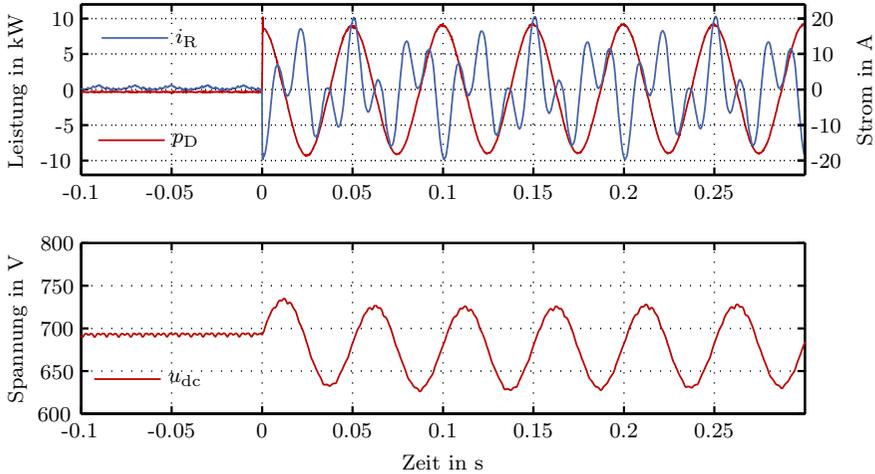


Abb. 6.8: Messergebnisse der Drehstrombrücke am Versuchsstand mit  $\hat{p}_D = 10 \text{ kW}$  und  $f_D = 20 \text{ Hz}$ ; oben: Drehstromseite, unten: Gleichstromseite

In diesem Versuch gibt der Stromrichter eine Leistungsamplitude  $\hat{p}_D$  von knapp  $10 \text{ kW}$  bei einer Frequenz  $f_D$  von  $20 \text{ Hz}$  ab. Dies entspricht im Übrigen dem Simulationsszenario aus Abb. 6.2. Der Vergleich macht die Vorteile des Drehstrombrückenkonzeptes sehr deutlich. Unerwünschte Harmonische in der Dämpfungsleistung sowie in den Strangströmen (hier Phasenstrom  $i_R$ ) sind deutlich reduziert und bei diesen recht hohen Amplituden kaum zu erkennen. Darüber hinaus ist in Abb. 6.8 deutlich das Laden und Entladen des Energiespeichers zu erkennen. Die Spannung schwingt um den vorgegebenen Sollwert von  $700 \text{ V}$ . Die Abweichung des Mittelwertes liegt im Einschaltmoment der Dämpfungsleistung begründet. Der Spannungsregler gleicht diese Abweichung mit einer entsprechenden Zeitkonstante aus.

Eine weitere Messung am Versuchsstand präsentiert Abb. 6.9. Die Dämpfungsleistung  $\hat{p}_D$  wird hier auf ca.  $2 \text{ kW}$  reduziert, was einem Strom  $i_q$  von  $5 \text{ A}$  entspricht. Die Frequenz  $f_D$  ist in der oberen Abbildung auf  $100 \text{ Hz}$  erhöht worden. Das untere Beispiel zeigt eine sprunghafte Anregung der Solldämpferleistung. Hier ist zu erkennen, dass der Strom  $i_q$  innerhalb von ca.  $300 \mu\text{s}$  dem Sollwert folgt. Das leichte Überschwingen kann hier vernachlässigt werden. Der vorhandene Gleichanteil bei beiden Messungen im Strom  $i_q$  sowie in der damit korrespondierenden Leistung  $p_D$  ist auf die Verluste im Stromrichter sowie im Energiespeicher zurückzuführen.

Beide Messungen unterstreichen die hohe Dynamik der Stromrichterregelung, die im Vergleich zur Sechspulsbrücke deutlich gesteigert ist. Dies ist insbesondere für die Dämpfung von transient erregten Torsionsschwingungen von Bedeutung, da hier eine besonders schnelle Reaktion des Dämpfungssystems erfolgen muss.

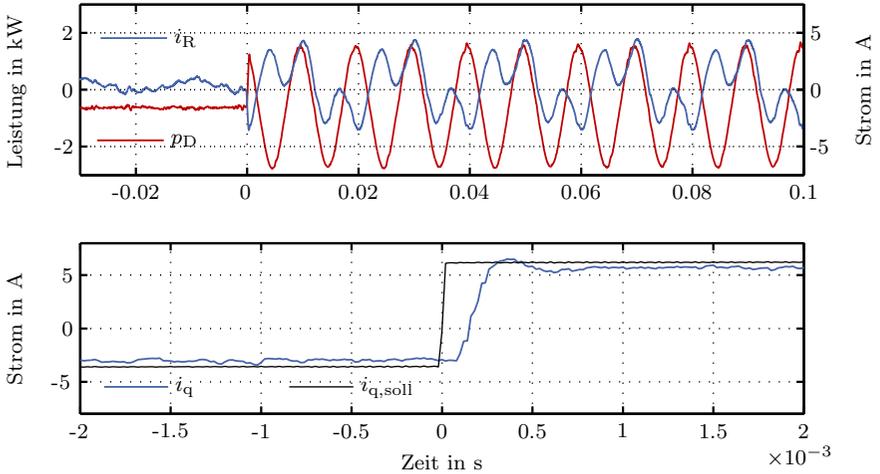


Abb. 6.9: Messergebnisse der Drehstrombrücke am Versuchsstand mit erhöhter Frequenz  $f_D = 100$  Hz (oben) und sprungförmiger Sollleistung (unten)

Insgesamt ergeben sich folgende Vorteile bei der Verwendung einer selbstgeführten Drehstrombrücke mit kapazitivem Energiespeicher, verglichen mit einer netzgeführten Sechspulsbrücke mit induktivem Speicher:

- + Hohe Dynamik der abgegebenen Leistung
- + Verbesserte Qualität der Dämpfungsleistung
- + Geringe harmonische Anteile in den Strangströmen
- + Standby-Verluste aufgrund kapazitiver Speicherung deutlich reduziert
- + Kein Transformator notwendig
- + Günstige kapazitive Energiespeicherung

Die Anwendung dieses Stromrichterkonzeptes an einem realen Turbosatz erfordert natürlich einige Anpassungen. Hier ist insbesondere die Nennspannung zu nennen. In der Regel liegen die Nennspannungen von Generatoren bei 21 kV oder 27 kV. Bei dieser Spannungsebene bedarf es der Reihenschaltung mehrerer Halbleiterventile.

Weitere Optionen bieten sogenannte Multilevel-Konverter. Diese besitzen mehrere Gleichspannungsebenen und erlauben bei entsprechender Ansteuerung eine weitere Reduzierung von Oberschwingungen. Hier sind insbesondere der Diode-Clamped- (DCML) und der Flying-Capacitor-Multilevel-Konverter (FCML) zu nennen [RLP02] [Fuj04]. Heutzutage sind selbstgeführte Stromrichter auf Mittel- bzw. Hochspannungsebene industrieller Standard und stellen daher kein Hindernis für die Realisierung des Dämpfungsstromrichters dar.

## Kapitel 7

# Regelkonzepte zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen

Ein geeignetes Regelkonzept ist Voraussetzung für die erfolgreiche Dämpfung von Torsionsschwingungen. Die Regelsysteme des Dämpfungssystems können in drei Abschnitte gegliedert werden. Zuerst berechnet die Dämpfungsregelung aus den gemessenen Drehmomenten das dämpfende Moment  $M_D$ , das virtuell direkt am Generatorrotor angreift. Der sogenannte M/P-Regler konvertiert im zweiten Schritt das Dämpfungsmoment  $M_D$  in eine äquivalente Solldämpfungsleistung  $p_{D,\text{soll}}$ . Diese dient wiederum der Stromrichterregelung, der dritten Regelstufe, als Sollwertvorgabe (siehe auch Kapitel 3).

Die Stromrichterregelung wurde bereits im vorherigen Kapitel eingängig beschrieben, weshalb in diesem Kapitel nur die Dämpfungsregelung und die M/P-Regelung analysiert werden. Bei der Dämpfungsregelung werden auf dem ursprünglichen Regelansatz von Sihler [SMHAUT03] aufbauend, erweiterte sowie komplett veränderte Regelkonzepte präsentiert. Zu Ende des Kapitels erfolgt die Beschreibung der M/P-Regelung, die beim Betrieb eines netzparallelen Dämpfungssystems benötigt wird.

### 7.1 Dämpfungsregelung

Die eigentliche Dämpfungsregelung ist eine wesentliche Systemkomponente des Dämpfungssystems. Im Gegensatz zu den übrigen Teilen des Gesamtsystems, wie z.B. dem Stromrichter und der M/P-Regelung, ist die Dämpfungsregelung grundsätzlich in allen Antriebssträngen zur Dämpfung von Torsionsschwingungen anwendbar (vergl. Kapitel 2.2). Die Anforderungen an die Dämpfungsregelung lassen sich in folgenden Punkten zusammenfassen:

- Möglichst geringe Anzahl von Messstellen
- Stabilität der Regelung

- Hohe Effizienz - geringe Dämpfungsleistung
- Gute Dämpfung von transienten und periodischen Anregungen
- Große Robustheit
- Geringer Rechenaufwand

Die Robustheit bezieht sich in diesem Fall insbesondere auf mögliche Veränderungen der Regelstrecke. Wie im Kapitel 5 beschrieben wurde, begründet sich dies besonders in der veränderlichen elektromechanischen Steifigkeit  $K_S$ , aber auch in den Abhängigkeiten bezüglich Temperatur und Lastzustand der Wellensteifigkeiten und der Dämpfung.

Zur Synthese eines geeigneten Reglers ist zunächst wieder die zu regelnde Strecke zu identifizieren. Als Grundlage dient hier zum einen der Versuchsstand und zum anderen ein Literaturmodell. Dabei handelt es sich um das *First benchmark model for computer simulation of subsynchronous resonances*, das von der *IEEE Subsynchronous Resonance Task Force* im Jahre 1977 veröffentlicht wurde (siehe Anhang B und [IEE77]).

Im Folgenden wird zunächst die Regelstrecke genauer beschrieben, danach werden verschiedene Regelungsansätze diskutiert.

### 7.1.1 Regelstrecke

Wie bereits im Kapitel 3 einleitend erwähnt wird, bilden die Momente  $M_{ij}$  der einzelnen Wellenabschnitte die Regelgröße des Dämpfungssystems. In Abhängigkeit des Turbosatzes ergibt sich somit ein in der Ordnung variables Mehrgrößenregelungsproblem. Für die Regelstrecke kann auf Basis des Gleichungssystems 5.3 ein lineares Zustandsraummodell der Form

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}(t) &= \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{B} \cdot \underline{u}(t) \\ \underline{y}(t) &= \underline{C} \cdot \underline{x}(t)\end{aligned}\tag{7.1}$$

erstellt werden. Als Zustandsgrößen  $\underline{x}(t)$  werden die Drehmomente  $M_{ij}$  sowie die Winkelgeschwindigkeiten  $\Omega_i = \dot{\varphi}_i$  gewählt. Die Stell- und damit die Eingangsgröße ist das Dämpfungsmoment  $M_D$ , das entsprechend der Matrix  $\underline{B}$  am Generatorrotor  $J_{SG}$  angreift.

Insgesamt ergibt sich folgende Zustandsraumdarstellung für den Turbosatz des Versuchsstandes:

$$\begin{aligned}
\underline{x} &= \begin{bmatrix} \Omega_{AM} \\ \Omega_{SR} \\ \Omega_{SG} \\ M_{SRAM} \\ M_{SGSR} \end{bmatrix} & \underline{y} &= \begin{bmatrix} M_{SRAM} \\ M_{SGSR} \end{bmatrix} & \underline{u} &= M_D \\
\underline{A} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{J_{SG}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_{SR}} & -\frac{1}{J_{SR}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_{SG}} \\ K_{SRAM} & -K_{SRAM} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{SGSR} & -K_{SGSR} & 0 & 0 \end{bmatrix} & \underline{B} &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_{SG}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
\underline{C} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & & & & (7.2)
\end{aligned}$$

Im Gleichungssystem 7.2 ist nur der rein mechanische Teil des Systems berücksichtigt. Eine Erweiterung zur Berücksichtigung der Netzkopplung gemäß Kapitel 5.3 führt zu einer Ordnungserhöhung um den Faktor eins. Die Dämpfung wird nicht modelliert, um eine unnötige Komplizierung zu vermeiden.

### 7.1.2 Resonanzregler

Der hier als Resonanzregler bezeichnete Regelansatz basiert auf dem System zur Dämpfung von Torsionsschwingungen in Schwungradgeneratoren, das am Max-Planck-Institut für Plasmaphysik (siehe Kapitel 3.4.2) Anwendung findet. Das grundlegende Regelkonzept lässt sich anschaulich bei der Betrachtung des Phasengangs eines gedachten Zweimassenschwingers, bestehend aus einer Turbinen- (T) und einer Generatormasse (SG), beschreiben. Die entsprechende Übertragungsfunktion  $G_{ZS}$  ergibt sich zu

$$G_{ZS}(s) = \frac{M_{TSG}}{M_{SG}} = \frac{K_{TSG} \cdot J_T}{J_{SG} \cdot J_T \cdot s^2 + K_{TSG} \cdot (J_T + J_{SG})}, \quad (7.3)$$

wobei  $J$  und  $K$  die entsprechenden Trägheitsmomente und die Steifigkeit repräsentieren. Den dazugehörigen Frequenzgang in Betrag und Phase zeigt Abb. 7.1. Aufgrund der doppelten Polstelle dreht die Phase insgesamt um  $\varphi = 180$  Grad. Im Resonanzpunkt (hier:  $f_e = 32$  Hz) erhält man eine Phase von  $-90$  Grad.

Im Zeitbereich betrachtet bedeutet dies, dass das System auf eine sinusförmige Störانregung des Generatormoments  $M_{stör} = \sin(2\pi f_e \cdot t)$  mit einer um  $-90$  Grad phasenverschobenen Torsionsschwingung des Wellenmomentes mit

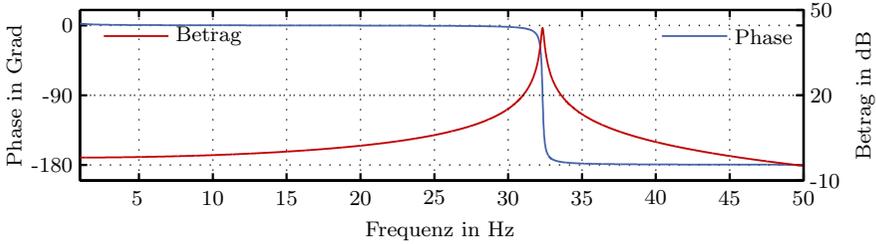


Abb. 7.1: Frequenzgang der Übertragungsfunktion  $G_{zs}$

$$M_{TSG} = V \cdot t \cdot \sin\left(2\pi f_e \cdot t - \frac{\pi}{2}\right)$$

reagiert. Aufgrund der Resonanzanregung steigt die Amplitude der Schwingung linear mit der Steigung  $V$  an.

Das Wirkungsprinzip des Resonanzreglers ist nun, dieses Phasenverhalten auszunutzen, indem das gemessene Wellenmoment  $M_{TSG}$  invertiert und um  $+90$  Grad phasenverschoben als Dämpfungsmoment  $M_D$  dem Generatormoment  $M_{SG}$  überlagert wird. Abbildung 7.2 zeigt eine schematische Darstellung des Resonanzregelkonzeptes. Der abgebildete Soll-Istwert-Vergleich invertiert am Eingang der Regelschleife lediglich das gemessene Drehmoment. Aufgrund des Funktionsprinzips ist der Resonanzregler nur für eine Sollwertvorgabe von null spezifiziert. Das P-Glied dient zur Einstellung der Regelverstärkung und bestimmt damit die Stärke der Dämpfung.

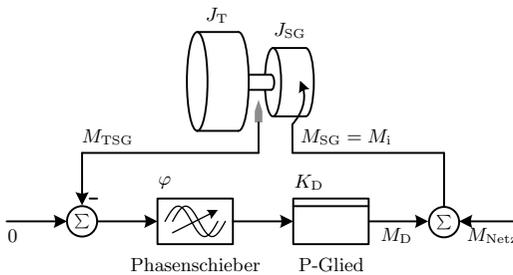


Abb. 7.2: Schematische Darstellung des Resonanzregelkonzeptes

Die zu parametrisierenden Elemente des Resonanzreglers sind der Phasenschieber und die Regelverstärkung. Zur Realisierung des Phasenschiebers gibt es verschiedene Möglichkeiten, wie z.B. die Verwendung eines Allpasses

$$G_{PS}(s) = \frac{1 - \frac{s}{\omega_e}}{1 + \frac{s}{\omega_e}}, \quad (7.4)$$

der bei der Resonanzfrequenz  $f_e = \frac{\omega_e}{2\pi}$  eine Phasenverschiebung von 90 Grad aufweist. Prinzipiell wirkt eine Phasenverschiebung  $\varphi$  im Bereich zwischen 0 Grad und 180 Grad dämpfend auf das Gesamtsystem, wobei nur für  $\varphi = 90$  Grad eine optimale Dämpfung erzielt wird. Dreht die Phase über diesen Bereich hinaus, kommt es zur Anregung von Torsionsschwingungen und somit zur Instabilität des Regelkreises.

Bei realen Systemen ist der Einfluss der vorhandenen Dämpfung zu beachten. Diese verändert nicht nur die Eigenfrequenz des Systems, sondern sorgt auch für eine Abweichung im Phasengang. Aufgrund der in der Regel schwachen Dämpfung ist diese aber meist kleiner als 2 Grad und kann durch eine Anpassung des Phasenschiebers ausgeglichen werden.

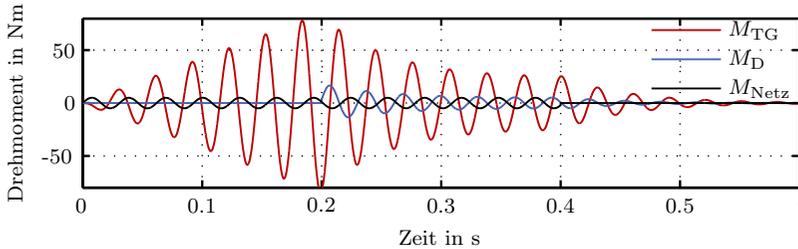


Abb. 7.3: Simulationsergebnis des Resonanzreglers bei Anwendung an einem Zweimassenschwinger

Ein Simulationsergebnis auf Basis des obigen Modells (Abb. 7.2) zeigt Abb. 7.3. Der Zweimassenschwinger wird durch eine resonanzfrequente Störung  $M_{stör}$  im Drehmoment  $M_{Netz}$  für  $t = 200$  ms angeregt. In dessen Folge steigt die Amplitude des Wellenmomentes  $M_{TSG}$  linear an. Bei  $t = 200$  ms wird das Dämpfungssystem zugeschaltet, worauf sich die Amplitude des Torsionsmomentes  $M_{TSG}$  auf ca. 25 Nm einpendelt. In dieser Phase kompensieren sich Anregung und Dämpfung gegenseitig, und die Schwingungsamplitude bleibt daher konstant. Erst nach dem Abschalten der Störung bei  $t = 400$  ms erfolgt die vollständige Dämpfung der Schwingung. In einem realen System hat die Störanregung, im Gegensatz zum geregelten Dämpfungsmoment  $M_D$ , in der Regel nur geringe Spektralanteile der Resonanzfrequenz. Daher genügt ein im Vergleich zur Störanregung wesentlich kleineres Moment  $M_D$  zur Dämpfung der entstehenden Torsionsschwingung.

In diesem exemplarischen Beispiel wurde ein Verstärkungsfaktor von  $K_D = 0,1$  gewählt. Ein höherer Faktor führt entsprechend zu einem größeren Dämpfungs-

gradienten der Schwingung sowie einem kleineren Amplitudenplateau bei noch bestehender Anregung. Die maximale Verstärkung  $K_D$  wird u.a. durch die Dynamik des Gesamtsystems (Stabilität) begrenzt. In der Realität steht natürlich nur ein begrenztes Dämpfungsmoment  $M_D$  zur Verfügung.

### 7.1.3 Resonanzregler mit Bandpassfilterung

Bei Anwendung des Resonanzreglers zur Torsionsschwingungsdämpfung bei Turbogeneratoren bedarf es einiger Anpassungen. Aufgrund des veränderten mechanischen Systems genügt die Dämpfung eines einzigen Resonanzmodes nicht mehr. Eine geeignete Erweiterung des Resonanzreglers kann durch das Einfügen weiterer Regelschleifen mit unterschiedlichen Frequenzabstimmungen erzielt werden (siehe Abb. 7.4).

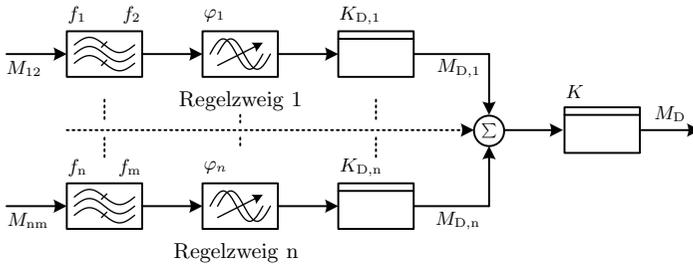


Abb. 7.4: Blockdiagramm des erweiterten Resonanzreglers

Die in Kapitel 7.2 abgeleitete Systemeigenschaft der Linearität ist die Grundlage dieses Ansatzes, welche im betrachteten Arbeitsbereich des elektromechanischen Gesamtsystems angenommen werden kann. Somit ist eine Superposition der Dämpfungsmomente  $M_{D,i}$  unterschiedlicher Resonanzmoden möglich. Allerdings ist es dazu notwendig, die gemessenen Wellenmomente zuerst spektral mit Hilfe von Bandpässen zu filtern. Der Bandpass sowie der Phasenschieber eines jeden Regelzweiges müssen auf eine bestimmte Resonanzfrequenz abgestimmt werden. Die Wahl des Eingangsmoments  $M_{mn}$  jedes Regelzweiges richtet sich nach dem Turbosatz, da zum einen in der Regel nicht alle Wellenmomente am Turbosatz zugänglich sind, und zum anderen die Intensität der Resonanzfrequenzen in den einzelnen Wellenabschnitten sehr unterschiedlich ist. Hier bedarf es einer eingehenden Analyse des spezifischen Frequenzganges und der Eigenformen.

Bei der Erweiterung des Resonanzreglers kommt dem Aufbau der Bandpässe eine entscheidende Bedeutung zu. Es ist deren Aufgabe, die einzelnen Resonanzfrequenzen möglichschte präzise zu separieren. Dies betrifft sowohl den Amplituden- als auch

den Phasenverlauf der Signale. Die Phase des gefilterten Signals muss mit der des ursprünglichen Messsignals exakt übereinstimmen, um eine korrekte Phasendrehung um 90 Grad durch den nachfolgenden Phasenschieber zu gewährleisten. Darüber hinaus müssen die Bandpässe sehr schmalbandig entworfen werden. In den einzelnen Regelschleifen darf nur der Frequenzanteil der jeweiligen Resonanzfrequenz vorhanden sein. Ist das nicht der Fall, kann die resultierende Phasenverschiebung dieses Frequenzanteiles den stabilen Bereich zwischen  $0 \leq \varphi \leq 180$  Grad verlassen, und es kann zu Anregungen von Torsionsschwingungen kommen.

Aufgrund dieser Zusammenhänge und im Hinblick auf die in der Regel geringen Abstände der Resonanzfrequenzen müssen also die zu entwerfenden Bandpässe nicht nur eine geringe Bandbreite, sondern auch eine gute Flankensteilheit aufweisen, was wiederum mit einer hohen Filterordnung einher geht.

Im Bandpass liegt dementsprechend der wesentliche Nachteil dieses Regelkonzeptes begründet. Denn die Einschwingdauer des Bandpasses begrenzt die Regelungsdynamik, die insbesondere bei der Dämpfung von transient erregten Torsionsschwingungen notwendig ist.

Deutlich wird dies bereits bei einer systemtheoretischen Betrachtung von Bandpasssystemen [OL07]. Geht man von einem idealen Bandpasssystem mit einer Mittenfrequenz  $f_0$  und einer Bandbreite  $f_\Delta$  aus, so ergibt sich bei Aufschalten eines Cosinus-Signals bei  $t = 0$  mit

$$u(t) = \cos(2\pi f_0 t) \cdot \sigma(t) \quad (7.5)$$

das akasale Ausgangssignal  $y(t)$  mit  $\text{Si}(x) = \int_0^x \frac{\sin(t)}{t} dt$  zu

$$y(t) \approx \left[ \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \text{Si}(\pi f_\Delta t) \right] \cos(2\pi f_0 t) . \quad (7.6)$$

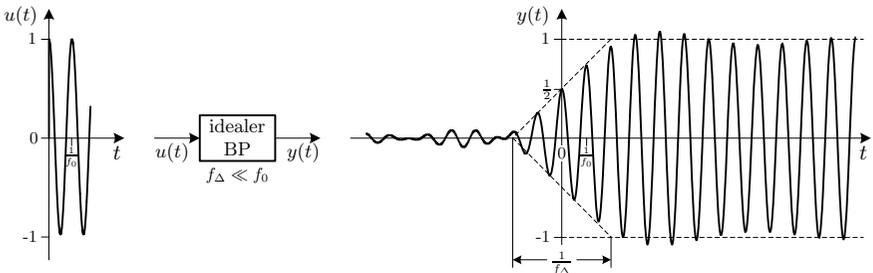


Abb. 7.5: Systemantwort eines Bandpasses auf ein aufgeschaltetes Cosinus-Signal

Der Zusammenhang macht deutlich, dass die Einschwingdauer des Filters proportional zum Kehrwert der Bandbreite  $f_{\Delta}$  ist (siehe auch Abb. 7.5). Dies führt insbesondere bei Turbosätzen mit einer großen Anzahl von Resonanzstellen und damit einher gehenden geringen Bandbreiten der einzusetzenden Bandpässe zu Einbußen in der Regeldynamik des Dämpfungssystems. Der verwendete Filtertyp, wie z.B. Butterworth-, Tschebyscheff- oder Bessel-Filter, hat darauf keinen Einfluss.

### 7.1.4 Resonanzregler mit Kalman-Filter

Aufgrund der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Nachteile des Resonanzreglers mit Bandpassfilterung werden im Folgenden weitere Ansätze zur Dämpfungsregelung analysiert. Die Konzeption des Resonanzreglers liegt im Wesentlichen in der Betrachtung des Frequenzganges des Schwingungssystems. Zur optimalen Anwendung des Resonanzreglers bei Systemen mit mehreren Resonanzstellen ist daher prinzipiell eine Zerlegung der gemessenen Drehmomente in Betrag und Phase der einzelnen Resonanzmoden wünschenswert. Die beiden Komponenten können damit unabhängig voneinander geregelt werden.

Die Möglichkeit, ein Schwingungssignal in Betrag und Phase zu zerlegen, bietet grundsätzlich der Einsatz eines Phasenregelkreises. Bei einem Phasenregelkreis (Phase-Locked Loop, PLL) wird die Phasenlage sowie die Frequenz eines internen Oszillators so geregelt, dass eine möglichst geringe Phasenabweichung zwischen dem Eingangssignal und dem aus dem Oszillator abgeleiteten Ausgangssignal erzielt wird. Die erreichbare Dynamik ist dabei sehr hoch. Besonders eignen sich Phasenregelkreise zur Modulation und zur Filterung verrauschter Signale. Als Nachteil ist festzustellen, dass die genannten Vorteile nur bei relativ großen Frequenzabständen der Teilschwingungen voll zum Tragen kommen. Daher werden Phasenregelkreise in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Eine weitere Möglichkeit zur Ermittlung der Phase und des Betrages besteht in der Anwendung eines Kalman-Filters.

Das Kalman-Filter nach Rudolf Kálmán löst das Problem der Zustandsschätzung eines linearen, zeitdiskreten, stochastischen Systems der Form

$$\begin{aligned}\underline{x}(k+1) &= \underline{\Phi}(k) \underline{x}(k) + \underline{L} \underline{w}(k) \\ \underline{y}(k) &= \underline{C}(k) \underline{x}(k) + \underline{v}(k) .\end{aligned}\tag{7.7}$$

Hier sind  $\underline{\Phi}$  die Transitionsmatrix,  $\underline{C}$  die Ausgangsmatrix und  $\underline{y}(k)$  die Ausgangsgrößen des Systems.  $\underline{w}(k)$  beschreibt das Prozessrauschen und  $\underline{v}(k)$  das Messrauschen. Bei beiden handelt es sich um mittelwertfreie, unkorrelierte Gaußprozesse. Das System ist frei wählbar, wodurch sich die Zustandsgrößen eines beliebigen Prozesses

schätzen lassen. Zusätzlich müssen vom Anfangswert des gaußverteilten Zustandsvektor  $\underline{x}_0$  die ersten beiden Momente  $\underline{E}[\underline{x}_0]$  und  $\underline{P} = \underline{E}[\underline{x}_0 \underline{x}_0^T]$  bekannt sein.

Das Kalman-Filter berechnet mit einem rekursiven Algorithmus den Erwartungswert und die Kovarianz der Zustandsgrößen in jedem Zeitschritt, der sich wiederum in einen Prädiktions- und Korrekturschritt unterteilt.

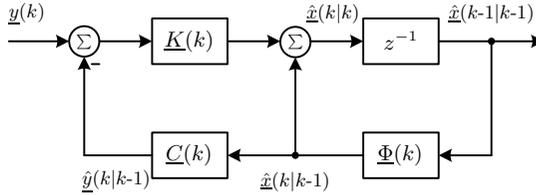


Abb. 7.6: Strukturbild des linearen Kalman-Filters

Im Prädiktionschritt wird mit einem linearen Modell auf Basis des aktuellen Zustandsvektors  $\hat{\underline{x}}(k-1|k-1)$  der neue Zustand  $\hat{\underline{x}}(k|k-1)$  prädiziert und die Kovarianzmatrix der Zustandsgrößen berechnet. Im Korrekturschritt wird dann entschieden, wie stark der gemessene Wert  $\underline{y}(k)$  und wie stark der mit dem Modell vorhergesagte Wert  $\hat{\underline{y}}(k|k-1)$  in die Schätzung eingeht. Dieser Abwägungsprozess geschieht über eine Verstärkungsmatrix  $\underline{K}(k)$  (siehe Abbildung 7.6). Prädiktions- und Korrekturschritt werden immer wieder nacheinander ausgeführt. Die geschätzten Zustandsgrößen gehen nach einer Einschwingphase in die wahren Zustandsgrößen über [Gre93] [Kah08].

Bei Anwendung des Kalman-Filters zur Torsionsschwingungsdämpfung müssen die Phase und die Amplitude von  $n$  Resonanzfrequenzen auf Basis der gemessenen Torsionsmomente geschätzt werden. Prinzipiell ist das Schätzen der Phase und der Amplitude eines Signals  $y(t) = A(t) \sin(\omega t + \phi(t))$  ein nichtlineares Problem. Dies kann unter der Voraussetzung einer bestimmten Frequenz und einer sich langsam ändernden Amplitude in ein lineares Problem mit Hilfe des Additionstheorems  $\sin(x + y) = \sin(x) \cos(y) + \cos(x) \sin(y)$  umgewandelt werden.

$$\begin{aligned}
 y(t) &= A \sin(\omega t + \phi) \\
 y(t) &= A \cos(\phi) \sin(\omega t) + A \sin(\phi) \cos(\omega t) \\
 y(t) &= \alpha \sin(\omega t) + \beta \cos(\omega t)
 \end{aligned} \tag{7.8}$$

Die zu schätzende Amplitude  $A$  und Phase  $\phi$  ergeben sich zu

$$\begin{aligned}
 A &= \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \\
 \phi &= \arctan\left(\frac{\beta}{\alpha}\right) && \text{für } \alpha \wedge \beta > 0 \\
 \phi &= \arctan\left(\frac{\beta}{\alpha}\right) + \pi && \text{für } \alpha < 0 \\
 \phi &= \arctan\left(\frac{\beta}{\alpha}\right) + 2\pi && \text{für } \alpha > 0 \wedge \beta < 0
 \end{aligned} \tag{7.9}$$

Das Kalman-Filter verlangt nach einem zeitdiskreten Zustandsraummodell. Bei der Anwendung des Kalman-Filters auf das Versuchsstandsmodell mit den Eigenfrequenzen  $w_{e1}$  und  $w_{e2}$  erhält man das folgende Gleichungssystem

$$\underline{x}(k+1) = \underline{\Phi}(k) \underline{x}(k) + \underline{L} w(k)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_1(k+1) \\ \beta_1(k+1) \\ \alpha_2(k+1) \\ \beta_2(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1(k) \\ \beta_1(k) \\ \alpha_2(k) \\ \beta_2(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} w(k) \tag{7.10}$$

$$\underline{y}(k) = \underline{C}(k) \underline{x}(k) + \underline{v}(k)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} \sin(w_{e1}t_k) & \cos(w_{e1}t_k) & \sin(w_{e2}t_k) & \cos(w_{e2}t_k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1(k) \\ \beta_1(k) \\ \alpha_2(k) \\ \beta_2(k) \end{bmatrix} + v(k) .$$

Einen simulativen Vergleich des Kalman-Filters mit dem Bandpassfilter zeigt Abb. 7.7. Dazu wird ein angenommenes Drehmomentmesssignal beiden Filtern zugeführt, welches die beiden Eigenmoden  $f_{e1}$  und  $f_{e2}$  des Versuchsstandssystems enthält (siehe Tabelle 5.3). Die eingesetzten Bandpassfilter sind als Butterworth-Filter zweiter Ordnung mit einer Bandbreite  $f_{\Delta}$  von 5 Hz und einer Mittenfrequenz  $f_{01} = f_{e1}$  und  $f_{02} = f_{e2}$  ausgeführt. Zur besseren Darstellung werden die Signale im Anschluss auf Basis ihrer gefilterten Frequenzanteile und der geschätzten Amplituden und Phasen wieder zusammengefügt (Abb. 7.7 oben).

Zum Zeitpunkt  $t = 2\text{ s}$  wird die Amplitude der Eingangsschwingung sprunghaft um den Faktor 100 erhöht. Die relativ lange Einschwingdauer der Bandpässe ist deutlich zu erkennen, wohingegen das Kalman-Filter das Eingangssignal sehr schnell

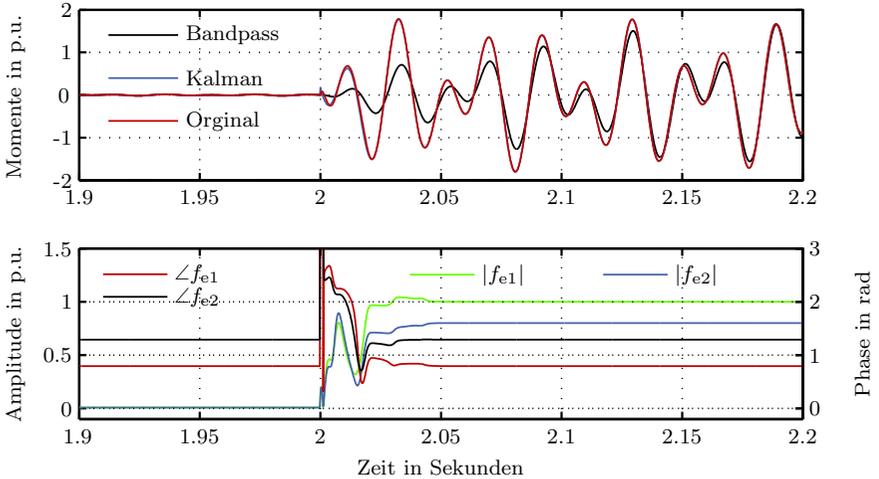


Abb. 7.7: Vergleich Bandpass- und Kalman-Filter; oben: Signalverläufe, unten: geschätzte Amplituden und Phasen

detektiert. Bei Betrachtung der geschätzten Amplituden und Phasen (Abb. 7.7 unten) zeigt sich, dass diese bereits nach  $t = 20$  ms sehr genau ermittelt werden.

Das sehr gute Ergebnis des Kalman-Filters im vorherigen, simulativen Vergleich wird durch dessen Rechenintensität im Gegensatz zur Bandpassfilterung relativiert. Darüber hinaus zeigen sich bei Simulationen, in denen das komplette System betrachtet wird, Stabilitätsprobleme der Dämpfungsregelung bei Verwendung von Kalman-Filtern. Im Folgenden werden daher die bisherigen auf der Phasenschiebung beruhenden Dämpfungsregelungskonzepte nicht weiter betrachtet und stattdessen ein gesamtsystematischer Regelungsansatz verfolgt.

### 7.1.5 Linearer Quadratischer Gaußscher Regulator

Der Lineare Quadratische Gaußsche Regulator (LQG-Regulator) stellt ein komplett neues Konzept zur Dämpfungsregelung von Torsionsschwingungen dar. Der ursprüngliche Ansatz der 90-Grad-Phasenverschiebung der Eigenfrequenzanteile der Drehmomente findet hier keine Berücksichtigung.

Bei dem LQG-Regulator handelt es sich um eine besondere Form eines Zustandsreglers. Sowohl die Beobachter- als auch die Reglerstruktur sind äußerst robust gegenüber Modellungenauigkeiten und Parameteränderungen und eignen sich somit prinzipiell besonders zur Verwirklichung der Dämpfungsregelung. Darüber hinaus besitzt der LQG-Regler eine im Vergleich zu anderen Zustandsreglern, wie z.B.



- Entwurf eines robusten Beobachters
- Optimierung des Reglers
- Skalierung und Vereinfachung des Regelungskonzeptes
- Umsetzung zu einem digitalen Regler

### Reglerentwurf

Für die Reglersynthese gilt zunächst, dass die Anzahl der Stellgrößen  $m$  die der Ausgangsgrößen  $p$  überschreitet oder entspricht (Primale Methode). Mathematische Grundlage zur Berechnung der Verstärkungsmatrizen des Beobachters  $\underline{H}$  sowie des Zustandsreglers  $\underline{G}$  ist die Riccati-Gleichung gemäß Gleichung 7.13.

$$\underline{P} \underline{B} \underline{S}^{-1} \underline{B}^T \underline{P} - \underline{P} \underline{A} - \underline{A}^T \underline{P} - \underline{Q} = \underline{0} \quad (7.13)$$

Die Riccati-Gleichung minimiert das Gütemaß

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} x^T(t) Q x(t) + u^T(t) S u(t) dt, \quad (7.14)$$

worin der erste Summand den zeitlichen Verlauf der Zustandsvariablen  $\underline{x}$  (Dynamik und Einschwingverhalten) abbildet und der zweite Summand die dazu eingesetzte Steuerenergie (Stellgröße) berücksichtigt. Mit Hilfe der frei wählbaren Matrizen  $\underline{Q}$  und  $\underline{S}$  können die einzelne Zustandsvariablen oder das gesamte Regelverhalten gewichtet werden. So bewirkt beispielsweise ein größer gewähltes  $\underline{S}$  eine stärkere Bestrafung des Einsatzes der Stellgröße.

Unter der Voraussetzung, dass die Gewichtungsmatrizen  $\underline{Q}$  und  $\underline{S}$  positiv definit und die zu regelnde Strecke steuerbar beziehungsweise beobachtbar sind, kann die Riccati-Gleichung 7.13 gelöst werden. Man erhält somit die Matrix  $\underline{P}$  [Föl90]. Hiermit lässt sich der optimale Regler gemäß folgendem Zusammenhang berechnen:

$$\begin{aligned} \underline{G} &= \underline{S}^{-1} \underline{B}^T \underline{P} \\ \underline{u}(t) &= -\underline{G} \underline{x}(t) \end{aligned} \quad (7.15)$$

### Beobachterentwurf

Nach Berechnung des Zustandsreglers  $\underline{G}$  fehlt zur vollständigen Synthese des LQG-Regulators noch die Bestimmung des Kalman-Bucy-Filters, das als Beobachter eingesetzt wird. Im übrigen ist gemäß dem Separationstheorem der Entwurf des Zustandsreglers unabhängig vom Beobachterentwurf.

Der Beobachterentwurf kann nach [Föl90] auf einen Reglerentwurf zurückgeführt werden. Hierzu werden die Systemmatrizen transponiert und es ergibt sich der Zusammenhang

$$\begin{aligned} \hat{A} &= A^T \\ \hat{B} &= C^T, \\ \hat{C} &= B^T \end{aligned} \tag{7.16}$$

wobei die so erhaltenen Matrizen ein neues fiktives System bilden, mit dem sich die Beobachterverstärkungsmatrix  $\underline{H}$  berechnen lässt. Im Gegensatz zum Luenberger-Beobachter, bei dem die Beobachterverstärkungsmatrix mittels des Polvorgabe-Verfahrens bestimmt wird, kommt bei der Anwendung des Kalman-Bucy-Filters erneut die Riccati-Gleichung zum Einsatz, um das zuvor erstellte fiktive System zu lösen. Wieder werden dazu zwei Gewichtungsmatrizen  $\underline{R}$  und  $\underline{K}$  verwendet, deren ursprüngliche stochastische Bedeutung in dieser Anwendung keine Rolle spielen. Nach Lösung der Riccati-Gleichung ergibt sich für die Beobachterverstärkungsmatrix

$$\underline{H} = \underline{P} \underline{C}^T \underline{R}^{-1}. \tag{7.17}$$

### PI-Erweiterung

Ein LQG-Regler gehört aufgrund der festen Regelverstärkungsmatrix ohne I-Anteil zu der Klasse der statischen Regler. Diese weisen jedoch ein eingeschränktes Führungsverhalten im Hinblick auf die bleibende Regelabweichung und eine geringere Robustheit auf. Eine mögliche Maßnahme zur Optimierung ist die Integration einer

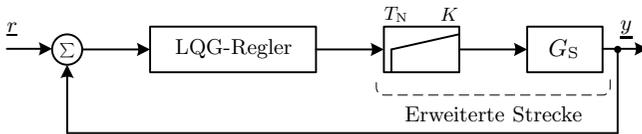


Abb. 7.9: Erweiterter LQG-Regulator

PI-Erweiterung. Hier wird für die Synthese des LQG-Reglers der Strecke  $\underline{G}_s(s)$  ein PI-Glied

$$K_{PI}(s) = K \frac{s + \frac{1}{T_N}}{s} \tag{7.18}$$

hinzugefügt (siehe Abbildung 7.9). Dadurch ergibt sich die nun erweiterte Strecke  $\underline{G}_{\text{erw}}(s)$  zu

$$\underline{G}_{\text{erw}}(s) = \underline{K}_{PI}(s) \underbrace{(\underline{C}(s\underline{I} - \underline{A})^{-1}\underline{B})}_{\text{Strecke}}, \quad (7.19)$$

wobei  $\underline{I}$  die Einheitsmatrix darstellt.

Für die erweiterte Strecke  $\underline{G}_{\text{erw}}(s)$  wird, wie im vorderen Teil des Abschnitts beschrieben, der Entwurf des Zustandsreglers durchgeführt. Der Beobachterentwurf bleibt von der Streckenerweiterung unberührt. Nach dem Reglerentwurf wird das PI-Glied dem eigentlichen LQG-Regler hinzugefügt.

Eine übersichtliche Darstellung des gesamten Reglers zeigt Abb. 7.10, wobei sich die Matrizen wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned} \underline{A}_R &= \underline{A} - \underline{B}\underline{G} - \underline{H}\underline{C} \\ \underline{B}_R &= -\underline{H} \\ \underline{C}_R &= -\underline{G}\underline{K}_{PI} \end{aligned} \quad (7.20)$$

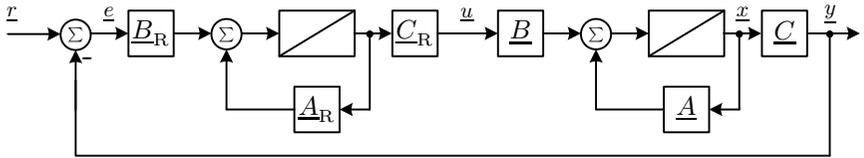


Abb. 7.10: Übersichtliche Darstellung des LQG-Regulators

### Optimierung des LQG-Reglers

Im Folgenden werden einige Maßnahmen zur Optimierung des LQG-Reglers vorgestellt. Ziel ist, insbesondere die Robustheit des Reglers zu erhöhen. Dabei wird sowohl der Kalman-Bucy-Filter als auch der eigentliche Zustandsregler optimiert.

Eine Möglichkeit, den Beobachter robuster zu machen, ist die sogenannte  $\beta$ -Methode, bei der der quadratische Term der Riccati-Gleichung durch den Faktor  $\frac{1}{\beta}$  gemäß Gleichung 7.21 gewichtet wird.

$$\underline{P}\underline{C}^T \beta \underline{R}^{-1} \underline{C}\underline{P} - \underline{P}\underline{A}^T - \underline{A}\underline{P} - \underline{K} = 0 \quad (7.21)$$

Bei der Berechnung der Beobachterverstärkungsmatrix  $H$  wird  $\beta$  jedoch nicht verwendet. Das beschriebene Verfahren wird auch als *loop-shaping* bezeichnet.

Dies hat zu Folge, dass die Phasenreserve  $\varphi_R$  von 60 Grad, die sich normalerweise bei einem Kalman-Bucy Filter einstellt, auf  $\varphi_R = \arccos(\frac{1}{2\beta})$  Grad und die Verstärkungsreserve  $V_R$  von  $[\frac{1}{2}, \infty)$  auf  $V_R = [\frac{1}{2\beta}, \infty)$  steigt.

Eine andere Methode ist, die Systemmatrix  $\underline{A}_{\text{inst}} = (\alpha \underline{I} + \underline{A})$  anstatt  $\underline{A}$  beim Beobachterentwurf zu verwenden und so ein instabileres System vorzutauschen als eigentlich gegeben ist. Für die eigentliche Beobachterberechnung wird natürlich wieder die wahre Systemmatrix  $\underline{A}$  benutzt.

Es ist auch möglich, die beiden vorgestellten Maßnahmen zu kombinieren. Dies hat in der Praxis den Vorteil, dass eine sehr hohe Robustheit erreicht wird und sich das Gleichungssystem auch weiterhin lösen lässt [Gee96].

Neben dem Beobachter wird auch der eigentliche Zustandsregler einer Optimierung unterzogen. Hier kommt das *loop-transfer-recovery*-Verfahren zum Einsatz. Es löst die Problematik, dass der Beobachter oft sehr viel robuster und leistungsstärker als der zu entwerfende Zustandsregler ist, sodass das entstehende Gesamtsystem von Beobachter und Regler nicht an die zu erhoffende Performance herankommt.

Um dies zu vermeiden, schlägt [Gee96] vor, ähnlich wie bei der  $\beta$ -Methode, den quadratischen Term der Riccati-Gleichung mit einem Faktor  $\gamma$  zu gewichten, wodurch diese die Form

$$\underline{P} \underline{B} (\gamma \underline{S})^{-1} \underline{B}^T \underline{P} - \underline{P} \underline{A} - \underline{A}^T \underline{P} - \underline{C}^T \underline{C} = \underline{0} \quad (7.22)$$

annimmt. Der Unterschied im Vergleich zur  $\beta$ -Methode ist jedoch, dass der Faktor  $\gamma$  auch bei der Bestimmung der Reglerverstärkungsmatrix  $\underline{G}$  berücksichtigt werden muss.

$$\underline{G} = (\gamma \underline{S})^{-1} \underline{B}^T \underline{P} \quad (7.23)$$

Der formale Zusammenhang zeigt, dass eine Verringerung des Faktors  $\gamma$  die Bestrafung der Stellgröße reduziert. Beschränkt wird diese dadurch, dass in der Praxis natürlich nur limitierte Stellgrößen zur Verfügung stehen. Nichtsdestotrotz wird durch das vorgestellte Verfahren das Problem der Robustheit des gesamten Regelungssystems gelöst.

Insgesamt stehen somit fünf wesentliche Parameter zur Verfügung, um einen optimalen LQG-Regler zu entwerfen. In Tabelle 7.1 sind diese mit ihren jeweiligen Wertebereichen gelistet.

In dieser Anwendung ist die Anzahl der Stellgrößen  $m$  kleiner als die Anzahl der gemessenen Ausgangsgrößen  $p$ . Die Berechnung des Reglers muss daher mit Hilfe der sogenannten *Duale-Methode* leicht modifiziert werden. Deren Beschreibung findet sich in [Gee96] und [Kah08] und wird an dieser Stelle nicht näher betrachtet.

Größe	Wertebereich
$T_N$	0,005 - 0,5
$K$	0,1 - 50
$\alpha$	0 - 1
$\beta$	3 - 7
$\gamma$	0 - 1

Tabelle 7.1: Wertebereiche der Parameter des LQG-Reglerentwurfs

### Methoden zur Reglerbewertung

Zur Ermittlung eines optimalen Reglers werden die Parameter aus Tabelle 7.1 mit Hilfe automatisierter Berechnungsverfahren iterativ verändert. Die berechneten Regler müssen im Anschluss bewertet werden. Erstes Kriterium ist dabei die Stabilität, die durch eine Betrachtung der Pole und Nullstellen des geregelten Systems analysiert wird. Ist diese gesichert, so kann eine Bewertung der Robustheitseigenschaften des Reglers durchgeführt werden. Dazu wird der entworfene Regler auf eine veränderte Strecke (Variation der Wellensteifigkeiten) angewendet.

Ein Verfahren zur Beurteilung des Reglers ist die Frequenzkennlinienanalyse anhand charakteristischer Übertragungsfunktionen des Gesamtsystems. Der Vorteil dieser Analyse ist deren Anschaulichkeit. Diese erlaubt dem Anwender, auch ohne intime Einblicke in das jeweilige Gesamtsystem, eine Bewertung der Regelung.

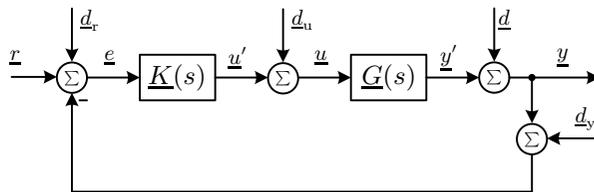


Abb. 7.11: Geschlossener Regelkreis mit möglichen Störungen

Die Analyse basiert auf der Betrachtung des allgemeinen Regelkreises gemäß Abb. 7.11, an dem die Störungen  $\underline{d}$ ,  $\underline{d}_y$  und  $\underline{d}_u$  angreifen. Die zu regelnde Strecke  $\underline{G}(s)$  sei dabei  $n$ -ter Ordnung und habe  $m$  Ein- und  $p$  Ausgangsgrößen. Der entworfene Regler  $\underline{K}(s)$  hat demnach  $p$  Ein- und  $m$  Ausgangsgrößen. Für eine erste Betrachtung wird der Störvektor  $\underline{d}_u$  vernachlässigt. Somit ergibt sich folgender mathematischer Zusammenhang:

$$\underline{y} = \underbrace{\frac{G(s)K(s)}{1 + G(s)K(s)}}_{\underline{T}(s)} (r - \underline{d}_v) + \underbrace{\frac{1}{1 + G(s)K(s)}}_{\underline{S}(s)} \underline{d} \quad (7.24)$$

Die Übertragungsfunktion  $\underline{S}(s)$  wird als Empfindlichkeit bezeichnet und beschreibt den Einfluss der Störgröße  $\underline{d}$  auf die Ausgangsgröße. Darüber hinaus lässt sich auf Basis von  $\underline{S}(s)$  eine Aussage über die Robustheit der Regelung gegenüber Modellfehlern treffen. Die Matrix  $\underline{T}(s)$ , auch komplementäre Empfindlichkeit genannt, beschreibt das Führungsverhalten des Regelkreises. Daraus lässt sich der Einfluss von Messrauschen auf die Ausgangsgröße feststellen. Entsprechend diesem Vorgehen lassen sich noch viele weitere Übertragungsfunktionen erzeugen, die Aussagen über die Güte des Reglers zulassen. Beispielsweise beschreibt die resultierende Matrix  $\underline{K}(s) \cdot \underline{S}(s)$  (kurz  $\underline{KS}$ ) die Empfindlichkeit der Stellgröße gegenüber Messrauschen (Stellgliedflattern). Eine für diese Anwendung sehr wichtige Matrixkombination stellt die Matrix  $\underline{SG}$  dar. Diese verknüpft die Störgröße  $\underline{d}_u$  mit der Ausgangsgröße  $\underline{y}$ . Die Störgröße  $\underline{d}_u$  wird als Eingangsstörgröße bezeichnet, da sie am selben Punkt wie die eigentliche Reglerstellgröße  $\underline{u}'$  angreift. Dies entspricht den Gegebenheiten am Turbosatz, womit sich folgende Äquivalenzen ergeben:

$$\begin{aligned} \underline{u} &\hat{=} M_{SG} \text{ Luftspaltmoment} \\ \underline{d}_u &\hat{=} M_{\text{stör}} \text{ anregendes Störmoment} \\ \underline{u}' &\hat{=} M_D \text{ abgegebens Dämpfungsmoment} \\ \underline{y}' &\hat{=} M_{ij} \text{ Wellenmomente} \end{aligned}$$

Aufgrund der mehrdimensionalen Übertragungsmatrizen muss der Frequenzgang über alle Ausgangsgrößen (Wellenmomente  $M_{ij}$ ) betrachtet werden. Zweckmäßig betrachtet man den Singulärwertverlauf  $\sigma_{\max}$  der jeweiligen Matrix. Der Singulärwertverlauf spiegelt die maximale Verstärkung einer Übertragungsmatrix über alle Signalpfade in Abhängigkeit der Frequenz wider (siehe auch Abb. 7.12). Nach [BSMM95] berechnet sich dieser am Beispiel einer Matrix  $\underline{S}$  mit dem Rang  $r$  gemäß Gleichung 7.25.

$$\sigma_{\max}\{\underline{S}(j\omega)\} = \max_{\nu} \sigma_{\nu}\{\underline{S}\} = \max_{\nu} \sqrt{\lambda_{\nu}(\underline{S}^T \underline{S})} \quad (\nu = 1, 2, \dots, r) \quad (7.25)$$

Im Anschluss an die Frequenzkennlinienanalyse werden geeignete LQG-Regler im Zeitbereich mit Hilfe von Simulationen weitergehend untersucht. Mit dieser Methode erfolgt vor allem eine Analyse des transienten Reglerverhaltens.

## Bewertung des LQG-Reglers

Im Folgenden sollen einige Analysen des schließlich gewählten LQG-Reglers dargestellt werden. Abbildung 7.12 oben zeigt dazu den maximalen Singulärwertverlauf  $\sigma\{G\}$  sowie die Singulärwertverläufe der Wellenmomente  $\sigma_{\text{SGSR}}\{G\}$  und  $\sigma_{\text{SRAM}}\{G\}$  der unregulierten Strecke  $\underline{G}(s)$  (vgl. Kapitel 5) des Versuchsstandes. Die Unterschiede im Vergleich zum identifizierten Frequenzgang in Abb. 5.11 erklären sich mit der hier als ungedämpft angenommenen Strecke. Darüber hinaus wurde, wie bereits einleitend erwähnt, bei der Reglersynthese auf die Modellierung der Netzkopplung verzichtet. Um dennoch die Eigenfrequenzen im Netzbetrieb abzubilden wurde die Übertragungstrecke entsprechend angepasst.

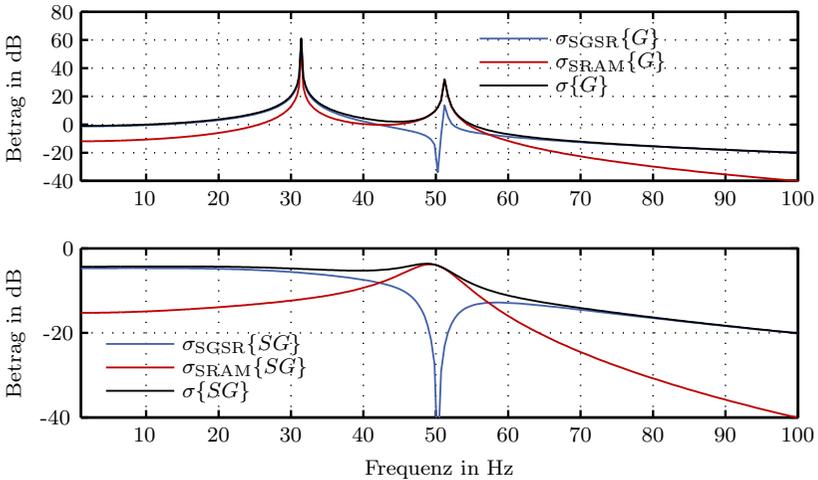


Abb. 7.12: Singulärwertverläufe der unregulierten Strecke  $\underline{G}$  (oben) und der Störübertragungsfunktion  $\underline{SG}$  (unten)

Deutlich sind die beiden Eigenfrequenzen erkennbar, die eine Resonanzüberhöhung von bis zu 70 dB aufweisen. Die untere Grafik zeigt den Singulärwertverlauf sowie die Momentenanteile der Störübertragungsfunktion  $\underline{SG}$ . Die Kurven verdeutlichen, dass das geregelte Gesamtsystem nunmehr bei einer Anregung durch ein am Generatorrotor angreifendes Störmoment  $M_{\text{stör}}$  eine Dämpfung von mindestens 5 dB im Frequenzbereich bis 100 Hz aufweist. Auch die Betrachtung weiterer charakteristischer Frequenzverläufe, wie der Empfindlichkeit  $\underline{S}$  und der komplementären Empfindlichkeit  $\underline{T}$ , bestätigen das gute Regelverhalten des entworfenen LQG-Reglers.

Im letzten Schritt hin zur Realisierung des LQG-Reglers auf einem digitalen Signalprozessor bedarf es der Diskretisierung des Zustandsreglers. Dazu ist es u.a.

notwendig, die Gleichungssysteme einer angemessenen Skalierung zu unterziehen, um numerische Rundungseffekte auszuschließen.

### 7.1.6 $H_\infty$ -Regler

Eine weitere Regelungsmethode, die zur Dämpfung von Torsionsschwingungen Anwendung finden kann, ist der sogenannte  $H_\infty$ -Regler. Erste simulative Analysen und Untersuchungen am Versuchsstand im Rahmen dieser Forschungsarbeit zeigen für einige Anregungsszenarien sehr gute Regelergebnisse. Jedoch war es insgesamt nicht möglich, ein besseres Gesamtsystemverhalten zu erzielen, als mit den oben erläuterten Regelansätzen [Die10]. Daher wird im folgenden Abschnitt lediglich ein Vergleich zwischen dem Resonanz- und dem LQG-Regler durchgeführt.

### 7.1.7 Vergleich der entworfenen Regler

Zur besseren Vergleichbarkeit der beiden Regelmethoden wird auch der entworfene Resonanzregler in den Zustandsraum transformiert. Eine Gegenüberstellung der Singulärwertverläufe der Störübertragungsfunktion  $\underline{SG}(s)$  mit LQG- und Resonanzregler zeigt Abb. 7.13.

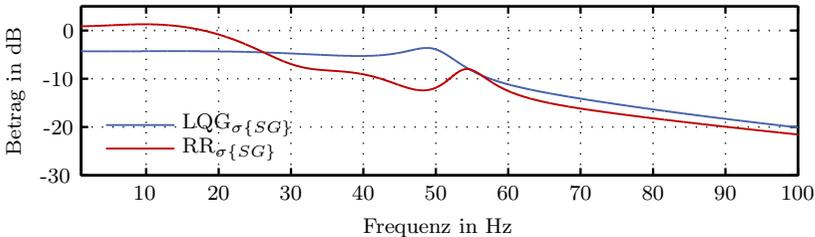


Abb. 7.13: Vergleich der Singulärwertverläufe der Störübertragungsfunktion  $\underline{SG}$  mit LQG- und Resonanzregler

Es ist zu erkennen, dass beide Regler Störmomente mit den Resonanzfrequenzen  $f_{e1}$  und  $f_{e2}$  genügend dämpfen. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Höhe der Dämpfung natürlich abhängig von den gewählten Regelparametern ist. Dies sind für den LQG-Regler die in Tabelle 7.1 gelisteten Parameter, und im Fall des Resonanzreglers sind es die Bandbreiten  $f_{\Delta 1}$ ,  $f_{\Delta 2}$  und die Verstärkungsfaktoren  $K_{D1}$  und  $K_{D2}$ . Die hier dargestellten Kurven zeigen den Verlauf der gewählten Regler, die bezüglich mehrerer Bewertungsfaktoren optimiert sind.

In Abb. 7.13 fällt auf, dass bei Einsatz des Resonanzreglers das System für Störfrequenzen unterhalb von 18 Hz eine Verstärkung größer 0 dB aufweist. Die unregelte

Strecke (vergl. Abb. 7.12 oben) weist in diesem Frequenzbereich sogar eine schwache Dämpfung auf. Der Resonanzregler verursacht also in diesem Frequenzbereich eine leichte Verstärkung von auftretenden Störmomenten  $M_{\text{Stör}}$ .

Die Ursache dafür findet sich bei einer Analyse des Frequenzganges des Resonanzreglers. In Abb. 7.14 ist die Betrags- und Phasenkennlinie der Reglerübertragungsfunktionen des LQG- und des Resonanzreglers bezüglich des Eingangsmoments  $M_{\text{SGSR}}$  aufgezeigt. Während die Phase des LQG-Reglers stets im sicheren Phasenbereich zwischen  $0 \leq \varphi \leq 180$  liegt und überwiegend konstant im Bereich von 100 Grad verläuft, überschreitet die Phase des Resonanzreglers diesen Bereich sowohl im unteren als auch im oberen Frequenzbereich.

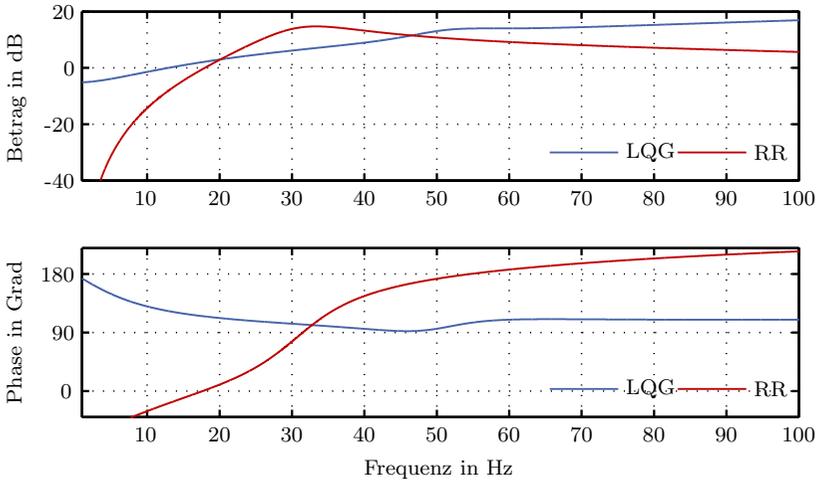


Abb. 7.14: Vergleich der Reglerübertragungsfunktionen des LQG- und des Resonanzreglers bezüglich des Drehmomentes  $M_{\text{SGSR}}$

Unterhalb von Störfrequenzen von 18 Hz führt dieser Phasenverlauf zusammen mit dem gezeigten Amplitudengang zu der festgestellten leichten Verstärkung. Das Überschreiten der 180-Grad-Grenze im höheren Frequenzbereich sorgt dagegen nicht für eine Systeminstabilisierung. Dies liegt einerseits an der höheren Dämpfung der unregulierten Strecke in diesem Frequenzbereich. Andererseits sorgt natürlich auch die zweite Regelübertragungsfunktion bezüglich des Drehmomentes  $M_{\text{SRAM}}$  für eine zusätzliche Systemdämpfung. Mögliche Gegenmaßnahmen ist die Verringerung der Bandbreite  $f_{\Delta 1}$  sowie des Verstärkungsfaktors  $K_{D1}$ , welche allerdings Einbußen in der Dämpfungsdynamik zur Folge hätten.

Im Realsystem ist eine Veränderung der Parameter nicht notwendig, da beim Reglerentwurf die vorhandene Streckendämpfung nicht berücksichtigt wurde und es

daher am Versuchsstand zu keiner Schwingungsanregung im genannten Frequenzbereich kommt. An dieser Stelle wird auf weiterführende Analysen verzichtet und auf Kapitel 8 verwiesen, in dem über den Betrieb des Dämpfungssystems am Versuchsstand berichtet wird.

### 7.1.8 Anwendung des LQG-Regulators am First Benchmark Model

Die bisherige Reglersynthese beschränkt sich auf die Regelstrecke des Wellenstranges der Versuchsanlage. Im Folgenden wird die Anwendung des LQG-Regelkonzeptes auf die komplexere Regelstrecke des *First benchmark model for computer simulation of subsynchronous resonances* (FBM) präsentiert.

Der Turbosatz des FBM besteht aus vier Turbinen- (Indizes: HP, IP, LPA, LPB) und zwei Maschinenmassen (Indizes: GEN, EXC). Für den Entwurf des LQG-Reglers wird davon ausgegangen, dass nur eine Messgröße dem LQG-Regler zur Verfügung steht, nämlich das Drehmoment  $M_{LPBGEN}$  zwischen Turbine LPB und dem Generator. Zur Modellierung des Wellenstranges findet ein Zustandsraummodell elfter Ordnung Anwendung. Der Entwurf erfolgt gemäß der in Abschnitt 7.1.5 erläuterten Vorgehensweise.

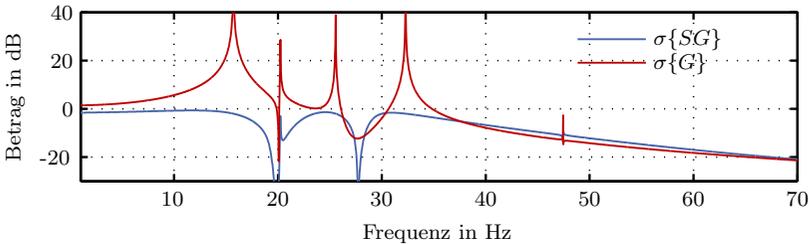


Abb. 7.15: Singulärwertverläufe der Störübertragungsfunktion  $\underline{SG}$  und der unregulierten Strecke  $\underline{G}$

In Abb. 7.15 sind die Singulärwertverläufe  $\sigma\{\underline{G}\}$  und  $\sigma\{\underline{SG}\}$  der unregulierten Strecke sowie der Störübertragungsfunktion aufgezeigt. Es ergeben sich fünf Resonanzüberhöhungen im Singulärwertverlauf der Strecke aufgrund der Massenanzahl von sechs. Die Eigenfrequenzen  $f_e$  liegen bei 15,7 Hz, 20,2 Hz, 25,6 Hz, 32,3 Hz und 47,5 Hz.

Der Singulärwertverlauf der Störübertragungsfunktion  $\sigma\{\underline{SG}\}$  zeigt, dass der Einsatz des entworfenen LQG-Reglers alle Resonanzverstärkungen beseitigt. Im kompletten Frequenzspektrum ergibt sich eine minimale Dämpfung von -2 dB.

Im Folgenden wird eine Simulation im Zeitbereich präsentiert. Der Wellen-

strang wird dabei mit einem transienten Störmoment  $M_{\text{stör}}$  beaufschlagt (siehe Abb. 7.16 oben). Die Frequenz der Störung entspricht dabei der ersten Eigenfrequenz  $f_{e1}$ . Die anregende Amplitude ist 1 MNm, was ungefähr dem halben Nennmoment (0,5 p.u.) des Modells entspricht. Die Antwort des unregulierten Systems zeigt Abb. 7.16 unten. Die Wellenmomente  $M_{\text{LPALPB}}$  und  $M_{\text{LPBGEN}}$  schwingen innerhalb der kurzen Anregung auf über 1 p.u. auf. Aufgrund der vernachlässigten Dämpfung verbleiben die Momente auf diesem Schwingungsniveau. Am Wellenmoment  $M_{\text{GENEXC}}$  kommt es nur zu einem leichten Aufschwingen, was in der Struktur des Massenschwingers begründet liegt.

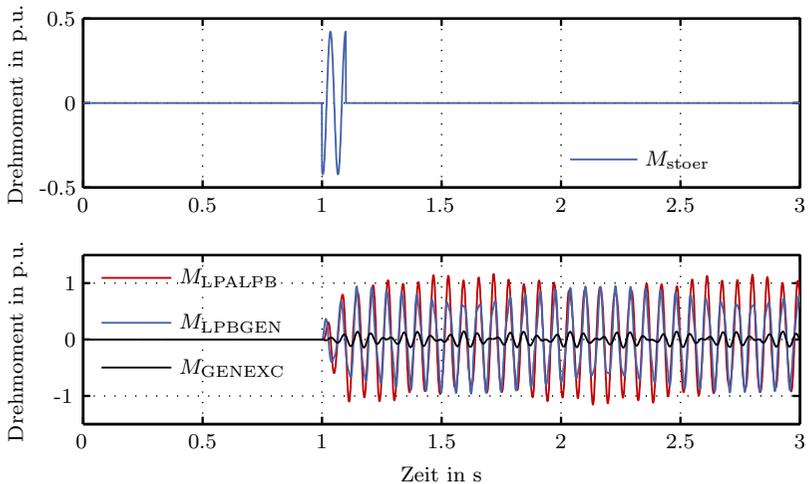


Abb. 7.16: Transiente Anregung am FBM;  
oben: Anregungsmoment, unten: Wellenmomente

Das entsprechende Simulationsergebnis mit aktiver Dämpfung präsentiert Abb. 7.17. Die obere Kurve zeigt den Verlauf des Dämpfungsmoments  $M_D$ , das maximal den Wert von 0,08 p.u. erreicht. Die Wellenmomente erreichen maximal 0,7 p.u. und sind nach ca. 1,5 s nahezu vollständig gedämpft.

Diese und weitere Simulationen zeigen, dass der LQG-Regulator auch für komplexere Wellenstränge sehr gut geeignet ist. Auch hinsichtlich der Robustheit der Regelung werden noch gute Ergebnisse bei Modellierungsungenauigkeiten der Strecke (Wellensteifigkeiten und Trägheitsmomente) im Bereich zwischen 5 % und 10 % erzielt.

An dieser Stelle ist zu bemerken, dass eine bessere Dämpfung bei Einsatz eines größeren maximalen Dämpfungsmoments erzielt werden kann. Allerdings ist eine höhere maximale Dämpfungsleistung natürlich gleichbedeutend mit einer höheren

Baugröße des notwendigen Stromrichters. In diesem Modellfall entspricht die eingesetzte Leistung bereits 70 MW. Es ist aber zu beachten, dass die relativ hohe Leistung nur kurzzeitig benötigt wird. Stromrichter können aufgrund ihres thermischen Verhaltens in der Regel für kurze Dauer oberhalb ihrer stationären Leistung betrieben werden. Es ist also zwischen der maximalen Dämpfungsleistung und einer stationären Dämpfungsleistung zu unterscheiden. Natürlich ist es auch möglich, die eingesetzte Dämpfungsleistung zu reduzieren. Im obigen Beispiel benötigt man dann zur Dämpfung des Turbosatzes ca. 12 s bei Einsatz eines Dämpfungsmoments von 0,01 p.u.. Die Güte der Dämpfungsregelung wird somit neben dem eigentlichen Regelverfahren maßgeblich von der eingesetzten Dämpfungsleistung bestimmt.

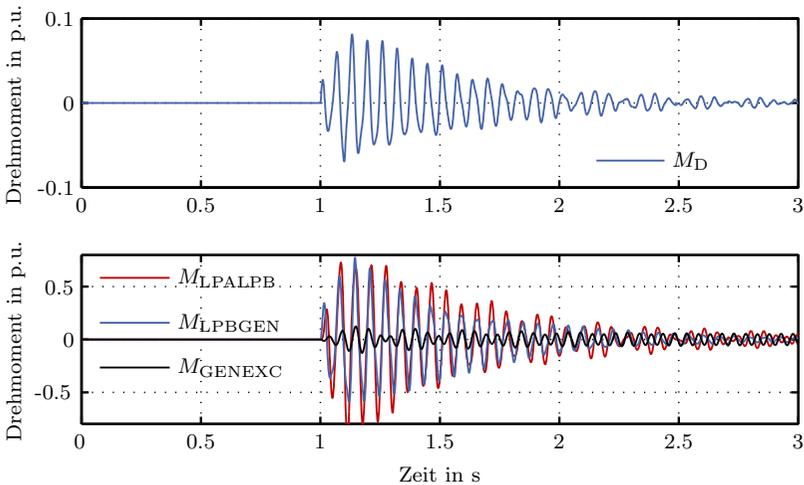


Abb. 7.17: Aktive Dämpfung einer transienten Schwingungsanregung am FBM; oben: Dämpfungsmoment, unten: Wellenmomente

Weitere Untersuchungsergebnisse auf Grundlage des First Benchmark Models bei Anwendung des Resonanzreglers sind in [Zöl04] zu finden. Hierbei wurden sowohl transiente als auch periodische Anregungen in Form von subsynchronen Resonanzen untersucht.

## 7.2 M/P-Regelung

Die Ausgangsgröße der soeben beschriebenen Dämpfungsregelung ist die Eingangsgröße des M/P-Reglers. Ziel der M/P-Reglersynthese ist es, ein geeignetes Regelglied  $G_{R,M/P}$  zu finden, das aus dem vorgegebenen Dämpfungsmoment  $M_D$  die entsprechende Sollleistung  $p_{D,soll}$  berechnet (siehe Gleichung 7.26). Eine

Rückführung des tatsächlichen Dämpfungsmoments  $M_D$  ist nicht möglich. Somit handelt es sich bei der M/P-Regelung im regelungstechnischen Sinn um eine Steuerung.

$$p_{D,\text{sol}} = G_{R,M/P} \cdot M_D \quad (7.26)$$

Zum Entwurf einer geeigneten M/P-Regelung bedarf es zunächst der Identifikation der zu regelnden Strecke. Die Regelstrecke verläuft zwischen dem Stromrichter und dem Generatorrotor und stellt somit die Verknüpfung zwischen der abgegebenen Dämpfungsleistung  $p_D$  und dem wirksamen, inneren Moment  $M_i$  des Synchrongenerators her. Die Regelstrecke und somit die Problemstellung kann in zwei Teilabschnitte gegliedert werden (siehe Abb. 7.18).

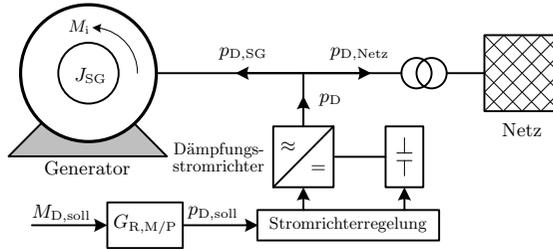


Abb. 7.18: Schematische Darstellung der M/P-Regelstrecke

Der erste Teil beschreibt die Leistungsaufteilung am Knotenpunkt Dämpfungsstromrichter-Synchrongenerator-Netz. Hier stellt sich die Frage, welcher Anteil der abgegebenen Dämpfungsleistung  $p_D$  tatsächlich am Generator  $p_{D,SG}$  wirkt und welcher Anteil ins Netz  $p_{D,Netz}$  abfließt. Dazu kann angemerkt werden, dass diese Problematik keinesfalls einer der üblichen Fragestellungen der Generatormodellierung und -berechnung entspricht. Dies ist vor allem auf die ansonsten nicht anzutreffende Knotenpunkteinspeisung eines frequenzvariablen, geregelten Stromes zurückzuführen.

Der zweite Teil der Regelstrecke beschreibt demnach die Kopplung zwischen der zum Generator fließenden Dämpfungsleistung und dem inneren Moment  $M_i$ , das auf den Generatorrotor wirkt. Bei einer idealen M/P-Regelung entspricht dies dem vorgegebenen Dämpfungsmoment  $M_D$ .

In den folgenden Abschnitten werden die beiden Regelstrecken sowohl theoretisch als auch durch Messungen am Versuchsstand identifiziert.

### 7.2.1 Theoretische Betrachtung der Leistungsaufteilung

Der Dämpfungsstromrichter kann aufgrund seines Regelverhaltens vereinfacht als Quelle mit dem Strom  $I_D$  betrachtet werden. Der eingeprägte Strom  $I_D$  wird in eine Netzkomponente  $I_{\text{Netz}}$  und eine Generatorkomponente  $I_{\text{SG}}$  an den Generatorklemmen aufgeteilt. In erster Näherung ergibt sich ein Stromteiler gemäß der Impedanzverhältnisse von  $Z_{\text{Netz}}$  zu  $Z_{\text{SG}}$  (vgl. Abbildung 7.19 und Gleichung 7.27).

$$I_{\text{SG}} = \frac{Z_{\text{Netz}}}{Z_{\text{Netz}} + Z_{\text{SG}}} \cdot I_D \quad (7.27)$$

$$I_{\text{SG}} = \Upsilon \cdot I_D \quad (7.28)$$

Hierin beschreibt der Aufteilungsfaktor  $\Upsilon$  den Anteil des Stromes  $I_D$ , der in den Generator fließt. Der Strom  $I_D$  ist wiederum äquivalent zur abgegebenen Dämpfungsleistung  $p_D$ .

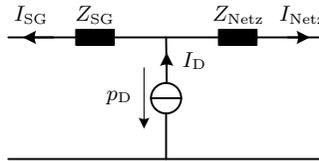


Abb. 7.19: Erster Ansatz zur Leistungsaufteilung

Aufgrund der Frequenzabhängigkeit der Impedanzen ist auch der Aufteilungsfaktor  $\Upsilon$  nicht konstant. Die Netzimpedanz  $Z_{\text{Netz}}$  weist in erster Näherung ein dominant induktives Verhalten auf und ist somit in ihrer Höhe proportional zur elektrischen Frequenz. Die Generatorimpedanz  $Z_{\text{SG}}$  ist ebenfalls rein induktiv anzunehmen. Im Gegensatz zur Netzimpedanz  $Z_{\text{Netz}}$  ist die Generatorimpedanz  $Z_{\text{SG}}$  jedoch proportional zur elektrischen Frequenz des Rotorsystems (vgl. Abschnitt 5.2).

Aufgrund der Frequenzspiegelung zwischen dem rotierenden und dem festen System des Generators werden die im Rotor auftretenden Frequenzen an der synchronen Betriebsfrequenz  $f_{\text{syn}}$  gespiegelt. Eine einzige Frequenz  $f_{\text{me}}$  im Rotorsystem (Index 'me') hat demnach zwei Frequenzanteile  $f_{\text{el}}$  im Statorsystem (Index 'el'). Es gilt Gleichung 7.29.

$$\begin{aligned} f_{\text{me}} \longleftrightarrow f_{\text{el}} &= |f_{\text{syn}} \pm f_{\text{me}}| \\ &= [f_{\text{el,sub}}, f_{\text{el,sup}}] \end{aligned} \quad (7.29)$$

Im Weiteren bedeutet dies, dass bei Abgabe einer Dämpfungsleistung  $p_D$  mit konstanter Schwingungsfrequenz  $f_D$  zwei verschiedene Frequenzanteile zu betrachten sind, für die wiederum unterschiedliche Impedanzverhältnisse und damit Aufteilungsfaktoren  $\Upsilon$  zum Tragen kommen. Als Beispiel sei an dieser Stelle eine Messung am Versuchsstand angeführt.

Hierbei gibt der Dämpfungsstromrichter eine Leistung mit der Frequenz  $f_D = 40$  Hz ab. Aufgrund der Frequenzspiegelung an  $f_{\text{syn}} = f_{\text{Netz}}$  ergibt sich der sub- und der supersynchroner Frequenzanteil im jeweiligen Statorstrom zu

$$\begin{aligned} f_{\text{el,sub}} &= f_{\text{Netz}} - f_D \\ &= 50 \text{ Hz} - 40 \text{ Hz} = 10 \text{ Hz} \\ f_{\text{el,sup}} &= f_{\text{Netz}} + f_D \\ &= 50 \text{ Hz} + 40 \text{ Hz} = 90 \text{ Hz} . \end{aligned}$$

Die Kurven der gemessenen und anschließend fouriertransformierten Ausgangsströme des Stromrichters sowie des Generators zeigt Abb. 7.20. Deutlich zu sehen sind die beiden Leistungskomponenten mit den Frequenzen  $f_{\text{el,sub}}$  und  $f_{\text{el,sup}}$ . Weiterhin ist ein netzfrequenter Leistungsterm in beiden Messungen erkennbar, der zum einen zur Deckung der Stromrichter- und Energiespeicherverluste benötigt wird und zum anderen auf der Generatorseite die mechanischen Lagerverluste (Leerlaufbetrieb des Generators) repräsentiert. Die beiden Störanregungsströme werden von der Synchronmaschine gemäß der Stromteilerregel nicht vollständig angenommen, wobei der subsynchrone Strom kleiner ist als der supersynchrone (vgl. Abb. 7.20). Dieser Effekt lässt sich auf die frequenzabhängigen Impedanzverhältnisse zurückführen.

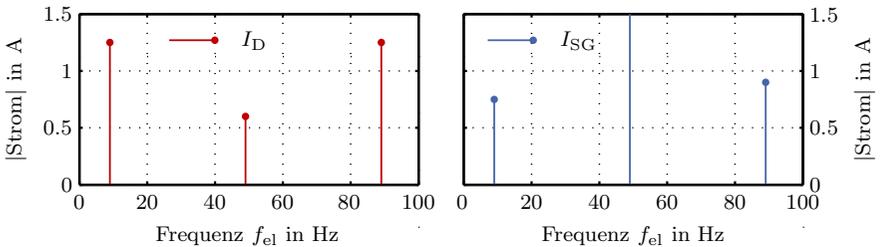


Abb. 7.20: Gemessene Frequenzanteile im Strom des Generators und des Dämpfungsstromrichters

Um diesen Effekt genauer zu untersuchen, wird in Abb. 7.21 die frequenzabhängige Darstellung der Impedanzen  $Z_{\text{Netz}}$  und  $Z_{SG}$  im Frequenzraum des Statorsystems betrachtet. Es treten hier mehrere charakteristische Bereiche auf, die für die Analyse der Leistungsaufteilung entscheidend sind.

#### Frequenzbereich $f_{\text{el}} < f_{\text{Netz}}$

Bei elektrischen Statorfrequenzen  $f_{\text{el}}$  unterhalb der Netzfrequenz kommen die subtransienten Maschinenreaktanzen  $X_d''$  und  $X_q''$  zum Tragen. Diese sind deutlich ge-

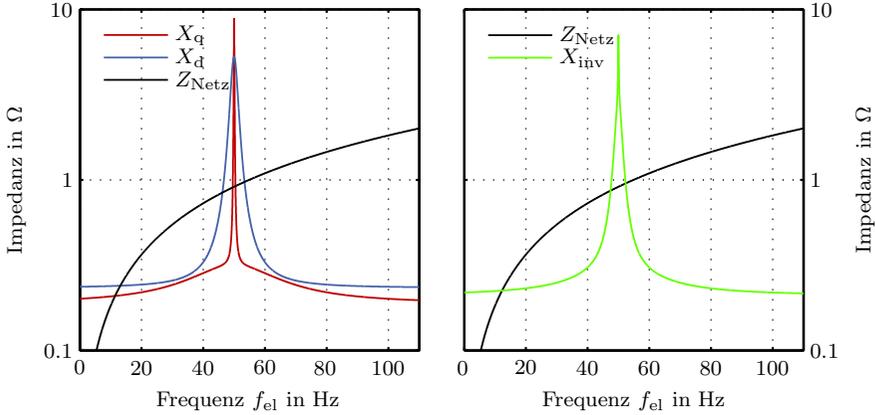


Abb. 7.21: Amplitudengänge der Netzimpedanz und der Generatorimpedanzen

ringer als die synchronen Reaktanzen der Maschine, so dass ein großer Teil der Dämpfungsleistung an die Synchronmaschine abgegeben wird. Mit fallender Frequenz verringert sich jedoch auch die Impedanz der Netzinduktivität. Im Extremfall  $f_{el,sup} = 0$  Hz besteht die Netzimpedanz  $Z_{Netz}$  nur aus dem sehr kleinen Innenwiderstand des elektrischen Verteilnetzes. Dies hat zur Folge, dass ein Großteil der Dämpfungsleistung ins Netz abfließt und so mechanische Resonanzen nahe der synchronen Betriebsfrequenz schlechter bedämpfbar sind.

#### Frequenzbereich $f_{el} > f_{Netz}$

Für elektrische Statorfrequenzen oberhalb der Netzfrequenz ergibt sich ein verändertes Bild. Während auf der Maschinenseite wieder die subtransienten Reaktanzen wirken, ergibt sich auf der Netzseite eine stetig ansteigende Impedanz  $Z_{Netz}$ . Dies hat zur Folge, dass der supersynchrone Frequenzanteil  $f_{sup}$  mit steigender Dämpfungsfrequenz  $f_D$  immer besser durch den Synchrongenerator absorbiert wird. Dies wirkt sich wiederum positiv auf die Leistungsbilanz aus.

#### Frequenzbereich $f_{el} \approx f_{Netz}$

Für Frequenzen im Bereich der Netzfrequenz von  $f_{Netz} = 50$  Hz wirken die synchronen Reaktanzen  $X_d$  und  $X_q$  der Synchronmaschine. Innerhalb des schmalen Frequenzbandes um 50 Hz fließt die vom Dämpfungsstromrichter abgegebene Leistung somit hauptsächlich in das elektrische Netz ab. Der Grenzfall  $f_D = 0$  Hz, entsprechend  $f_{el} = 50$  Hz, wird durch das Impedanzmodell nur beschränkt abgebildet. In diesem Fall wird die gesamte Leistung in das Netz abgeführt. Wäre dies nicht der Fall, so könnte dem Generator bei  $f_D = 0$  unbegrenzt Leistung zugeführt werden, was wiederum zu einer stetigen Beschleunigung des Rotors führen würde.

In der technischen Anwendung werden elektrische Resonanzstellen in der Nähe der

synchronen Betriebsfrequenz vermieden, da hier der sogenannte, rein elektrische *Induction-Generator-Effect* anfachend auf Frequenzabweichungen nahe des synchronen Betriebspunktes wirkt. Im übrigen Frequenzbereich wird der Impedanzverlauf sehr gut durch die subtransienten Reaktanzen beschrieben. Somit kann die in Kapitel 5.2.4 (siehe Abb. 7.21) definierte Inversreaktanz  $Z_{\text{inv}}$  zur näherungsweisen Berechnung der Leistungsaufteilung genutzt werden.

Auf Basis des Stromteileransatzes und unter Berücksichtigung beider Frequenzkomponenten ergibt sich folgender mathematische Zusammenhang:

$$\begin{aligned}
 I_{\text{SG}} &= I_{\text{SG,sub}} + I_{\text{SG,sup}} \quad \text{und} \quad I_{\text{D,sub}} = I_{\text{D,sup}} = \frac{1}{2} \cdot I_{\text{D}} \\
 I_{\text{SG,sub}} &= I_{\text{D,sub}} \cdot \frac{Z_{\text{Netz}}(f_{\text{el,sub}})}{Z_{\text{Netz}}(f_{\text{el,sub}}) + Z_{\text{SG}}(f_{\text{el,sub}})} \\
 Z_{\text{Netz}}(f_{\text{el,sub}}) &= R_{\text{Netz}} + j \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Netz}} \cdot f_{\text{el,sub}} \\
 Z_{\text{SG}}(f_{\text{el,sub}}) &= j \cdot X_{\text{inv}}(f_{\text{el,sub}}) \\
 I_{\text{SG,sub}} &= I_{\text{D,sub}} \cdot \underbrace{\frac{R_{\text{Netz}} + j \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Netz}} \cdot f_{\text{el,sub}}}{R_{\text{Netz}} + j \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Netz}} \cdot f_{\text{el,sub}} + j \cdot X_{\text{inv}}(f_{\text{el,sub}})}}_{\Upsilon_{\text{el,sub}}} \quad (7.30)
 \end{aligned}$$

Angewendet auf den supersynchronen Term  $f_{\text{el,sup}}$  ergibt sich:

$$I_{\text{SG,sup}} = I_{\text{D,sup}} \cdot \underbrace{\frac{R_{\text{Netz}} + j \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Netz}} \cdot f_{\text{el,sup}}}{R_{\text{Netz}} + j \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_{\text{Netz}} \cdot f_{\text{el,sup}} + j \cdot X_{\text{inv}}(f_{\text{el,sup}})}}_{\Upsilon_{\text{el,sup}}} \quad (7.31)$$

Da die Umrichterleistungsleistung symmetrisch aufgeteilt wird, ist es möglich, innerhalb eines Diagramms den auf den Dämpfungsstrom  $I_{\text{D}}$  normierten Generatorstrom  $I_{\text{SG}}$  mit der sub- und supersynchronen Komponente darzustellen. Als Bezugsgröße wird die Übertragungsfunktion  $\frac{I_{\text{SG}}}{I_{\text{D}}}$  gewählt, die logarithmisch dargestellt wird. In Abbildung 7.22 ist der resultierende Amplitudengang gezeigt.

Zur Bestimmung der resultierenden Dämpfungsleistung im Rotorsystem muss die Summe des subsynchronen Aufteilungsfaktors  $\Upsilon_{\text{el,sub}}$  und des supersynchronen Anteils  $\Upsilon_{\text{el,sup}}$  gebildet werden.

$$\Upsilon_{\text{me}} = \Upsilon_{\text{el,sub}} + \Upsilon_{\text{el,sup}} \quad (7.32)$$

## 7.2.2 Messtechnische Analyse der Leistungsaufteilung

Zur Verifizierung der im vorherigen Abschnitt durchgeführten Analyse der Leistungsaufteilung werden Messungen an der Versuchsanlage durchgeführt. Probleme

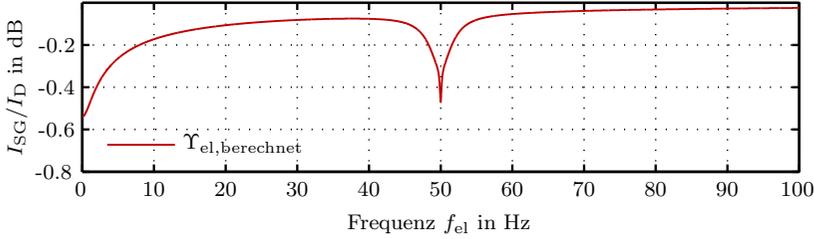


Abb. 7.22: Erwartete Stromaufteilung ohne Berücksichtigung des mechanischen Systems

bereitet hier das elektromechanische Zusammenspiel. Leider ist ein Abkoppeln des laufenden Generators vom übrigen Maschinensatz nicht möglich. Bei Abgabe einer Anregeleistung mit  $f_D$  wird daher auch immer eine Störung des mechanischen Systems ausgelöst. Partizipiert der Generatorrotor an der angeregten Schwingung, spiegelt sich dies im Generatorstrom  $I_{SG}$  wider. Insbesondere im Bereich der mechanischen Resonanzstellen führt dies zu einem Generatorstrom  $I_{SG}$ , der den abgegebenen Strom  $I_D$  um ein Vielfaches überschreitet. Somit ist es durch eine Messung des Generatorstromes  $I_{SG}$  nicht möglich, die oben beschriebene Leistungsaufteilung direkt zu messen. Vielmehr erhält man einen relativ komplexen Frequenzgang, der im wesentlichen durch das mechanische System bestimmt wird. Allerdings lässt sich auf Basis dieser Messergebnisse mittels geeigneter Analyseverfahren die theoretische Leistungsaufteilung bestätigen.

In Abb. 7.23 ist der gemessene und simulierte Frequenzverlauf abgebildet. Die gezeigten Kurven ergeben sich dabei aus einer Vielzahl von Einzelmessungen mit diskreten, mechanischen Anregefrequenzen  $f_D$  zwischen 0 Hz und 60 Hz, die gemäß Gleichung 7.29 einem elektrischen Frequenzband zwischen 0 Hz und 110 Hz entsprechen. Aufgrund der Surjektivität der Frequenzspiegelung erhält man im unteren Frequenzbereich der Abb. 7.23 für  $0 \text{ Hz} \leq f_{el} \leq 10 \text{ Hz}$  zwei Kurvenverläufe. Beispielpflicht ergeben sich die beiden Messwerte für  $f_{el} = 10 \text{ Hz}$  aus den subsynchronen Frequenzanteilen einer Anregungsfrequenz  $f_D$  von 40 Hz bzw. 60 Hz.

Den Kurven aus Abb. 7.23 sind deutlich die Lage der ersten beiden Resonanzstellen  $f_{e0}$  und  $f_{e1}$  zu entnehmen. Der zweite Mode ist nur sehr abgeschwächt erkennbar. Darüber hinaus fällt auf, dass neben einer über das Frequenzband konstanten Abweichung die Resonanzstellen in ihrer Amplitude nicht exakt abgebildet werden. Das lässt folgende Schlüsse zu:

- Die konstante Abweichung über das Frequenzband stellt einen Gleichanteil dar. Ursächlich für diesen Gleichanteil ist vermutlich eine Modellierungsungenauigkeit bei den angenommenen elektrischen Impedanzen. Dies betrifft

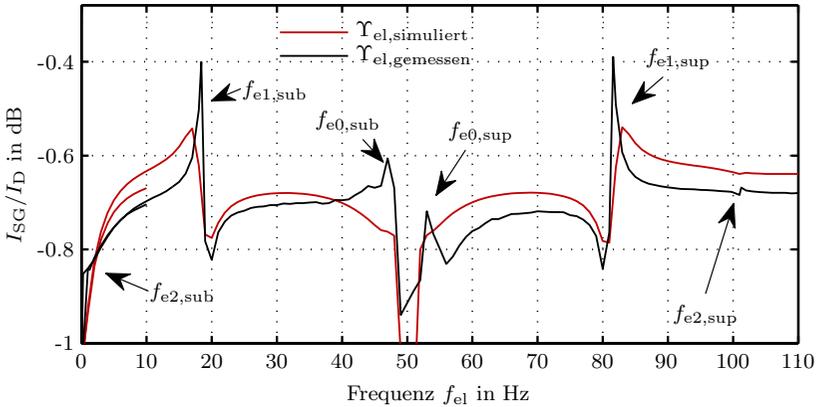


Abb. 7.23: Simuliertes und gemessenes Übertragungsverhalten am Versuchsstand

insbesondere die Netzimpedanz  $Z_{\text{Netz}}$ , die am Versuchsstand einen nichtlinearen Verlauf aufweist. Darüber hinaus sind die Maschinendaten vom Hersteller nur grob spezifiziert und werden mittels Näherungen über Reaktanzoperatoren auf das betrachtete Frequenzband interpoliert.

- Die Abweichungen an den (Anti-)Resonanzstellen sind auf die Modellierung des mechanischen Systems zurückzuführen, wobei hierbei insbesondere die Abbildung der als linear angenommenen Dämpfung zu nennen ist.

Die dennoch gute Übereinstimmung zwischen Simulations- und Messdaten bestätigt zum einen die prinzipiell korrekte Modellierung und zum anderen den zu Grunde liegenden Ansatz der Leistungsaufteilung, der durch das Impedanzverhältnis des Synchrongenerators zum elektrischen Netz und die Resonanzstellen des mechanischen Systems geprägt ist.

Auf Basis des verifizierten Simulationsmodells werden nun weitere simulative Untersuchungen zur Bestätigung der Leistungsaufteilung durchgeführt. Dazu wird im Simulationsmodell der Generator und das Wellensystem getrennt, um somit die aufgenommene Dämpfungsleistung ohne den überlagernden Einfluss des mechanischen Systems zu bestimmen. Dies ist insbesondere für die Resonanzfrequenzen von Interesse. In Abb. 7.24 ist die entsprechende Kurve dargestellt. Die zu erkennende Resonanzstelle in der Nähe von 50 Hz wird durch die elektromechanische Kopplung verursacht.

Mit Hilfe des somit bestimmten Übertragungsverhaltens kann ein weiteres Szenario simuliert werden. Dazu werden im vollständigen Simulationsmodell (Generator mit Turbinensystem) die Eigenmoden  $f_{e1}$  und  $f_{e2}$  mit einer konstanten Leistung  $p_D$  an-

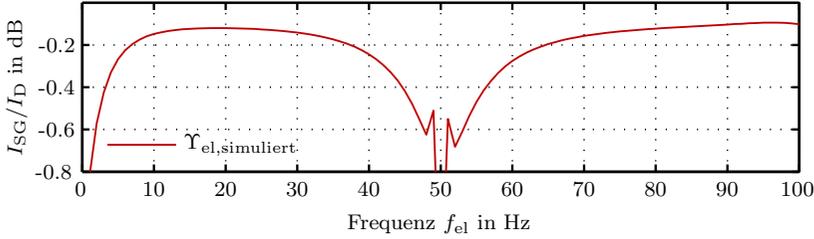


Abb. 7.24: Simulierte Stromaufteilung ohne Einfluss des mechanischen Wellensystems

geregt. Entsprechend der zuvor bestimmten Leistungsaufteilung wird im nächsten Schritt das rein mechanische System gemäß 5.10 ebenfalls in Schwingung versetzt. Sind in beiden Fällen die entstehenden Schwingungsamplituden gleich groß, so lässt dies den Schluss zu, dass die berechnete Leistungsaufteilung korrekt ist. Detaillierte Untersuchungsergebnisse in [Kra10] zeigen, dass dies der Fall ist. Die elektromechanische Kopplung ist also für kleine Auslenkungen um einen stationären Betriebspunkt ein linearer Effekt. Die abgegebenen Dämpfungsleistungen  $p_D$  können somit linear entsprechend der abgeleiteten Leistungsaufteilung superponiert werden.

### 7.2.3 Kopplung Generatorleistung und Maschinenmoment

Neben der Leistungsaufteilung ist für die Konzeption des M/P-Reglers die Kopplung zwischen der zum Generator fließenden Dämpfungsleistung  $p_{D,SG}$  und dem inneren Maschinenmoment  $M_i$ , das über den Luftspalt übertragen wird, von Bedeutung. Leider stehen am Versuchsstand nur indirekte Größen wie die Drehmomente  $M_{SGSR}$  und  $M_{SRAM}$ , die elektrische Leistung der Synchronmaschine  $p_{SG}$  sowie der Polradwinkel  $\vartheta$  zur Verfügung. Für die Untersuchung muss daher auf das Simulationsmodell sowie analytische Ansätze zurückgegriffen werden. Darüber hinaus ist davon auszugehen, dass sich der Synchrongenerator in einem quasistationären stabilen Zustand befindet, und dass die auftretenden Anrege- bzw. Dämpfungsleistungen  $p_D$  im Verhältnis zur Nennleistung des Generators klein sind.

Ausgangspunkt der Analyse ist die in Kapitel 5.2.2 beschriebene Leistungsbilanz. Die Leistung eines Synchrongenerators lässt sich in die drei Anteile ohmsche Verluste, transformatorische Leistung (Änderung der magnetischen Feldenergie) und mechanische Leistung gliedern. Hierbei ist insbesondere die transformatorische Leistung zu beachten, die u.a. die Wirkung der Dämpferwicklungen berücksichtigt.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wird die Leistungsbilanz für Frequenzen bis zu 200 Hz überprüft. Die Ergebnisse zeigen, dass im untersuchten Frequenzspektrum nahezu kein Dämpfungseintrag aufgrund der dissipierten Leistung in den Dämpfer-

wicklungen erfolgt. Dieses Ergebnis steht auch in Übereinstimmung zur gängigen Literatur [MBJ08], in welcher davon ausgegangen wird, dass die Dämpferwicklungen bei Schwingungsvorgängen einen im Vergleich zum mechanischen Aufbau vernachlässigbar kleinen Einfluss auf das Gesamtsystem haben. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass sich die zum Generator fließende Dämpfungsleistung  $p_{D,SG}$  unmittelbar im inneren Maschinenmoment  $M_i$  widerspiegelt.

### 7.2.4 Schlussfolgerungen zur M/P-Regelung

Die vorangegangenen Abschnitte haben gezeigt, dass die Kopplung zwischen abgegebener Dämpfungsleistung  $p_D$  und wirksamem innerem Moment  $M_i$  der Maschine äußerst komplex ist. Bei Annahme eines stationären Betriebspunktes und einer im Verhältnis zur Nennleistung des Generators geringen Dämpfungsleistung, kann die Kopplung jedoch mit einer frequenzabhängigen Konstante  $\Upsilon_{me}$  gemäß Gleichung 7.33 beschrieben werden.

$$\begin{aligned} M_i &= \Upsilon_{me}(f_D) \frac{p_D}{\omega} \\ M_i &= G_{S,\Upsilon} \cdot p_D \end{aligned} \quad (7.33)$$

Die Konstante  $\Upsilon_{me}(f_D)$  wird durch die in Kapitel 7.20 beschriebenen Impedanzverhältnisse festgelegt und ergibt sich aus der Superposition der sub- und supersynchronen Frequenzanteile. In Abb. 7.25 ist der entsprechende Verlauf für den Versuchsstand dargestellt.

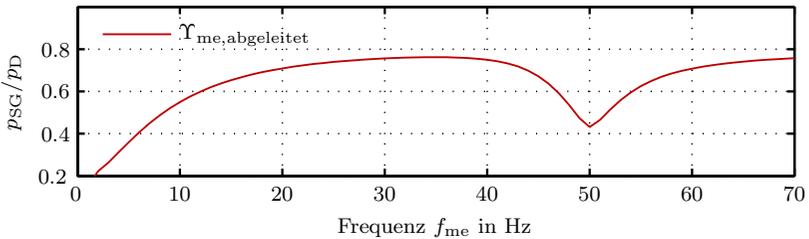


Abb. 7.25: Verhältnis zwischen abgegebener und aufgenommener Dämpfungsleistung in Abhängigkeit der Dämpfungsfrequenz

Die Frequenzabhängigkeit ist dabei insbesondere für sehr tiefe Dämpfungsfrequenzen ( $f_D < 10$  Hz) und Frequenzen im Bereich der Netzfrequenz ( $40 \text{ Hz} < f_D < 60$  Hz) ausgeprägt. Im übrigen Frequenzbereich ist  $\Upsilon_{me}(f_D)$  relativ konstant.

Für die Konzeption der M/P-Regelung bedeutet das, dass diese im Idealfall die Frequenzabhängigkeit der Kopplungskonstanten  $\Upsilon_{\text{me}}(f_{\text{D}})$  ausgleicht. Dies geschieht, indem sie das von der Dämpfungsregelung ausgegebene Dämpfungsmoment  $M_{\text{D}}$  frequenzabhängig verstärkt.

In der Realität ist eine frequenzvariable Verstärkung nicht einfach umzusetzen, vor allem vor dem Hintergrund, dass diese keinerlei Phasenverschiebung aufweisen darf. Bei der Anwendung des Resonanzreglers (siehe Abschnitt 7.1.3) ist jedoch bereits eine frequenzseparierte Reglerstruktur vorhanden. Hier kann der Aufteilungsfaktor  $\Upsilon_{\text{me}}(f_{\text{D}})$  der M/P-Regelung sehr einfach durch Anpassung der Dämpfungsverstärkung  $K_{\text{D},i}$  im jeweiligen Regelzweig implementiert werden.

Bei Einsatz eines LQG-Reglers zur Dämpfungsregelung liegt keine frequenzseparierte Reglerstruktur vor, weshalb eine einfache Implementierung nicht möglich ist. In diesem Fall wird mit einem konstanten Aufteilungsfaktor  $\Upsilon_{\text{me}}$  gerechnet, wodurch sich folgendes Regelglied ergibt

$$G_{\text{R,M/P}} = \frac{\omega}{\Upsilon_{\text{me}}} . \quad (7.34)$$

Aufgrund der hohen Robustheit des entworfenen LQG-Reglers führt auch dieses Regelglied zu einem guten Dämpfungsergebnis. Für zukünftige Untersuchungen empfiehlt es sich, bei dem Entwurf des Dämpfungsreglers die frequenzabhängige Leistungsaufteilung zu berücksichtigen.

## Kapitel 8

# Einsatz des Dämpfungssystems am Versuchsstand

In den vorherigen Kapiteln werden die notwendigen Komponenten eines Systems zur Dämpfung von Torsionsschwingungen in Turbosätzen erläutert. Zum Abschluss dieser Abhandlung wird nun im Folgenden die Funktion des Dämpfungssystems bei einem Einsatz am Modellturbosatz des in Kapitel 4 vorgestellten Versuchsstandes präsentiert. Dazu werden verschiedene Anregungsszenarien am Versuchsstand durchgeführt, die die Gegebenheiten im Kraftwerk möglichst realitätsnah abbilden. Darüber hinaus werden die in Kapitel 7 beschriebenen Regelkonzepte zur Dämpfungsregelung, der LQG-Regler und der Resonanzregler mit Bandpassfilterung, gegenüber gestellt und bewertet.

Das Kapitel ist in zwei Teile untergliedert. Der erste Teil beschäftigt sich mit der Erzeugung sowie der Dämpfung von periodischen Schwingungsanregungen. Hierbei ist insbesondere der klassische Anregungsfall in Form von subsynchronen Resonanzen (SSR) zu nennen. Die Dämpfung von transienten Anregungen aufgrund von Lastsprüngen und Fehlsynchronisationen werden im zweiten Abschnitt dieses Kapitels dargestellt.

### 8.1 Dämpfung von periodischen Störanregungen am Versuchsstand

Zunächst wird in diesem Abschnitt die Dämpfung von bestehenden Torsionsschwingungen am Versuchsstand durchgeführt, bevor im weiteren Verlauf periodische Störanregungsfälle untersucht werden.

### 8.1.1 Bestehende Torsionsschwingungen

In diesem Szenario wird davon ausgegangen, dass aufgrund einer wie auch immer gestalteten Störanregung eine starke Torsionsschwingung im Turbosatz besteht. An der Versuchsanlage wird diese durch Abgabe einer entsprechenden Störleistung  $p_{\text{stör}}$  durch den Dämpfungstromrichter erzeugt. Der Generator wird zuvor an das Netz synchronisiert und läuft somit netzparallel ohne Antriebsmoment.

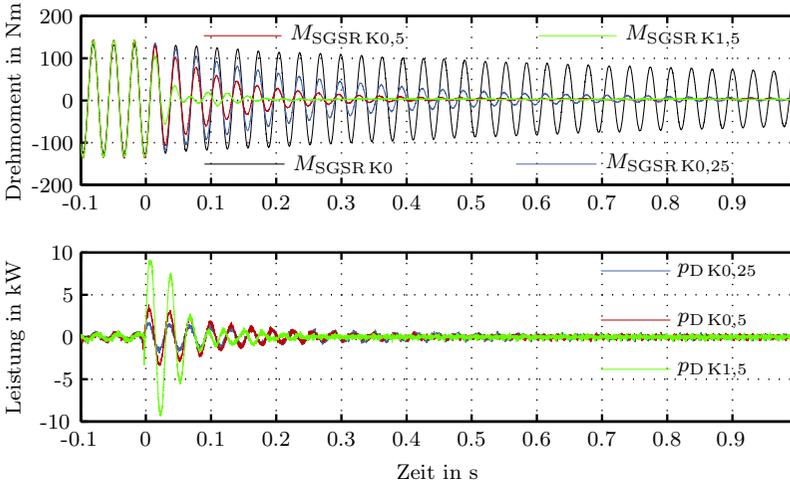


Abb. 8.1: Dämpfung einer bestehenden Schwingung mit  $f_{e1}$  in Abhängigkeit der Dämpfungsverstärkung  $K$  bei Einsatz des Resonanzreglers

Im ersten Fall (siehe Abb. 8.1) wird der erste Resonanzmode  $f_{e1} = 31,6$  Hz bis zum Zeitpunkt  $t = 0$  s angeregt. Die Amplitude des Drehmoments  $M_{\text{SGSR}}$  ist ca. 150 Nm und liegt somit im Bereich des halben Nennmoments der Maschine. Im Anschluss wird bei unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren  $K$  der Resonanzregelung (siehe Abb. 7.4) die Dämpfung aktiviert. Wird keine Dämpfung aktiviert, so verringert sich die Torsionsschwingung gemäß der vorhandenen natürlichen Systemdämpfung. Bei diesem Versuch sinkt die Amplitude um ca. 50 % innerhalb einer Sekunde (Kurve  $M_{\text{SGSR} K0}$  in Abb. 8.1 oben).

Beim Einsatz des Dämpfungssystems zum Zeitpunkt  $t = 0$  s kann ein deutlich beschleunigter Abfall der Schwingungsamplitude erzielt werden. Die Dämpfungszeit ist dabei vor allem abhängig von der gewählten Verstärkung  $K$  und damit von der eingesetzten Dämpfungsleistung  $p_D$ . Am Versuchsstand können sehr große Dämpfungsleistungen bis in den Bereich der Nennleistung des Modellturbosatzes eingesetzt werden (siehe Kapitel 4.5). Dies erlaubt die Überprüfung des Dämpfungskonzeptes innerhalb eines großen Dynamikbereiches.

In diesem Versuchsszenario lässt sich mit einem Verstärkungsfaktor von  $K = 1,5$  die bestehende Torsionsschwingung innerhalb von  $0,2\text{ s}$  vollständig dämpfen. Allerdings ist dazu eine maximale Dämpfungsleistung  $p_D$  von knapp  $10\text{ kW}$  erforderlich. Das entspricht fast  $20\%$  der Nennleistung. Wird eine geringere Dämpfungsleistung  $p_D$  aufgebracht ( $K = 0,5$  und  $K = 0,25$ ), ergeben sich entsprechend verlängerte Dämpfungszeiten (siehe Abb. 8.1).

Ein weiteres interessantes Detail bezüglich des hier eingesetzten Resonanzregelverfahrens kann dieser Messung entnommen werden. Bei der Dämpfung mit maximaler Verstärkung ( $K = 1,5$ ) steigt das Drehmoment  $M_{\text{SGSR}}$  bei ca.  $t = 0,1\text{ s}$  erneut leicht an. Dies ist auf die Einschwingzeit des Bandpasses des Resonanzreglers zurückzuführen, die sich nicht nur bei einem steilen Anstieg des Drehmoments, aufgrund eines transienten Störereignisses, sondern auch bei einer sehr starken Verstärkung negativ auswirkt. Wird die Dämpfungsverstärkung noch weiter erhöht, kann die Torsionsschwingung nicht mehr ausgeregelt werden, und es ergibt sich ein ständiges Auf- und Abschwngen. Die sich ergebende Schwebungsfrequenz ist vorwiegend abhängig von der Bandbreite der eingesetzten Bandpässe. Bei einem Einsatz des LQG-Regulators ist dieses Verhalten erst bei deutlich höheren Regelverstärkungen zu beobachten.

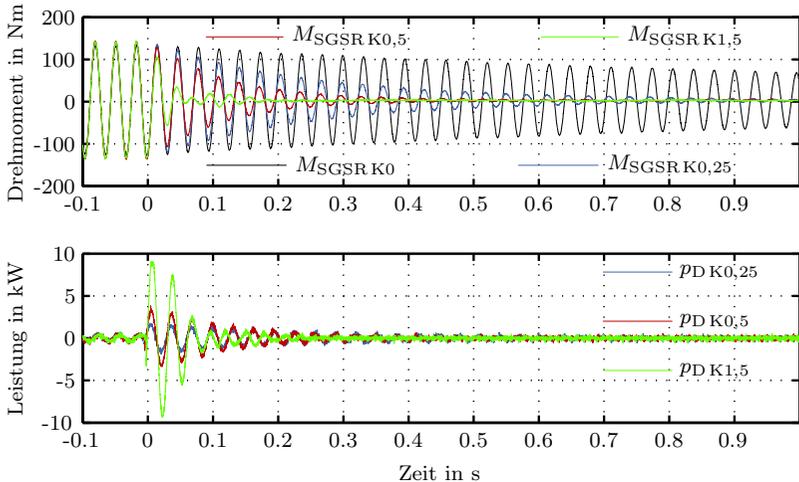


Abb. 8.2: Dämpfung einer bestehenden Schwingung mit  $f_{e2}$  in Abhängigkeit der Dämpfungsverstärkung  $K$  bei Einsatz des Resonanzreglers

Abbildung 8.2 präsentiert analog zur vorherigen Messung die Dämpfung einer bestehenden Schwingung mit der Resonanzfrequenz  $f_{e2}$ . Der ungedämpfte Fall zeigt die deutlich geringere natürliche Dämpfung dieses Resonanzmodes. Bei gleicher ma-

ximaler Dämpfungsleistung wie in der vorherigen Messung ergeben sich u.a. daher vergrößerte Dämpfungszeiten. Daneben sorgt auch die Lage der Resonanzstelle  $f_{e2}$  für einen geringeren Dämpfungsgradienten. Wie im Kapitel 7.2 erläutert wurde, fließt ein größerer Anteil der Dämpfungsleistung für Frequenzen im Bereich der synchronen Netzfrequenz ( $f_{e2} = 51,3 \text{ Hz}$ ) in das Netz ab und erzeugt somit kein entsprechendes Moment am Generatorrotor.

Hinsichtlich der Effizienz der beiden eingesetzten Dämpfungsregelungen sind nur geringe Unterschiede bei der Dämpfung bestehender Torsionsschwingungen festzustellen. Verglichen mit der eingesetzten Dämpfungsleistung ist ein leichter Vorteil des Resonanzreglers mit Bandpassfilterung lediglich bei der zweiten Resonanzstelle  $f_{e2}$  feststellbar.

### 8.1.2 Frequenzvariable Störانregung

Im vorherigen Abschnitt wurde die Dämpfung von bestehenden Schwingungen ohne vorhandene Störانregung an der Versuchsanlage erfolgreich durchgeführt. Im nächsten Versuchsfall wird bei vorhandenen Störانregungen die Wirkung des Dämpfungssystems analysiert.

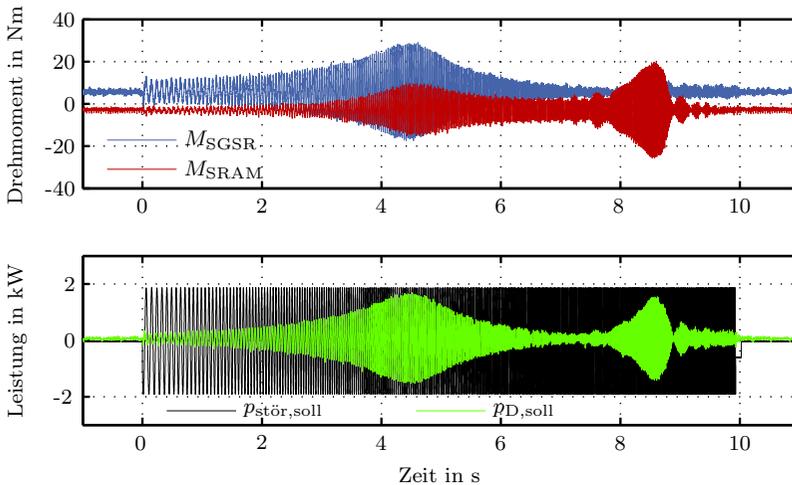


Abb. 8.3: Dämpfung einer frequenzvariablen Störانregung bei Einsatz des LQG-Reglers

Im Kapitel 5.1.3 wurde eine frequenzvariable Störانregung zur Identifikation des mechanischen Schwingungssystems eingesetzt. Auf Basis der resultierenden Torsionsschwingungen wurden die kritischen Frequenzbereiche identifiziert (siehe

Abb. 5.3). Dieser Versuch wird im Folgenden bei aktiviertem Dämpfungssystem wiederholt.

Es ist zu bemerken, dass sich für diesen Versuch die anregende Störleistung  $p_{\text{stoer,soll}}$  und die Dämpfungsleistung  $p_{\text{D,soll}}$  innerhalb der Stromrichterregelung überlagern und daher lediglich die Summe der beiden Leistungen  $p_{\text{soll}}$  durch den Stromrichter abgegeben werden muss (vergleiche Abb. 6.6).

Die Frequenz der Störleistung  $f_{\text{stör}}$  wird wieder zwischen 10 Hz und 60 Hz innerhalb von 10 s durchlaufen. Die Amplitude beträgt knapp 2 kW. In Abb. 8.3 werden die Verläufe der Drehmomente  $M_{\text{SGSR}}$  und  $M_{\text{SRAM}}$  sowie der Leistungen  $p_{\text{stör,soll}}$  und  $p_{\text{D,soll}}$  bei aktiver Dämpfung mittels LQG-Regulator dargestellt.

Im unregelten Fall (Abb. 5.3) erreichten die Wellenmomente  $M_{\text{SGSR}}$  und  $M_{\text{SRAM}}$  Werte bis zu 200 Nm bzw. 100 Nm. Bei aktiver Dämpfung werden maximale Drehmomentamplituden von lediglich 25 Nm erreicht. Die notwendige Dämpfungsleistung bleibt dabei stets deutlich unter der anregenden Störleistung. Der vorhandene Gleichanteil in den Wellenmomenten spiegelt im übrigen die stationären mechanischen Verluste der Anlage wider.

Auf der Grundlage dieses Versuchsergebnisses lassen sich weitere wichtige Aussagen bezüglich des Regelverhaltens treffen. Im Abschnitt 7.1.7 wurde darauf hingewiesen, dass nicht nur das Verhalten des Dämpfungssystems im Bereich der Resonanzfrequenzen zu untersuchen ist, sondern darüber hinaus im gesamten Frequenzspektrum. Bei der Reglersynthese wurde dazu der maximale Singulärwertverlauf  $\sigma$  der Störübertragungsfunktion  $\underline{SG}$  im Frequenzbereich betrachtet. Die frequenzvariable Störeregung stellt die äquivalente Untersuchung im Zeitbereich dar. Die Messung zeigt, dass im gesamten Frequenzbereich die Dämpfung von Störeregungen gewährleistet wird.

### 8.1.3 Subsynchroner Resonanzen

Subsynchroner Resonanzen gehören zu den gefährlichsten Anregungsformen an einem Turbosatz. Gemäß Kapitel 2.3.2 können diese im Zusammenhang mit serienkompensierten Leitungen auftreten. Der Kompensationsgrad  $\xi$  der Leitung bestimmt dabei im Wesentlichen die anregende elektrische und die korrespondierende mechanische Frequenz  $f_e$  und  $f_m$ . Darüber hinaus wirken sich die ohmschen Widerstände in der Übertragungsleitung sowie im Generator in Form des Dämpfungsmaßes  $\zeta$  auf die Frequenzen gemäß Gleichung 8.1 aus.

$$\zeta = \frac{R_{\Sigma}}{2} \cdot \sqrt{\frac{C_K}{L_{\Sigma}}} \quad (8.1)$$

$$f_{e,\zeta} = f_e \cdot \sqrt{1 - \zeta^2}$$

In Hochspannungsnetzen ist das elektrische Dämpfungsmaß  $\zeta$  sehr gering. Der Versuchsstand wird jedoch am Niederspannungsnetz betrieben, weshalb das Dämpfungsmaß besonders zu beachten ist.

Die wirksame Serienkapazität  $C_K$  kann am Versuchsstand mittels einer geeigneten Reihen-Parallel-Schaltung einzelner Kondensatoren im Bereich zwischen 1,0 mF und 20 mF variiert werden (Abschnitt 4.4). Ziel der Kapazitätsabstimmung ist es, die größtmögliche subsynchrone Resonanz zu erzeugen, um anhand derer die Leistungsfähigkeit des Dämpfungssystems zu überprüfen. Bei Vernachlässigung des Dämpfungsmaßes ist dazu ein Kompensationsgrad  $\xi$  von

$$\xi = \left(1 - \frac{f_{e1}}{f_{\text{Netz}}}\right)^2 = 13,5\% \quad (8.2)$$

notwendig. Für die Berechnung der Induktivität  $L_\Sigma$  ist die Reaktanz des Synchrongenerators, der Zuleitungen, der Transformatornachbildung sowie des Netzes zu berücksichtigen. Eine mit Messdaten gestützte Berechnung führt auf einen Wert von  $L_\Sigma \approx 4,2$  mH. Somit erhält man für die Serienkapazität  $C_K$  einen theoretischen Wert von 17,8 mF.

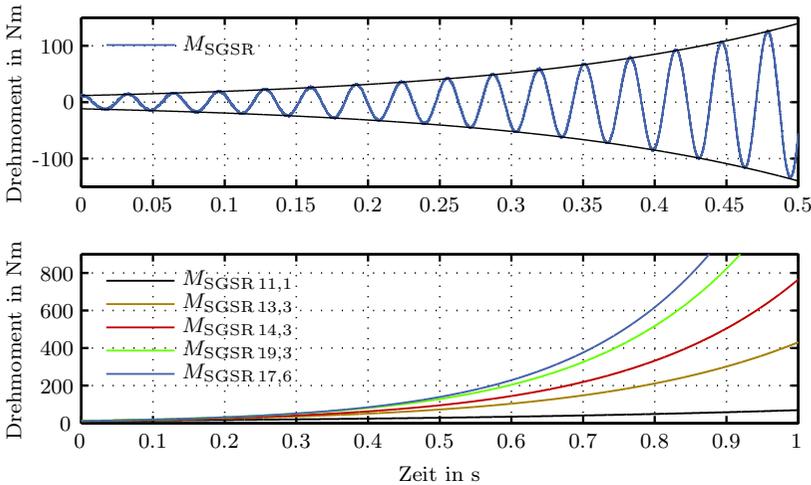


Abb. 8.4: Messung von subsynchronen Resonanzen am Versuchsstand bei unterschiedlichen Kompensationsgraden

Am Versuchsstand wurden mit unterschiedlichen Kompensationsgraden Messungen durchgeführt. Abbildung 8.4 oben zeigt das Drehmoment  $M_{\text{SGSR}}$  bei einer Serienkapazität von 17,6 mF. Aufgrund der wechselseitigen Anregung des mechanischen und des elektrischen Schwingungssystems kommt es zu einem exponentiellen An-

stieg des Drehmoments. Die einhüllende Exponentialfunktion der Drehmoment-schwingung weist ein negatives Dämpfungsdekrement von  $\Lambda = -4,95$  auf (siehe Gleichung 5.10).

Abbildung 8.4 unten zeigt den Verlauf der Einhüllenden für verschiedene Seri-enkapazitäten. Das Schaubild verdeutlicht die Gefährlichkeit von subsynchronen Resonanzen für den Turbosatz. Innerhalb einer Sekunde werden in Abhängigkeit des Kompensationsgrades sowohl das Nennmoment des Turbosatzes von 300 Nm als auch das mechanische Konstruktionsmoment von 1000 Nm des Versuchsstandes überschritten. Dazu ist zu bemerken, dass bei diesen Messungen keinerlei An-fangsstörung vorliegt. Ist dies nicht der Fall, wie z.B. bei der Synchronisation des Generators an das Netz, ist die Zeitdauer bis zur Überschreitung kritischer Mo-mentengrenzen wesentlich kürzer. In Tabelle 8.1 sind die Kenndaten der Messungen bei unterschiedlichen Kompensationsgraden zusammengestellt. Die Berechnung der Frequenzen  $f_e$  und  $f_m$  sowie des Kompensationsgrades  $\xi$  stützen sich auf die an-genommene Gesamtinduktivität  $L_\Sigma = 4,2$  mH. Die Ergebnisse zeigen, dass für das Auftreten von subsynchronen Resonanzen keinesfalls eine exakte Frequenzabstim-mung notwendig ist. Vielmehr führt ein weiter Bereich des Kompensationsgrades zu einer Torsionsinteraktion.

Serienkapazität in mF	11,1	13,3	14,3	17,6	19,6
Dämpfungsfaktor $\Lambda$	-1,75	-3,55	-4,16	-4,95	-4,64
Kompensationsgrad in %	21,7	18,1	16,9	13,7	12,3
elektrische Frequenz $f_e$ in Hz	23,3	21,3	20,6	18,5	17,5
mechanische Frequenz $f_m$ in Hz	26,7	28,7	29,4	31,5	32,5

Tabelle 8.1: Kenndaten der gemessenen subsynchronen Resonanzen

Im Folgenden wird die aktive Dämpfung von subsynchronen Resonanzen am Ver-suchsstand betrachtet. Dazu zeigt Abb. 8.5 die Messergebnisse für den kritischsten Kompensationsgrad von 13,7 %. Zu Beginn der Messung ist das Dämpfungssystem aktiviert, wird jedoch zum Zeitpunkt  $t = 0$  s abgeschaltet. In der Folge kommt es gemäß dem zuvor gemessenen negativen Dämpfungsdekrements  $\Lambda$  zu einem Auf-schwingen der Drehmomente  $M_{SGSR}$  und  $M_{SRAM}$  (Abb. 8.5 oben). Die subsynchro-ne Resonanz ist auch in der gemessenen Generatorleistung  $p_{SG}$  deutlich erkennbar. Die Leistung oszilliert mit zunehmender Amplitude um einen stationären Gleich-anteil von 1,8 kW, der sich aus den Verlusten des Generators sowie der Mechanik ergibt. Nach  $t = 1$  s wird die Dämpfung aktiviert und die Wellenmomente werden erfolgreich abgedämpft. Es liegt auf der Hand, dass eine Stabilisierung der subsyn-chronen Resonanz nur in gewissen Grenzen erfolgreich mit dem Dämpfungssystem durchgeführt werden kann. Wird die Dämpfung erst dann zugeschaltet, wenn die

oszillierende Generatorleistung bereits die maximale Dämpfungsleistung überschritten hat, ist keine Dämpfung mehr möglich.

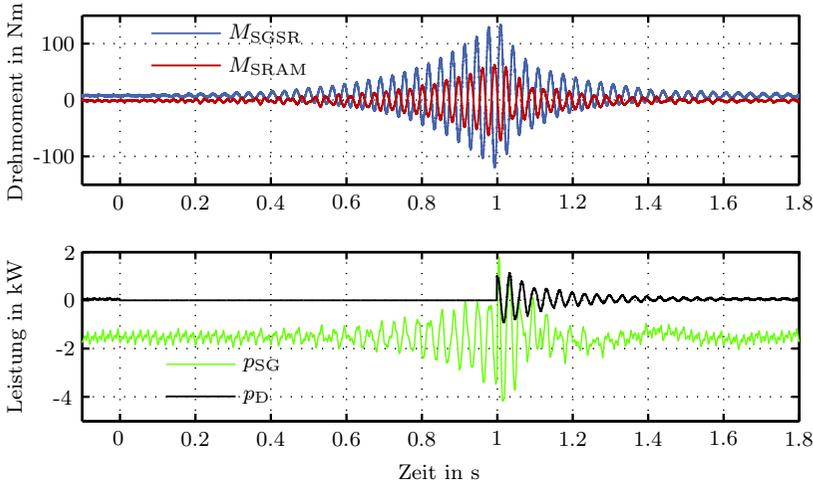


Abb. 8.5: Dämpfung von subsynchronen Resonanzen an der Versuchsanlage bei Einsatz des LQG-Reglers

Im Gegensatz dazu wird im stationären Betrieb sehr wenig Dämpfungsleistung  $p_D$  zur Stabilisierung des Systems benötigt. Die Messkurve der Dämpfungsleistung in Abb. 8.5 zeigt für  $t < 0$  s nahezu keine Leistungsabgabe. Tatsächlich liegt diese unter 50 W. Kommt es aufgrund einer weiteren Störung wie z.B. bei einem Lastsprung zu einer zusätzlichen Anregung des Systems, kann auch diese ohne Schwierigkeiten mit geringen Dämpfungsleistungen beherrscht werden.

Zusammenfassend können folgende Punkte festgestellt werden:

- Die Nachbildung von subsynchronen Resonanzen am Versuchsstand ist trotz des erhöhten Dämpfungsmaßes des Niederspannungsnetzes in beeindruckender Weise möglich.
- Bei Einsatz des Dämpfungssystems am Versuchsstand wird das Auftreten von subsynchronen Resonanzen vollständig unterdrückt.
- Die erfolgreiche Stabilisierung ist unabhängig vom gewählten Kompensationsgrad der serienkompensierten Leitung.
- Die notwendigen Dämpfungsleistungen sind sehr gering.
- Das verwendete Regelkonzept, Resonanzregler oder LQG-Regler, spielt keine merkliche Rolle.

## 8.2 Dämpfung von transienten Störanregungen am Versuchsstand

Der vorherige Abschnitt präsentierte die Dämpfung von periodischen Störanregungen an der Versuchsanlage. Die überwiegende Anregungsform an einem Kraftwerksturbosatz ist jedoch transienter Natur, weshalb sich dieser Abschnitt mit deren Nachbildung und Dämpfung am Versuchsstand beschäftigt. Wie in Kapitel 2.3.3 berichtet wurde, verursachen überwiegend Kurzschlüsse, Kurzunterbrechungen, Fehlsynchronisationen und Lastabwürfe kurzzeitige Torsionsanregungen. Im Folgenden werden einige dieser Anregungsformen am Versuchsstand nachgebildet und die Wirkung des Dämpfungssystems validiert.

### 8.2.1 Lastsprünge

Zuerst werden transiente Störanregungen auf Basis von Lastsprüngen modelliert. An einem Kraftwerksturbosatz treten Lastsprünge in Zusammenhang mit Lastabwürfen auf, bei denen in Folge eines Störfalles der Generator im stationären Betrieb schlagartig vom Netz getrennt wird. Darüber hinaus kann es auch auf der Turbinenseite durch einen plötzlichen Abfall des Antriebsmoments zu einem Lastsprung kommen. Dieser Fall wird im Folgenden betrachtet.

Der Modellturbosatz wird dazu im netzparallelen Betrieb mit einem sprungförmigen Antriebsmoment beaufschlagt. Die Regelung des Antriebsstromrichters sorgt für die notwendige Dynamik des ansteigenden Momentensprunges. Die abfallende Momentenflanke wird durch eine Sperrung des Antriebsumrichters erreicht.

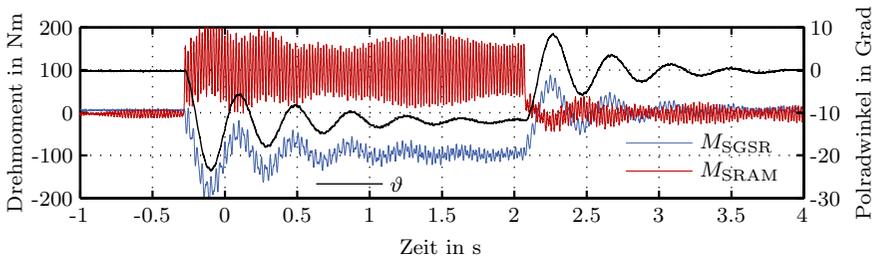


Abb. 8.6: Verlauf der Drehmomente und des Polradwinkels bei einem Lastsprung am Versuchsstand

Die resultierenden Kurvenverläufe der Drehmomente  $M_{SGSR}$  und  $M_{SRAM}$  sowie des Polradwinkels  $\vartheta$  zeigt Abb. 8.6. Die Sprunghöhe beträgt 100 Nm und entspricht somit einem Wirkleistungssprung von 15 kW und einem stationären Polradwinkel von  $\vartheta = 11$  Grad.

Es wird deutlich, dass durch den Lastsprung vor allem zwei Eigenfrequenzen angeregt werden. Zum einen ist dies die Eigenfrequenz der elektromechanischen Koppelung mit einer Frequenz  $f_{e0} = 2,2\text{ Hz}$ , die besonders ausgeprägt im Drehmoment  $M_{\text{SGSR}}$  und im Polradwinkel  $\vartheta$  zu erkennen ist. Dagegen weist das Wellenmoment  $M_{\text{SRAM}}$  vor allem Schwingungsanteile mit der Frequenz  $f_{e2} = 51,3\text{ Hz}$  auf. Während die Eigenfrequenz  $f_{e0}$  einer relativ starken Dämpfung unterliegt, ist der zweite Schwingungsanteil  $f_{e2}$  ungedämpft. Die fehlende Dämpfung des zweiten Resonanzmoden lässt sich auf zwei Ursachen zurückführen.

Wie bereits im Abschnitt 8.1.1 diskutiert wurde, ist die vorhandene Dämpfung dieser Resonanzstelle ohnehin wesentlich geringer als z.B. die Dämpfung der Frequenz  $f_{e1}$ . Hinzu kommen Störanteile im bisher als stationär betrachteten Antriebsmoment  $M_{\text{AM}}$ , die auf den Rotor des Asynchronmotors übertragen werden. Tatsächlich ist das abgegebene Antriebsmoment  $M_{\text{AM}}$  nicht konstant, sondern mit Störungen überlagert, deren Frequenzspektrum eine Funktion des Schaltmusters des Umrichters, der Motordrehzahl sowie des mittleren Drehmoments ist (siehe auch Kapitel 2.2.3). Die einkoppelnden Störmomente sorgen am Versuchsstand ab einem stationären Moment von  $M_{\text{AM}} \approx 70\text{ Nm}$  für eine Anregung des Resonanzmodes  $f_{e2}$  und damit für ein leichtes Aufschwingen des Drehmoments  $M_{\text{SRAM}}$ . Aus der bisherigen Sichtweise heraus stellen diese Störmomente also eine periodische Anregung des Turbosatzes dar, welche nicht über den Generator, sondern über die Turbine auf den Turbosatz einkoppelt.

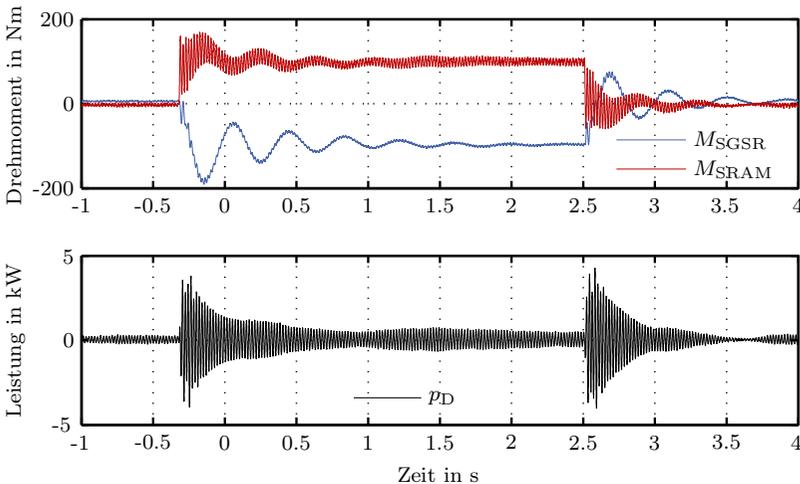


Abb. 8.7: Lastsprung am Versuchsstand mit aktiver Torsionsschwingungsdämpfung mit LQG-Regler

Die Messergebnisse bei einer Wiederholung des vorherigen Versuchs, jedoch bei aktiviertem Dämpfungssystem, präsentiert Abb. 8.7. Es zeigt sich, dass die Torsionsschwingungsamplitude des Drehmoments  $M_{\text{SRAM}}$  bereits nach ca. 0,5 s einen stationären Wert von 10 Nm erreicht. Darüber hinaus wird das maximale Drehmoment um ca. 30 % reduziert. Die aufgewendete Dämpfungsleistung  $p_{\text{D}}$  liegt bei diesem Versuch bei ungefähr 4 kW. Natürlich kann auch hier durch die Wahl einer höheren Verstärkung ein noch besseres Dämpfungsergebnis erzielt werden.

Der Leistungsbedarf im stationären Betrieb bei einem Antriebsmoment von  $M_{\text{AM}} = 100 \text{ Nm}$  liegt bei 400 W. Diese Dämpfungsleistung ist notwendig, um die einkoppelnden Störmomente des Antriebsumrichters zu kompensieren. Geht man von einer Effizienz des Dämpfungstromrichters aufgrund der Leistungsaufteilung von 50 % aus (siehe Abb. 7.25), ergibt sich eine durch den Antriebsumrichter einwirkende Störleistung von knapp 280 W, die durch das Dämpfungssystem auf der mechanischen Seite kompensiert wird. Auf die Nennleistung des Antriebsstromrichters von 90 kW umgerechnet, entspricht dies einem Anteil von etwa 3 ‰. Dieser Wert liegt weit unter einer messtechnischen Erfassung des Antriebsstromrichters. Wirksame Gegenmaßnahmen von dieser Seite sind somit nicht möglich. Dieser Randaspekt verdeutlicht die mögliche, effiziente Anwendung des Dämpfungssystems auf allgemeine Antriebsstränge.

Ein weiterer Gesichtspunkt, der sich anhand dieser Messung anschaulich diskutieren lässt, sind PolradSchwingungen, die auch als Leistungspendelungen bezeichnet werden. Wie das obige Beispiel zeigt, wirkt sich das Dämpfungssystem auf die Höhe der PolradSchwingung in keiner Weise aus, obwohl sich auch diese deutlich im Drehmoment niederschlägt. Grund dafür ist die fehlende Berücksichtigung dieses Resonanzmodes in der Regelstrecke (siehe Kapitel 7.1.1). Auf die Dämpfung dieser Schwingung wurde am Versuchsstand bewusst verzichtet. Grund dafür ist der relativ hohe Energie- und Leistungsbedarf, der zur Dämpfung von derartigen Leistungspendelungen benötigt wird.

In den vorherigen Versuchen ist ein Überschwingen des Polradwinkels von 100 % festzustellen, was wiederum einer Leistungsspitze von ca. 15 kW entspricht. Um das Überschwingen komplett auszuregulieren, müsste der Dämpfungstromrichter annähernd auch diese Leistung bereitstellen. Die Leistungselektronik selbst könnte diese Anforderungen problemlos erfüllen, jedoch fehlt es an der notwendigen Speicherenergie. Bei einer Schwingungsfrequenz von  $f_{e0} = 2,2 \text{ Hz}$  ist nach Gleichung 4.6 ein kapazitiver Energiespeicher mit  $C = 9 \text{ mF}$  notwendig. Dies entspricht dem mehr als vierfachen der installierten Kapazität.

Dennoch stellt die Dämpfung von Polradpendelungen eine weitere interessante Anwendung des Dämpfungssystems dar. Dies gilt vor allem im Hinblick auf Polradpendelungen mit geringen Amplituden, die häufig im elektrischen Energienetz vorzufinden sind. Zur Regelung dieser Pendelungen, die auch eine negative Dämpfung

aufweisen können, kommt im Kraftwerksturbosatz u.a. der Power System Stabilizer (PSS) zur Anwendung. In zukünftigen Arbeiten sollte der mögliche Einsatz des Dämpfungssystems in diesem Anwendungsgebiet genauer untersucht werden.

## 8.2.2 Fehlsynchronisationen

Neben Lastsprüngen werden als weitere transiente Anregungsformen Fehlsynchronisationen betrachtet. Eine klassische Fehlsynchronisation eines Generators beim Zuschalten an das Netz ist ein äußerst seltener Vorgang im Kraftwerksbetrieb. Dennoch kommt es relativ häufig zu Fehlsynchronisationen in Folge von Kurzschlüssen und nach Kurzunterbrechungen (siehe Kapitel 2.3.3). Die Höhe der Fehlsynchronisation wird dabei hauptsächlich von der Kurzschlussdauer und dem Lastzustand des Generators vor Fehlereintritt bestimmt.

Am Versuchsstand können Fehlsynchronisationen mit einstellbarem Fehlwinkel durchgeführt werden. Der Synchronisationsregler muss dazu sowohl den Netz- als auch den Generatorwinkel sehr präzise erfassen und eine entsprechende Ansteuerung des Antriebsstromrichters vornehmen (siehe Kapitel 4.6.2).

In Abb. 8.8 ist der Verlauf der Drehmomente  $M_{SGSR}$  und  $M_{SRAM}$  bei einer Generatorsynchronisation mit den Fehlwinkeln  $\zeta$  von 4 Grad und 7 Grad sowie bei optimaler Synchronisation gezeigt. Die Amplitude der Generatorspannung wird unabhängig vom Fehlwinkel  $\zeta$  stets vor der Zuschaltung auf die Höhe der Netzspannung geregelt.

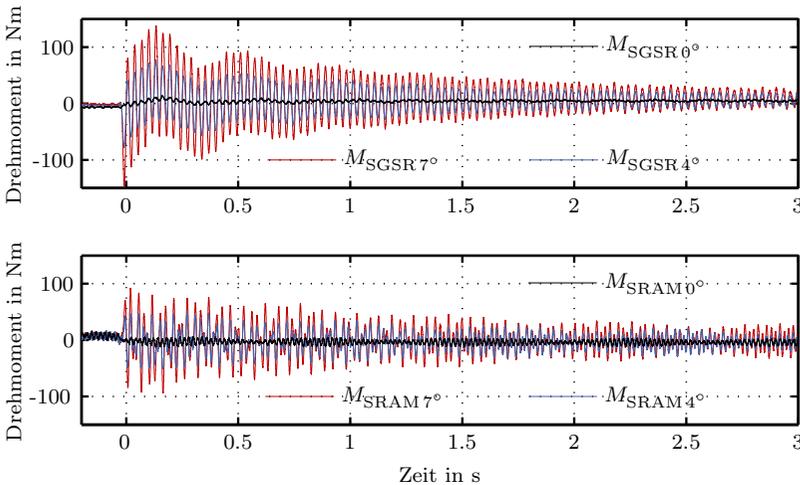


Abb. 8.8: Verlauf der Drehmomente bei Synchronisationen mit verschiedenen Fehlwinkeln

Die Messkurven zeigen, dass im Gegensatz zu den Lastsprüngen im vorherigen Abschnitt in diesem Fall insbesondere die Resonanzstelle  $f_{e1}$  angeregt wird. Darüber hinaus ist erneut eine leichte Polradschwungung im Drehmoment  $M_{SGSR}$  zu erkennen. Die Torsionsschwingung im Wellenmoment  $M_{SRAM}$  besteht aus einer Überlagerung der beiden Resonanzmoden  $f_{e1}$  und  $f_{e2}$ . Die Amplituden erreichen in Abhängigkeit des Fehlwinkels  $\zeta$  knapp 150 Nm im Drehmoment  $M_{SGSR}$  und 100 Nm im Moment  $M_{SRAM}$ . Die hier nicht dargestellten Strangströme des Generators überschreiten kurz nach dem Zuschalten 35 A. Im weiteren Zeitverlauf klingen die Wellenmomente gemäß der vorhandenen natürlichen Dämpfung ab.

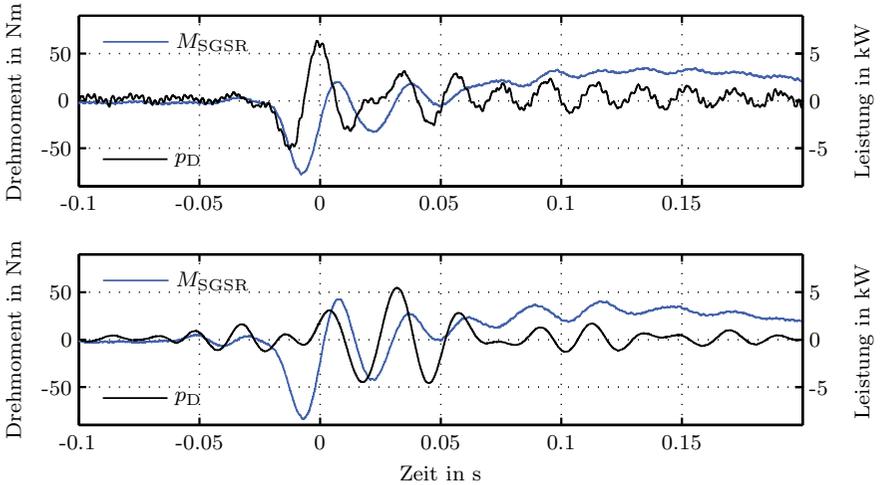


Abb. 8.9: Dämpfung von Fehlsynchronisation bei Einsatz des LQG-Reglers (oben) und des Resonanzreglers (unten)

Bei Einsatz des aktiven Dämpfungssystems können die Torsionsschwingungen deutlich reduziert werden. Abbildung 8.9 präsentiert den Kurvenverlauf der Wellenmomente  $M_{SGSR}$  und  $M_{SRAM}$  bei Einsatz des LQG-Reglers sowie des Resonanzreglers. Beide Reglervarianten verkürzen die Zeit der Torsionsschwingung auf unter  $t = 100$  ms. Bei einer detaillierten Analyse der Kurvenverläufe sind einige Unterschiede in Abhängigkeit des eingesetzten Regelverfahrens festzustellen, die im Folgenden näher betrachtet werden.

Zunächst ist zu erkennen, dass die eingesetzte maximale Dämpfungsleistung  $p_D$  mit etwas mehr als 5 kW bei beiden Reglervarianten nahezu gleich groß ist, jedoch zeigt sich ein deutlich unterschiedlicher Verlauf. Während beim LQG-Regler das Leistungsmaximum direkt auf das erste Schwingungsminimum folgt, erreicht der Resonanzregler erst nach drei Extremwerten des Torsionsmoments seine maxi-

male Leistungsabgabe. Ursache ist das in Kapitel 7.1.3 bereits beschriebene Einschwingverhalten der Bandpässe. Obwohl die Bandbreite aufgrund der relativ weit entfernten Resonanzstellen mit  $f_{\Delta} = 16 \text{ Hz}$  relativ groß gewählt werden konnte, ist die Einschwingdauer noch immer ein begrenzender Faktor. Die Auswirkung auf den Schwingungsverlauf der Drehmomente ist deutlich erkennbar. Bei Einsatz des LQG-Reglers liegt das erste Schwingungsmaximum bereits um mehr als 50 % unter dem entsprechenden Wert mit Resonanzregelung.

Die Untersuchung weiterer transientser Anregungen, wie z.B. von Kurzschlüssen am Versuchsstand, erfolgt bisher nur auf Basis von Computersimulationen. Die Simulationsergebnisse zeigen ein ähnliches Systemverhalten wie bei dem soeben vorgestellten Fehlsynchronisationsszenario. Für detaillierte Ergebnisse sei auf [Eng09] verwiesen.

Insgesamt bleibt festzustellen, dass die Nachbildung sowie die Dämpfung von transienten Störanregungen am Versuchsstand möglich sind. Die Messungen zeigen, dass sich der Dynamikvorteil des LQG-Regulators gegenüber dem Resonanzregler, insbesondere bei der Dämpfung von transienten Störungen, deutlich bemerkbar macht. Nachteilig ist zu bemerken, dass zur Dämpfung von transienten Störanregungen im Gegensatz zu subsynchronen Resonanzen ein erhöhter Bedarf an Dämpfungsleistung besteht. Das maximal auftretende Drehmoment konnte bei diesen Versuchen um bis zu 30 % reduziert werden, obwohl die kurzzeitige Störleistung bei weitem die vorhandene Dämpfungsleistung überschreitet.

Bei der Realisierung eines Dämpfungssystems an einem realen Turbosatz bedarf es daher eines Kompromisses zwischen Systemkosten, die natürlich merklich durch die Baugröße des Stromrichters beeinflusst werden, und dem Leistungsvermögen des Dämpfungssystems. Dabei ist zu beachten, dass die Baugröße des Stromrichters nicht nur von der maximalen Leistung, sondern vor allem von der stationären Leistung bestimmt wird. Dieses Faktum wirkt sich hinsichtlich der Baugröße des Dämpfungssystems positiv aus, da der Dämpfungsstromrichter meist nur kurzzeitig hohe Leistungen zur Verfügung stellen muss.

## Kapitel 9

# Zusammenfassung und Ausblick

### 9.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Erforschung und Entwicklung eines Systems zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen in Wellensträngen von Kraftwerksturbosätzen. Die derzeitigen Maßnahmen zur Begegnung der Torsionsproblematik Turbosätzen beschränken sich überwiegend auf die Erfassung und Bewertung von Torsionsschwingungen. Aufbauend auf einem existierenden System zur Torsionsschwingungsdämpfung in experimentellen Schwungradgeneratoren wurde die Möglichkeit einer aktiven Schwingungsdämpfung im Kraftwerksbereich mittels leistungselektronischer Komponenten untersucht. Die Ergebnisse basieren dabei nicht nur auf Computersimulationen, sondern stützen sich vor allem auf reale Messdaten an einem Modellturbosatz.

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurde eine komplett neue Versuchsanlage konzipiert, entwickelt und aufgebaut. Der Turbosatz der Versuchsanlage besteht aus einem Synchrongenerator, einer Schwungmasse und einer Antriebsmaschine. Für den mechanischen Teil des Versuchstandes war es neben dem Aufbau einer entsprechenden Fundamentierung vor allem notwendig, eine passende Abstimmung des mechanischen Schwingungsverhaltens zu bestimmen, um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse des Versuchmodells zu realen Turbosätzen in der Energieerzeugung gewährleisten zu können. Darüber hinaus bedurfte es der geeigneten Auswahl und Dimensionierung von Konstruktionselementen, wie z.B. der eingesetzten Lagerung- und Kupplungstechnik. Auf der elektrischen Seite standen vor allem die Auswahl und Regelung der benötigten Stromrichter, die Konzeption geeigneter Steuerungs- und Regelungsplattformen sowie die Festlegung eines Kommunikations- und Sicherheitskonzeptes im Mittelpunkt. Zur Realisierung des dynamischen Regelungssystems zur Torsionsschwingungsdämpfung wurden zudem mehrere auf digitalen Signalprozessoren basierende Systemplattformen entworfen und umgesetzt. Mit dem Versuchstand steht damit zukünftigen Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet ein flexibles und umfangreiches Werkzeug zur Verfügung.

Das ursprünglich am Max-Planck-Institut in Garching entwickelte Dämpfungskonzept musste zur Anwendung an Kraftwerksturbosätzen aufgrund der veränderten Regelstrecke und der unterschiedlichen Anregungsmechanismen an mehreren Punkten erheblich angepasst und erweitert werden. Die Veränderung in der Regelstrecke begründet sich mit dem veränderten Massensystem sowie mit der Netzanbindung des Generators.

In dieser Arbeit wurden mehrere Regelansätze untersucht und bewertet. Zwei Regelmethode erwiesen sich als besonders geeignet. Zum einen ist dies ein Resonanzregler mit Bandpassfilterung und zum anderen ein Linearer Quadratischer Gaußscher Regulator. Beide Regler wurden auf Basis einer detaillierten physikalischen Modellbildung entworfen und lassen sich darüber hinaus auch auf Torsionsschwingungen in beliebigen Antriebssträngen übertragen. Des Weiteren musste eine neue Komponente in das Dämpfungskonzept eingefügt werden, die M/P-Regelung.

Aufgrund der Netzanbindung des Kraftwerksturbosatzes fließt ein Teil der eingesetzten Dämpfungsleistung ungenutzt in das elektrische Energienetz ab. Erste Analysen zeigten eine Frequenzabhängigkeit dieser Leistungsaufteilung. Auf Basis theoretischer Betrachtungen sowie zahlreicher Messungen am Versuchsstand konnte der genaue Verlauf der Frequenzabhängigkeit ermittelt und somit eine geeigneter Korrekturfaktor für die M/P-Regelung gewonnen werden.

Ein weiterer Aufgabenpunkt dieser Forschungsarbeit bestand in der Analyse verschiedener Stromrichterkonzepte zur Erzeugung der benötigten Dämpfungsleistung. Das bisherige Konzept einer netzgeführten Sechspulsbrücke mit induktivem Energiespeicher weist insbesondere Schwächen bei der dynamischen Regelung, der Leistungsbilanz sowie aufgrund der hohen Netzrückwirkung auf. Das neu entworfene Stromrichterkonzept besteht aus einer selbstgeführten Drehstrombrücke mit einem kapazitiven Energiespeicher. Die dabei verwendeten, abschaltbaren Halbleiterventile erlauben eine wesentlich dynamischere Regelung des Stromrichters und somit der Dämpfungsleistung. Auch hinsichtlich der entstehenden Verluste weist das neue Konzept aufgrund des verwendeten kapazitiven Energiespeichers eine deutliche Verbesserung auf. Das selbstgeführte Stromrichterkonzept wurde demnach auch am Versuchsstand aufgebaut und erfolgreich implementiert. Zur Pulsmustererzeugung wird das Raumzeigermodulationsverfahren angewendet. Die Regelung selbst erfolgt im dq0-System. Die Stromrichter sowie die Regelstruktur erlauben zusätzlich eine Anwendung für weitere Aufgaben im elektrischen Energienetz, wie z.B. die Bereitstellung von Blindleistung.

Zur Verifizierung des Dämpfungssystems wurden an der Versuchsanlage zahlreiche Szenarien nachgebildet, die den auftretenden Störanregungen im realen Kraftwerksturbosatz möglichst nahe kommen. So konnten erfolgreich subsynchrone Resonanzen erzeugt und auch gedämpft werden. Darüber hinaus wurden verschiedene, transiente Störanregungen am Modellturbosatz generiert und das Dämpfungssystem va-

lidiert. Bei den einzelnen Versuchsläufen wurden die entworfenen Regelmethode eingesetzt und verglichen. Ein weiterer Versuchsparameter bestand in der eingesetzten maximalen Dämpfungsleistung. Die Untersuchungen zeigen, dass mit beiden Regelungsmethoden gute Ergebnisse am Versuchsstand zu erzielen sind. Bei transienten Störanregungen besitzt der LQG-Regler deutliche Vorteile gegenüber dem Resonanzregler mit Bandpassfilterung. Der Resonanzregler zeigte jedoch ein etwas verbessertes Dämpfungsverhalten des zweiten Resonanzmodes  $f_{e2}$  bei periodischen Anregungen. Beide Regelmethode wurden auch für das komplexere Massensystem des First Benchmark Modells entworfen und simulativ verifiziert. Hier konnte der LQG-Regler mit einer deutlich höheren Robustheit überzeugen.

## 9.2 Ausblick

Das in dieser Forschungsarbeit vorgestellte aktive Dämpfungssystem ermöglicht die Dämpfung von Torsionsschwingungen in Kraftwerksturbosätzen. Dessen Funktion wurde sowohl in zahlreichen Computersimulationen als auch durch Messungen an der im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Versuchsanlage verifiziert. Dennoch bestehen noch zahlreiche offene Fragestellungen bezüglich der Dämpfung von Torsionsschwingungen, denen sich zukünftige Arbeiten zuwenden müssen.

Der bestehende Versuchsstand basiert auf der Nachbildung eines Turbosatzes mit zwei Turbinen. In Kraftwerken sind in der Regel vier Turbinen und zusätzlich eine Erregermaschine auf dem Wellenstrang implementiert. Für nachfolgende Untersuchungen ist eine diesbezügliche Erweiterung des Versuchsstandes empfehlenswert. Beim Entwurf des Maschinenbetts wurde bereits eine mögliche Erweiterung berücksichtigt. Darüber hinaus hat sich bei der Modellidentifikation gezeigt, dass eine flexible Abtrennung des laufenden Generators vom übrigen Maschinensatz für bestimmte Messungen wünschenswert ist.

Eine höhere Anzahl von Turbinennachbildungen macht eine Anpassung der verwendeten Dämpfungsregelung notwendig. Die bestehenden Konzepte müssen entsprechend weiterentwickelt werden. Darüber hinaus können neue Ansätze zu einer robusten Regelung verfolgt werden. An dieser Stelle seien der bereits erwähnte  $H_\infty$ -Regler oder die  $\mu$ -Synthese genannt. Ein weiterer Aspekt, der bei zukünftigen Reglerentwürfen beachtet werden sollte, ist die zusätzliche Dämpfung von Polradpendelungen. Diese Schwingungen, die vielmehr ein Problem des elektrischen als des mechanischen Systems darstellen, können gleichfalls durch das Dämpfungssystem reduziert werden. Hierzu sind weitere Analysen notwendig. Neben der Torsionsschwingungsdämpfung und der Blindleistungsbereitstellung steht somit ein drittes Anwendungsfeld dieses Systems zur Verfügung.

Die bisher durchgeführten Analysen beschränken sich hauptsächlich auf die technisch-wissenschaftlichen Aspekte. Für eine mögliche Anwendung in einem Kraftwerk sind darüber hinaus noch wirtschaftliche Untersuchungen notwendig. Hier gilt es insbesondere, die Kosten eines solchen Dämpfungssystems den etwaigen Ersparnissen gegenüber zu stellen. Eine wesentliche Rolle spielt hierbei natürlich auch die Baugröße des eingesetzten Dämpfungssystems. Des Weiteren sollte in zukünftigen Untersuchungen daher das optimale Verhältnis zwischen eingesetzter Dämpfungsleistung und erzielter Torsionsschwingungsdämpfung bestimmt werden.

# Anhang A

## Koordinatentransformationen

In dieser Arbeit finden insbesondere die Clarke- und die Parktransformation Anwendung. Zunächst sollen die mathematischen Zusammenhänge beschrieben werden. Im Anschluss erfolgt eine Interpretation der Transformationen. Ausgangsgröße der Transformation ist ein beliebiger dreidimensionaler Vektor mit den Koordinatenindizes RST gemäß der Gleichung A.1.

$$\underline{V}_{\text{RST}} = \begin{bmatrix} V_{\text{R}} \\ V_{\text{S}} \\ V_{\text{T}} \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

### A.1 Mathematische Beschreibung

Die Clarke-Transformation sowie die Park-Transformation wurden Anfang des 19. Jahrhunderts von den Ingenieuren Edith Clarke und R. H. Park entwickelt.

**Definition A.1 (Clarke-Transformation):**

$$\underline{V}_{\text{RST}} = \underline{C} \cdot \underline{V}_{\alpha\beta 0} \quad \text{und} \quad \underline{V}_{\alpha\beta 0} = \underline{C}^{-1} \cdot \underline{V}_{\text{RST}} \quad (\text{A.2})$$

mit

$$\underline{C} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 2 \\ -1 & \sqrt{3} & 2 \\ -1 & -\sqrt{3} & 2 \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \underline{C}^{-1} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ 0 & \sqrt{3} & -\sqrt{3} \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

**Definition A.2 (Park-Transformation):**

$$\underline{V}_{\text{dq0}} = \underline{G}^{-1} \cdot \underline{V}_{\alpha\beta 0} \quad \text{und} \quad \underline{V}_{\alpha\beta 0} = \underline{G} \cdot \underline{V}_{\text{dq0}} \quad (\text{A.3})$$

mit

$$\underline{G}^{-1} = \begin{bmatrix} \cos(\theta(t)) & \sin(\theta(t)) & 0 \\ -\sin(\theta(t)) & \cos(\theta(t)) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \underline{G} = \begin{bmatrix} \cos(\theta(t)) & -\sin(\theta(t)) & 0 \\ \sin(\theta(t)) & \cos(\theta(t)) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Fasst man beide Transformationen zu einer zusammen, so ergibt sich die Transformationsmatrix nach Gleichung A.4.

$$\underline{V}_{dq0} = \underline{T}^{-1} \cdot \underline{V}_{RST} \quad \text{und} \quad \underline{V}_{RST} = \underline{T} \cdot \underline{V}_{dq0}$$

mit

$$\underline{T}^{-1} = \underline{G}^{-1} \cdot \underline{C}^{-1} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta(t)) & \cos(\theta(t) - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta(t) + \frac{2\pi}{3}) \\ -\sin(\theta(t)) & -\sin(\theta(t) - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta(t) + \frac{2\pi}{3}) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} \cos(\theta(t)) & -\sin(\theta(t)) & 1 \\ \cos(\theta(t) - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta(t) - \frac{2\pi}{3}) & 1 \\ \cos(\theta(t) + \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta(t) + \frac{2\pi}{3}) & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

## A.2 Technische Interpretation

Bei der Anwendung der oben beschriebenen Transformationen auf einen Vektor  $\underline{V}_{RST}$ , dessen Komponenten Schwingungen gleicher Frequenz mit einer Phasenverschiebung von jeweils 120 Grad durchlaufen, ergeben sich erhebliche Systemvereinfachungen.

Bei Anwendung der kombinierten Clarke-Park-Transformation nach Gleichung A.4 auf die dreiphasigen Netzströme mit dem Netzwinkel  $\zeta = \omega_N t$

$$\underline{I}_{RST} = \hat{I} \begin{bmatrix} \cos(\zeta + \phi_0) \\ \cos(\zeta + \frac{2\pi}{3} + \phi_0) \\ \cos(\zeta - \frac{2\pi}{3} + \phi_0) \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

ergeben sich unter Verwendung des Transformationswinkel  $\theta = \zeta$  die dq0-Anteile zu

$$\underline{L}_{dq0} = \hat{I} \begin{bmatrix} \sin(\phi_0) \\ \cos(\phi_0) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A.6})$$

Durch die Transformation erhält man drei Gleichgrößen, wobei  $I_q$  dem Wirkstrom und  $I_d$  dem Blindstrom entsprechen. Die 0-Komponente spiegelt die Größe der Unsymmetrie des Drehstromsystems wider, die in diesem Beispiel mit null angenommen wird. Für die Anwendung im Zusammenhang mit dem System zur Torsionsschwingungsdämpfung bedeutet dies, dass die vom Stromrichter abzugebende Dämpfungsleistung direkt über die Stromkomponente  $I_q$  geregelt werden kann. Der Transformationswinkel  $\theta$  kann dabei mit Hilfe eines Phasenregelkreises bestimmt werden.

Die beschriebenen Transformation findet die häufigste Anwendung bei der Modellierung von Drehstrommaschinen. Hier weisen die Kopplungsinduktivitäten zwischen dem Rotor und dem Stator eine entsprechende Winkelabhängigkeit auf. Abbildung A.1 veranschaulicht die Transformationsschritte.

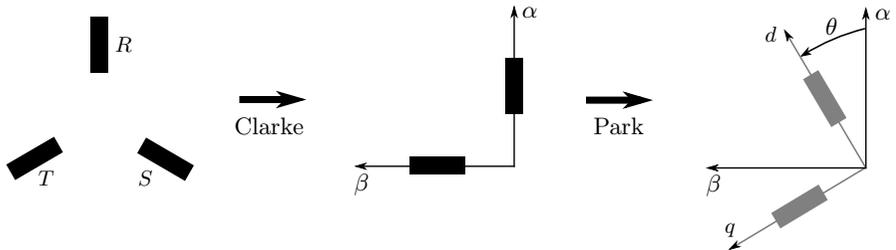


Abb. A.1: Transformation eines ruhenden RST-Systems über die Clarke- und Parktransformation in rotierende dq0-Komponenten

Die Clarke-Transformation orthogonalisiert das ruhende RST-System. Durch die Park-Transformation wird das orthogonalisierte  $\alpha\beta$ -System in ein mitrotierendes System überführt. Die Winkelabhängigkeit der Koppelinduktivitäten entfällt damit. Die Modellierung findet somit aus Sicht des drehenden Rotors statt [Lei06].



## Anhang B

# First Benchmark Model for Computer Simulation of Subsynchronous Resonances

Das *First Benchmark Model for Computer Simulation of subsynchronous Resonances (FBM)* wurde von der *IEEE Subsynchronous Resonance Task Force* im Jahre 1976 veröffentlicht [IEE77]. In jener Zeit wurden intensiv Lösungsmöglichkeiten zur Vermeidung von subsynchronen Resonanzen weltweit gesucht. Das Benchmark Model besteht aus einem 892,4 MVA Generator, der über einen Maschinentransformator an eine serienkompensierte 500 kV-Leitung angeschlossen ist (siehe Abb. B.1).

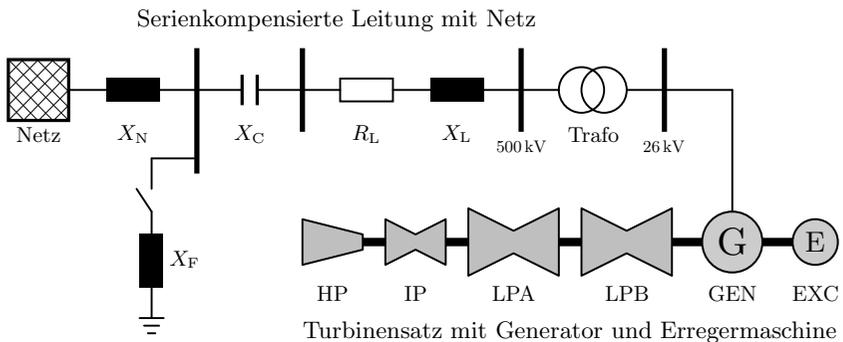


Abb. B.1: Schaubild First Benchmark Model

Das First Benchmark Model sieht sowohl transiente wie auch selbsterregte Fehlerfälle vor. Transiente Fehlerfälle werden durch einen Kurzschluss an der Sammelschiene B für die Dauer von 75 ms erzeugt. Zur Erzeugung von subsynchronen Resonanzen

werden verschiedene kritische Abstimmungen der Serienkapazität vorgesehen. Die wesentlichen Kenndaten des Modells sind in Tabelle B.1 zusammengestellt. Neben dem FBM wurde durch den IEEE ein zweites Modell im Jahre 1985 veröffentlicht. Weitere Details sowie zahlreiche Simualtionsergebnisse beider Modelle sind in [Zöl04] zu finden.

Nenngrößen	Wert					
Leistung in MVA	892					
Nennspannung in kV	26					
Nennmoment in MNm	2,37					
Nennzahl in U/min	3600					

mechanische Größen	HP	IP	LPA	LPB	GEN	EXC
Trägheitsmoment in kgm <sup>2</sup>	1167	1954	10789	11104	10906	430
Steifigkeiten MNm/rad	45,7	82,7	123	168	6,70	

Tabelle B.1: Kenndaten des First Benchmark Modells

## Anhang C

# Modellparameter Synchrongenerator

Größe	Wert
Bemessungsleistung $S_N$ in kW	53
Nennwirkleistung $P_N$ in kW	42
Bemessungsspannung $U_N$ in V	400
Polpaarzahl $p$	2
Leerlauf-Kurzschlussverhältnis $K_{cc}$ in p.u.	0,43
Synchrone Längsreaktanz $X_d$ in p.u.	2,92
Synchrone Querreaktanz $X_q$ in p.u.	1,75
Transiente Leerlaufzeitkonstante $\tau'_{d0}$ in ms	1177
Transiente Längsreaktanz $X'_d$ in p.u.	0,124
Transiente Kurzschlusszeitkonstante $\tau'_d$ in ms	50
Subtransiente Längsreaktanz $X''_d$ in p.u.	0,062
Subtransiente Kurzschlusszeitkonstante $\tau''_d$ in ms	5
Subtransiente Querreaktanz $X''_q$ in p.u.	0,077
Nullreaktanz $X_0$ in p.u.	0,007
Inversreaktanz $X_{inv}$ in p.u.	0,07
Ankerzeitkonstante $\tau_a$ in ms	8

Tabelle C.1: Herstellerangaben des Synchrongenerators

Größe	Variable	Wert
Statorwiderstand in m $\Omega$	$R1 \hat{=} R_G$	128,0
Dämpferwiderstand in m $\Omega$	$R2 \hat{=} R_D \hat{=} R_Q$	237,9
Statorinduktivität d-Achse in mH	$L1D \hat{=} L_d$	28,06
Statorinduktivität q-Achse in mH	$L1Q \hat{=} L_q$	16,81
Dämpferwicklungsinduktivität d-Achse in mH	$L2D \hat{=} L_{DD}$	29,25
Dämpferwicklungsinduktivität q-Achse in mH	$L2Q \hat{=} L_{QQ}$	17,59
Koppelinduktivität Stator-Dämpfer d-Achse in mH	$LM12D \hat{=} L_{dD}$	28,06
Koppelinduktivität Stator-Dämpfer q-Achse in mH	$LM12Q \hat{=} L_{dQ}$	16,82
Erregerwiderstand in m $\Omega$	$RE \hat{=} R_f$	24,89
Erregerinduktivität d-Achse in mH	$LE \hat{=} L_{ff}$	29,30
Koppelinduktivität Stator-Erreger d-Achse in mH	$LM1ED \hat{=} L_{fd}$	28,06
Koppelinduktivität Dämpfer-Erreger q-Achse in mH	$LM2EQ \hat{=} L_{fD}$	28,06

Tabelle C.2: Berechnete Parameter für das Synchrongeneratormodell in *Simplorer*

# Abbildungen

2.1	Dehnmessstreifen in Vollbrückenschaltung . . . . .	6
2.2	Antriebsstränge zur Gaskompression bei Pipelines . . . . .	10
2.3	Methoden zur Turbosatzmodellierung [Hum03] . . . . .	12
2.4	Serienkompensierte Leitung . . . . .	14
2.5	Verlauf der Werkstoffermüdung [Hum03] . . . . .	19
3.1	Mögliche Stellgrößen zur Torsionsschwingungsdämpfung . . . . .	24
3.2	Varianten zur Einbindung eines Dämpfungsstromrichters am Turbosatz	26
3.3	Schematische Darstellung des Gesamtsystems zur Torsionsschwin- gungsdämpfung . . . . .	27
3.4	Energieversorgung am IPP am Beispiel der EZ3 . . . . .	28
3.5	Anregung von Torsionsschwingungen in der EZ3 . . . . .	29
3.6	Torsionsschwingungsdämpfung in der EZ3 . . . . .	30
4.1	Fundament und Aufbauten des Modellturbosatzes . . . . .	37
4.2	Schematische Darstellung des Versuchsstandes . . . . .	43
4.3	Schaltschrank zur Steuerung des Versuchsstandes . . . . .	45
4.4	Schematische Darstellung der Kommunikationsstruktur der Ver- suchsanlage . . . . .	49
4.5	Darstellung des gesamten Versuchsstandes . . . . .	52
5.1	Grundelement eines Feder-Masse-Dämpfer Systems . . . . .	54
5.2	Methoden zur Dämpfungsermittlung . . . . .	57
5.3	Identifikation des Versuchsstands mit Hilfe einer frequenzvariablen Störanregung . . . . .	58
5.4	Amplitudengänge des mechanischen Systems . . . . .	60
5.5	Magnetische Kopplung für den stationären, transienten und subtran- sienten Fall . . . . .	64

5.6	Verbesserte Nachbildung der Generatorreaktanz mit den Zahlenwerten des Versuchsstandsgenerators . . . . .	66
5.7	Gemessene und berechnete Leistung als Funktion des Polradwinkels am Versuchsgenerator . . . . .	67
5.8	Leistungskennlinie des Versuchssynchrongenerators . . . . .	68
5.9	Berechneter Verlauf der komplexen Synchronisationsziffer $K(s)$ in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz $f_{\text{stör}}$ bei Leerlauf des Versuchsgenerators . . . . .	69
5.10	Feder-Masse-Modell des Versuchsstandes mit Berücksichtigung der Netzkopplung . . . . .	70
5.11	Einfluss der elektromechanischen Kopplung auf die Mechanik bei verschiedenen Lastzuständen (berechnet) . . . . .	71
6.1	Schematische Darstellung der Sechspulsbrücke mit Regelung . . . . .	74
6.2	Simulationsergebnisse der Sechspulsbrücke . . . . .	76
6.3	Simulationsergebnisse der Sechspulsbrücke bei geringer Aussteuerung und bei hoher Frequenz . . . . .	77
6.4	Schematische Darstellung der selbstgeführten Drehstrombrückenschaltung mit antiparallelen Freilaufdioden . . . . .	78
6.5	Einphasiges Ersatzschaltbild mit Zeigerdiagramm . . . . .	79
6.6	Schematische Darstellung der Regelung der selbstgeführten Drehstrombrücke . . . . .	80
6.7	Blockdiagramm der Drehstrombrücke mit Regelung (q-Achse) . . . . .	82
6.8	Messergebnisse der Drehstrombrücke am Versuchsstand . . . . .	84
6.9	Messergebnisse der Drehstrombrücke am Versuchsstand mit erhöhter Frequenz und sprungförmiger Solleistung . . . . .	85
7.1	Frequenzgang der Übertragungsfunktion $G_{Zs}$ . . . . .	90
7.2	Schematische Darstellung des Resonanzregelkonzepts . . . . .	90
7.3	Simulationsergebnis des Resonanzreglers bei Anwendung an einem Zweimassenschwinger . . . . .	91
7.4	Blockdiagramm des erweiterten Resonanzreglers . . . . .	92
7.5	Systemantwort eines Bandpasses auf ein aufgeschaltetes Cosinus-Signal	93
7.6	Strukturbild des linearen Kalman-Filters . . . . .	95
7.7	Vergleich Bandpass- und Kalman-Filter . . . . .	97
7.8	Strukturbild des LQG-Regulators . . . . .	98
7.9	Erweiterter LQG-Regulator . . . . .	100

---

7.10	Übersichtliche Darstellung des LQG-Regulators . . . . .	101
7.11	Geschlossener Regelkreis mit möglichen Störungen . . . . .	103
7.12	Singulärwertverläufe der unregulierten Strecke und der Störübertragungsfunktion . . . . .	105
7.13	Vergleich der Singulärwertverläufe der Störübertragungsfunktion $SG$ mit LQG- und Resonanzregler . . . . .	106
7.14	Vergleich der Reglerübertragungsfunktionen des LQG- und des Resonanzreglers bezüglich des Drehmomentes $M_{SGSR}$ . . . . .	107
7.15	Singulärwertverläufe der Störübertragungsfunktion $SG$ und der unregulierten Strecke $G$ . . . . .	108
7.16	Transiente Anregung des FBM . . . . .	109
7.17	Aktive Dämpfung einer transienten Schwingungsanregung am FBM .	110
7.18	Schematische Darstellung der M/P-Regelstrecke . . . . .	111
7.19	Erster Ansatz zur Leistungaufteilung . . . . .	112
7.20	Gemessene Frequenzanteile im Strom des Generators und des Dämpfungstromrichters . . . . .	113
7.21	Amplitudengänge der Netzimpedanz und der Generatorimpedanzen .	114
7.22	Erwartete Stromaufteilung ohne Berücksichtigung des mechanischen Systems . . . . .	116
7.23	Simuliertes und gemessenes Übertragungsverhalten am Versuchsstand	117
7.24	Simulierte Stromaufteilung ohne Einfluss des mechanischen Wellensystems . . . . .	118
7.25	Verhältnis zwischen abgegebener und aufgenommener Dämpfungsleistung in Abhängigkeit der Dämpfungsfrequenz . . . . .	119
8.1	Dämpfung einer bestehenden Schwingung mit $f_{e1}$ in Abhängigkeit der Dämpfungsverstärkung $K$ bei Einsatz des Resonanzreglers . . .	122
8.2	Dämpfung einer bestehenden Schwingung mit $f_{e2}$ in Abhängigkeit der Dämpfungsverstärkung $K$ bei Einsatz des Resonanzreglers . . .	123
8.3	Dämpfung einer frequenzvariablen Störanregung bei Einsatz des LQG-Reglers . . . . .	124
8.4	Messung von subsynchronen Resonanzen am Versuchsstand bei unterschiedlichen Kompensationsgraden . . . . .	126
8.5	Dämpfung von subsynchronen Resonanzen an der Versuchsanlage bei Einsatz des LQG-Reglers . . . . .	128
8.6	Verlauf der Drehmomente und des Polradwinkels bei einem Lastsprung am Versuchsstand . . . . .	129

---

8.7	Lastsprung am Versuchsstand mit aktiver Torsionsschwingungs- dämpfung mit LQG-Regler . . . . .	130
8.8	Verlauf der Drehmomente bei Synchronisationen mit verschiedenen Fehlwinkeln . . . . .	132
8.9	Dämpfung von Fehlsynchronisation bei Einsatz des LQG-Reglers (oben) und des Resonanzreglers (unten) . . . . .	133
A.1	Transformation eines ruhenden RST-Systems über die Clarke- und Parktransformation in rotierende dq0-Komponenten . . . . .	141
B.1	Schaubild First Benchmark Model . . . . .	143

# Tabellen

4.1	Kenngrößen des Fundaments . . . . .	36
4.2	Kenngrößen der Aufbauten . . . . .	38
4.3	Kenngrößen der Elektromaschinen . . . . .	40
4.4	Kenngrößen des Dämpfungsstromrichters . . . . .	42
4.5	Übersicht der Regelsysteme . . . . .	46
4.6	Kenngrößen der Systemplattformen Signalprozessor I und II . . . . .	47
4.7	Kenngrößen der Datenbuskommunikation . . . . .	49
5.1	Gemessene Eigenfrequenzen am Versuchsstand . . . . .	59
5.2	Vollständige mechanische Modellparameter des Versuchsstandes . . . . .	59
5.3	Modellparameter des gekoppelten, elektromechanischen Systems des Versuchsstandes . . . . .	71
7.1	Wertebereiche der Parameter des LQG-Reglerentwurfs . . . . .	103
8.1	Kenndaten der gemessenen subsynchronen Resonanzen . . . . .	127
B.1	Kenndaten des First Benchmark Models . . . . .	144
C.1	Herstellerangaben des Synchrongenerators . . . . .	145
C.2	Berechnete Parameter für das Synchrongeneratormodell in <i>Simplorer</i> . . . . .	146



# Literaturverzeichnis

- [And05] ANDERSEN, K.T.: *Torsional oscillations in drive systems*. In: Proc. of the Cement Industry Technical Conference, 2005
- [BC37] BUTLER, J. W. ; CONCORDIA, C.: *Analysis of Series Capacitor Application Problems*. In: Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, 1937
- [BCK43] BODINE, R. B. ; CONCORDIA, C. ; KRON, G.: *Self-Excited Oscillations of Capacitor-Compensated Long-Distance Transmission Systems*. In: Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, 1943
- [BEC73] BOWLER, C.E.J. ; EWART, D.N. ; CONCORDIA, C.: *Self Excited Torsional Frequency Oscillations with Series Capacitors*. In: IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1973
- [Ber00] BERNET, S.: *Recent developments of high power converters for industry and traction applications*. In: IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 2000
- [BG79] BALLANCE, J.W. ; GOLDBERG, S.: *Subsynchronous Resonance in Series Compensated Transmission Lines*. In: IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1979
- [Bon62] BONFERT, Kurt: *Betriebsverhalten der Synchronmaschine*. Springer-Verlag Berlin, 1962
- [Bra03] BRAUN, Michael: *Manuskript zur Vorlesung „Selbstgeführte Stromrichter“*. Elektrotechnisches Institut, Universität Karlsruhe, 2003
- [BSMM95] BRONSTEIN ; SEMENDJAJEW ; MUSIOL ; MÜHLIG: *Taschenbuch der Mathematik*. Verlag Harri Deutsch, 1995
- [CJS96] CHOI, S.S. ; JIANG, F. ; SHRESTHA: *Suppression of transmission system oscillations by thyristor-controlled series compensation*. In: IEEE Proceedings - Generation, Transmission and Distribution, 1996
- [DH09] DRESIG, H. ; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik*. Bd. 9. Springer-Verlag Berlin, 2009

- [Doy78] DOYLE, J. C.: *Guaranteed Margins for LQG Regulators*. In: IEEE Transactions on Automatic Control, 1978
- [FA02] FARIED, S.O. ; ABORESHAID, S.: *Stochastic evaluation of turbine-generator shaft torsional torques in a HVAC/DC power system*. In: IEEE Transactions on Power Systems, 2002
- [Föl90] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik*. Hüthig Verlag, Heidelberg, 1990
- [FSK77] FARMER, R.G. ; SCHWALB, A.L. ; KATZ, E.: *Navajo project report on subsynchronous resonance analysis and solutions*. In: IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1977
- [Fuj04] FUJII, K.: *Multilevel Umrichter für Mittelspannungsanwendungen*. Jahresbericht 2004, ISEA RWTH Aachen, 2004
- [Gee96] GEERING, H. P.: *Robuste Regelung*. ETH Zurich IMRT Press, 1996
- [GHSW04] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; WALL, W.: *Technische Mechanik 1*. Springer-Verlag Berlin, 2004
- [GHSW05] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; WALL, W.: *Technische Mechanik 2*. Springer-Verlag Berlin, 2005
- [Gre93] GREWAL, M.S.: *Kalman Filtering: Theory and Practice*. Prentice Hall, 1993
- [Göt03] GÖTTING, Gunther: *Dynamische Antriebsregelung von Elektrostraßenfahrzeugen unter Berücksichtigung eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs*, RWTH Aachen, Diss., 2003
- [HAM08] HAMOUDA, R.M. ; ALZAID, Z.R. ; MOSTAFA, M.A.: *Damping torsional oscillations in large turbo-generators using Thyristor Controlled Braking Resistors*. In: Proc. of the Power Engineering Conference Australasian Universities, 2008
- [Har03] HARADA, Atsushi: *Dämpfung von subsynchronen Resonanzen mittels eines elektromagnetischen Regelkreises in einem Inselnetz*, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Universität Karlsruhe, Masterarbeit, 2003
- [HG02] HERNES, M. ; GUSTAVSEN, B.: *Simulation of shaft vibrations due to interaction between turbine-generator train and power electronic converters at the Visund oil platform*. In: Proceedings of the Power Conversion Conference, 2002
- [HK03] HUMER, M. ; KULIG, S.: *Measurement and assessment of torsion oscillations in turbogenerators by using a torque sensor and robust observer*. In: Proc. of the 29th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, 2003

- 
- [HM90] HANNETT, L.N. ; MELLO, F.P. de: *Mechanical countermeasures to subsynchronous torsional instability in turbogenerators*. In: IEEE Transactions on Power Systems, 1990
- [Hul95] HULOT, C.: *Parallel Tracking Systems*, University of Southampton, Department of Electronics and Computer Science, Diss., 1995
- [Hum03] HUMER, Matthias: *Erfassung und Bewertung von Torsionsschwingungen in Wellensträngen von Kraftwerksturbosätzen*, Universität Dortmund, Diss., 2003
- [IAB<sup>+</sup>97] IRAVANI, M.R. ; AGRAWAL, B.L. ; BAKER, D.H. ; BOWLER, C.E.J. ; FARMER, R.G. ; HEDIN, R.A. ; LARSEN, E.H.V. ; TANG, J.F.: *Fourth supplement to a bibliography for the study of subsynchronous resonance between rotating machines and power systems*. In: IEEE Transactions on Power Systems, 1997
- [IEE77] IEEE: *First benchmark model for computer simulation of subsynchronous resonance*. 1977
- [IEE80] IEEE: *Countermeasures to Subsynchronous Resonance Problems*. 1980
- [IEE82] IEEE: *Effects of Switching Network Disturbances on Turbine-Generator Shaft Systems*. 1982
- [IEE92] IEEE: *Reader's guide to subsynchronous resonance*. 1992
- [JHDL<sup>+</sup>02] JIANG-HAFNER, Ying ; DUCHEN, H. ; LINDEN, K. ; HYTTINEN, M. ; TOLEDO, P.F. de ; TULKIEWICZ, T. ; SKYTT, A.-K. ; BJORKLUND, H.: *Improvement of subsynchronous torsional damping using VSC HVDC*. In: Proc. of the International Conference on Power System Technology, 2002
- [JK01] JOSWIG, F. ; KULIG, S.: *Perceptions about new kinds of subsynchronous resonances*. In: Proc. of the International Conference on Power Systems Transients IPST, 2001
- [JWSA07] JESUS, F.D. de ; WATANABE, E.H. ; SOUZA, L.F.W. de ; ALVES, J.E.R.: *SSR and Power Oscillation Damping Using Gate-Controlled Series Capacitors (GCSC)*. In: IEEE Transactions on Power Delivery, 2007
- [KS06] KNOPF, Eric ; SCHREIBER, Stefan: *Aktive Drehschwingungsbeeinflussung bei Bogenoffsetdruckmaschinen*. In: VDI-Berichte, 2006
- [Kul87] KULIG, Tadeusz S.: *Über die Auswirkungen von Störfällen in elektrischen Energieübertragungsnetzen auf Kraftwerksturbosätze*, Fernuniversität Hagen, Habilitation, 1987
-

- [Lai52] LAIBLE, Theodor: *Die Theorie der Synchronmaschine im nichtstationären Betrieb mit Anwendungsbeispielen und unter Berücksichtigung der modernen amerikanischen Literatur*. Springer-Verlag Berlin, 1952
- [Lei06] LEIBFRIED, Thomas: *Manuskript zur Vorlesung „Elektrische Anlagen- und Systemtechnik“*. Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Universität Karlsruhe, 2006
- [Mar08] MARTIN, Florian: *Hochspannungsprüfsysteme auf Basis leistungselektronischer Frequenzkonverter*, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Universität Karlsruhe, Diss., 2008
- [May81] MAYER, Charles B.: *Torsional Vibration Problems and Analyses of Cement Industry Drives*. In: IEEE Transactions on Industry Applications, 1981
- [MBJ08] MACHOWSKI, Jan ; BIALEK, Janusz ; JAMES, Bumby: *Power System Dynamics*. Wiley, 2008
- [Mer04] MERWE, R. van d.: *Sigma-Point Kalman Filters for Probabilistic Inference in Dynamic State-Space Models*, Oregon Health & Science University, Diss., 2004
- [Mey90] MEYER, Manfred: *Leistungselektronik*. Springer-Verlag Berlin, 1990
- [MLP81] MORTENSEN, K. ; LARSEN, E.V. ; PIWKO, R.J.: *Field Tests and Analysis of Torsional Interaction Between the Coal Creek Turbine-Generators and the CU HVDC System*. In: IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1981
- [MW04] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer-Verlag Berlin, 2004
- [NCT07] NCTENGINEERING GMBH (Hrsg.): *Drehmoment Design & Dimension*. NCTEngineering GmbH, 2007
- [OL07] OHM, Jens-Rainer ; LÜKE, Hans D.: *Signalübertragung*. 10. Springer-Verlag Berlin, 2007
- [OO04] OEDING, Dietrich ; OSWALD, Bernd R.: *Elektrische Kraftwerke und Netze*. Springer-Verlag Berlin, 2004
- [Pad99] PADIYAR, K. R.: *Analysis of Subsynchronous Resonance in Power Systems*. Kluwer Academic Publishers, 1999
- [Pap00] PAPAGEORGIOU, M.: *Optimierung*. Oldenbourg Verlag, München, 2000

- 
- [Par90] PARKER, P. J.: *Frequency Tracking Of Nonsinusoidal Periodic Signals*. In: Signal Processing Elsevier Science, 1990
- [PSJM98] PATIL, K.V. ; SENTHIL, J. ; JIANG, J. ; MATHUR, R.M.: *Application of STATCOM for damping torsional oscillations in series compensated AC systems*. In: IEEE Transactions on Energy Conversion, 1998
- [RLP02] RODRIGUEZ, J. ; LAI, Jih-Sheng ; PENG, Fang Z.: *Multilevel inverters: a survey of topologies, controls, and applications*. In: IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2002
- [RSC80] ROHRER, H.J. ; SCHNIREL, K.E. ; CANAY, I.M.: *Effect of Electrical Disturbances, Grid Recovery Voltage and Generator Inertia on Maximization of Mechanical Torques in Large Turbogenerator Sets*. In: IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, 1980
- [Sch05] SCHWENGER, Andreas: *Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen*, Universität Hannover, Diss., 2005
- [Sch09] SCHWAB, Adolf J.: *Elektroenergiesysteme: Erzeugung, Transport, Übertragung und Verteilung elektrischer Energie*. Springer-Verlag Berlin, 2009
- [SHS<sup>+</sup>03] SIHLER, C. ; HUART, M. ; STOBBE, F. ; STREIBL, B. ; TREUTTERER, W. ; JOSWIG, A.: *Excitation of torsional oscillations in generator shaft lines by plasma feedback control*. In: Fusion Engineering and Design, 2003
- [SMHAUT03] SIHLER, C. ; MIRI, A.M. ; HARADA, A. ; ASDEX-UPGRADE-TEAM: *Damping of Torsional Resonances in Generator Shafts Using a Feedback Controlled Buffer Storage of Magnetic Energy*. In: Proc. of the International Conference on Power Systems Transients IPST, 2003
- [SMNYE10] SONG-MANGUELLE, J. ; NYOBE-YOME, J.-M. ; EKEMB, G.: *Pulsating Torques in PWM Multi-Megawatt Drives for Torsional Analysis of Large Shafts*. In: IEEE Transactions on Industry Applications, 2010
- [SS05] SAUER, Bernd ; STEINHILPER, Waldemar: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*. Springer-Verlag Berlin, 2005
- [SS08] SAUER, Bernd ; STEINHILPER, Waldemar: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Springer-Verlag Berlin, 2008
- [SSMR09] SCHRAMM, S. ; SIHLER, C. ; SONG-MANGUELLE, J. ; ROTONDO, P.: *Damping torsional interharmonic effects of large drives*. In: Proc. of the Power Electronics and Motion Control Conference IPEMC, 2009
- [TCT97] TSAI, W.C. ; CHYN, C. ; TSAO, T.P.: *Damping torsional oscillations due to network faults using the dynamic flywheel damper*. In: IEEE Proceedings Generation, Transmission and Distribution, 1997

- [VBL05] VALENZUELA, M.A. ; BENTLEY, J.M. ; LORENZ, R.D.: *Evaluation of torsional oscillations in paper machine sections*. In: IEEE Transactions on Industry Applications, 2005
- [VBVL05] VALENZUELA, M.A. ; BENTLEY, J.M. ; VILLABLANCA, A. ; LORENZ, R.D.: *Dynamic compensation of torsional oscillation in paper machine sections*. In: Proc. of the Pulp and Paper Industry Technical Conference, 2005
- [Voi06] VOITH, Stefan: *Dynamik schwingungsfähiger Systeme*. Vieweg + Teubner Verlag, 2006
- [Web08] WEBERSINK, Lena: *Adaptive Antriebsstrangregelung für die Optimierung des Fahrverhaltens von Nutzfahrzeugen*, Universität Karlsruhe, Diss., 2008
- [ZCJ89] ZHIQIAN, Yang ; CHENG, Liu ; JUNXIONG, Deng: *Torsional vibration calculation and analysis of tube mills*. In: Proc. of the IEEE Cement Industry Technical Conference, 1989
- [Zö104] ZÖLLER, Thomas: *Untersuchung der elektromagnetischen Dämpfung von Torsionsschwingungen in Turbogeneratoren*, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Universität Karlsruhe, Studienarbeit, 2004
- [Zö105] ZÖLLER, Thomas: *Regelung der Ausgangsspannung eines statischen Frequenzumrichters*, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Universität Karlsruhe, Diplomarbeit, 2005

## Eigene Veröffentlichungen

- [BSZ<sup>+</sup>10] BERGER, Jan ; STIER, Christian ; ZÖLLER, Thomas ; LEIBFRIED, Thomas ; ALBERS, Albert: *Virtuelle Versuchsplanung durch Simulation von elektrischen Prüfstandsantrieben am Beispiel der Schwingungsuntersuchung am Kfz-Antriebsstrang*. 15. VDI-Fachtagung, 2010
- [LZ10] LEIBFRIED, Thomas ; ZÖLLER, Thomas: *Transmission of electrical power through subsea-cables over long distances*. In: Proc. of the Third International Conference on Evolving Multiphase Boosting Technology EMBT, 2010
- [MZL06] MARTIN, Florian ; ZÖLLER, Thomas ; LEIBFRIED, Thomas: *Control for a static frequency converter to achieve an output voltage according to the international standard*. In: Proc. of the 10th International Conference on Optimisation of Electrical and Electronic Equipment OPTIM, 2006

- 
- [MZS04] MIRI, Amir M. ; ZÖLLER, Thomas ; SIHLER, Christoph: *Active Damping of Torsional Modes in Turbine-Generators Shafts*. In: Proc. of the Second International Symposium on High Voltage and High Power Tests, Measurements and Certification of Electric Power Equipment SIMC-EE, 2004
- [MZS05] MIRI, Amir M. ; ZÖLLER, Thomas ; SIHLER, Christoph: *Suppression of Subsynchronous Resonance by a Parallel Connected Damper Circuit*. In: Proc. of the International Conference on Power Systems Transients IPST, 2005
- [ZLM07] ZÖLLER, Thomas ; LEIBFRIED, Thomas ; MIRI, Amir M.: *Application of Power Electronics for Damping of Torsional Vibrations*. In: Proc. of the Seventh International Conference on Power Electronics and Drive Systems PEDS, 2007
- [ZLM08] ZÖLLER, Thomas ; LEIBFRIED, Thomas ; MIRI, Amir M.: *Experimental Setup of a System for Damping Torsional Vibrations caused by SSO*. In: Proc. of the 16th Power Systems Computation Conference PSCC, 2008
- [ZLM09a] ZÖLLER, Thomas ; LEIBFRIED, Thomas ; MIRI, Amir M.: *Dämpfung von Torsionsschwingungen mittels einer leistungselektronischen Netzkomponente*. ETG-Kongress, 2009
- [ZLM09b] ZÖLLER, Thomas ; LEIBFRIED, Thomas ; MIRI, Amir M.: *Power Electronic Devices for Damping Torsional Vibrations*. In: Proc. of the International Conference on Power Systems Transients IPST, 2009

## Studien und Diplomarbeiten

- [Bür07] BÜRKLE, Frank: *Analytische und simulative Untersuchung eines Systems zur Dämpfung von Torsionsschwingungen mittels elektrischer Energiespeicher*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2007
- [Die10] DIEHM, Gunter: *Entwurf eines  $H_\infty$ -Reglers zur Dämpfung von Torsionsschwingungen in Kraftwerksturbosätzen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2010
- [Eng09] ENGEL, Marcel: *Simulation und Automatisierung eines Versuchsfeldes zur Dämpfung von Torsionsschwingungen in Kraftwerksturbosätzen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2009

- [Eyr08] EYRICH, Frieder: *Erweiterung einer Stromrichterregelung auf Basis eines digitalen Signalprozessors*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2008
- [Eyr10] EYRICH, Frieder: *Automatisierung eines Versuchsfeldes zur Dämpfung von Torsionsschwingungen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2010
- [Gas08] GASSE, Liliane: *Untersuchung eines Systems zur frequenzvariablen Leistungsübertragung für Antriebe im Tiefseebereich bei großen Entfernungen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2008
- [Hep09] HEPERLE, Walter: *Identifikation und Simulation elektrischer Antriebssysteme für den Einsatz in einem Prüfstand für Antriebsstränge*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2009
- [Hol10] HOLZER, Lukas: *Simulation und Optimierung einer selbstgeführten Stromrichterregelung*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2010
- [Häs10] HÄS, Philipp: *Entwicklung eines Prüfstandes zur Untersuchung von elektronischen Schwingungsdämpfungskonzepten*, Universität Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung, Studienarbeit, 2010
- [Jan08] JANI, Krisztian: *Entwicklung einer Hochspannungsquelle zur elektrostatischen Fixierung und Entladung von Materialien*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2008
- [Kah08] KAHL, Matthias: *Entwurf und Aufbau einer robusten Regelung zur Dämpfung von Torsionsschwingungen mittels Zustandsschätzung*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2008
- [Kör08] KÖRPER, Dennis: *Entwurf und Realisierung einer Generator-Netz-Synchronisierung*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2008
- [Kra08] KRASSELT, Peter: *Konzeption und Aufbau einer Umrichteransteuerung*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2008
- [Kra10] KRASSELT, Peter: *Analyse des dynamischen Verhaltens der Synchronmaschine bei transienten Anregungen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2010

- [Pot07] POTZ, Eckhard: *Entwurf und Aufbau einer Umrichtersteuerung mit Hilfe eines Mikrocontrollers zur Regelung elektrischer Heizkreise*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2007
- [See09] SEELMANN, Sebastian: *Entwurf und Aufbau einer Hochspannungsquelle mit Hilfe leistungselektronischer Komponenten*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2009
- [She07] SHEN, Yijun: *Analyse und Bewertung industrieller Netzberechnungsprogramme*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2007
- [Sto10] STOEV, Stefan: *Entwurf und Aufbau einer universellen Steuerplattform auf Basis eines digitalen Signalprozessors (DSP)*, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2010
- [Var08] VARGHESE, Reeson: *Entwurf und Aufbau einer Regelung eines selbstgeführten Stromrichters zur Dämpfung von Torsionsschwingungen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Masterarbeit, 2008
- [Zha07] ZHANG, Li: *Untersuchung der Anwendbarkeit kapazitiver Torsionsschwingungsdämpfer bei Maschinen mittlerer Leistungen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2007
- [Zho07] ZHOU, Mingyu: *Simulation des transienten Verhaltens von drei Synchrongeneratoren in einem Inselnetz bei stark veränderter Last mit Aktiv- und Blindleistungsregelung*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Studienarbeit, 2007
- [Zim08] ZIMMERMANN, Armin: *Automatisierung eines Versuchsfeldes zur Untersuchung eines Systems zur Dämpfung von Torsionsschwingungen*, Universität Karlsruhe, Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik, Diplomarbeit, 2008



# Abkürzungen und Formelzeichen

$\vec{a}_i$	Eigenvektor
AC	Alternating Current, Wechselstrom
ADC	Analog-Digital-Umsetzer
AM	Asynchronmaschine
$b_g$	Größenfaktor
$b_o$	Oberflächenfaktor
BP	Bandpass
C	Kapazität; $[C] = \text{F}$
CAN	Control Area Network
$d$	Durchmesser; $[d] = \text{mm}$
$D_{jk}$	Dämpfungskoeffizient zwischen Rotor j und k; $[D_{jk}] = \frac{\text{Nm s}}{\text{rad}}$
DAC	Digital-Analog-Umsetzer
dB	Dezibel
DC	Direct Current, Gleichstrom
DCML	Diode-Clamped-Multilevel-Konverter
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DMS	Dehnmessstreifen
DSP	Digitaler Signalprozessor
$E$	Werkstoffermüdung; $[E] = \%$
EZ	Energiezentrale
$F$	Kraft; $[F] = \text{N}$
$f$	Frequenz; $[f] = \text{Hz}$
$f_0$	Mittenfrequenz; $[f_0] = \text{Hz}$
$f_\Delta$	Bandbreite; $[f_\Delta] = \text{Hz}$
$f_D$	Dämpfungsfrequenz; $[f_D] = \text{Hz}$
$f_e$	Eigenfrequenz; $[f_e] = \text{Hz}$
$f_{el}$	Frequenz im Statorsystem; $[f_{el}] = \text{Hz}$
$f_{me}$	Frequenz im Rotorsystem; $[f_{me}] = \text{Hz}$

$f_{\text{Netz}}$	Netzfrequenz; $[f_{\text{Netz}}] = \text{Hz}$
FACTS	Flexible-AC-Transmission-System, Flexible Drehstromübertragungssysteme
FBM	First Benchmark Model for Computer Simulation of Subsynchronous Resonances
FCML	Flying-Capacitor-Multilevel-Konverter
$G$	Schubmodul; $[G] = \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
$G(s)$	Übertragungsfunktion
HGÜ	Hochspannungs-Gleichstrom-Übertragung
$I$	Effektivwert des Wechselstroms, Arithmetischer Mittelwert des Gleichstroms; $[I] = \text{A}$
$i_d$	Momentanwert des Längsstromes; $[i_d] = \text{A}$
$i_q$	Momentanwert des Querstromes; $[i_q] = \text{A}$
$I_N$	Nennstrom; $[I_N] = \text{A}$
IEC	International Electrotechnical Commission
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
IEH	Institut für Elektroenergiesysteme und Hochspannungstechnik
IGBT	Insulated-Gate Bipolar Transistor, Bipolar Transistor mit isolierter Gate-Elektrode
IPP	Max-Planck-Institut für Plasmaphysik
$J_j$	Trägheitsmoment des Rotors j; $[J_j] = \text{kgm}^2$
$K_I$	Verstärkung eines integrierenden Reglers
$K_P$	Verstärkung eines Proportional-Reglers
$K_{jk}$	Wellensteifigkeit zwischen Rotor j und k; $[K_{jk}] = \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
KS	Kurzschluss
$L$	Induktivität; $[L] = \text{H}$
$L_\sigma$	Streuinduktivität; $[L_\sigma] = \text{H}$
LCI	Load-Commutated Inverter, Netz- (Last-)geführter Stromrichter
LS	Lorey-Somer
$M$	Drehmoment; $[M] = \text{Nm}$
$M_b$	Biegemoment; $[M_b] = \text{Nm}$
$M_D$	Dämpfungsmoment; $[M_D] = \text{Nm}$
$M_i$	Inneres Maschinenmoment; $[M_i] = \text{Nm}$
$M_{jk}$	Wellenmoment zwischen Rotor j und k; $[M_{jk}] = \text{Nm}$
$M_K$	Konstruktionsmoment; $[M_K] = \text{Nm}$

---

$M_t$	Torsionsmoment; $[M_t] = \text{Nm}$
$n$	Drehzahl; $[n] = \frac{\text{U}}{\text{min}^{-1}}$
$P$	Wirkleistung; $[P] = \text{W}$
$p$	Polpaarzahl
$p_D$	Momentanwert der Dämpfungswirkleistung; $[p_D] = \text{W}$
PLD	Programmable Logic Device, Programmierbarer Logikbaustein
PLL	Phase-Locked Loop, Phasenregelkreis
PROFIBUS	Process Field Bus
PS	Phasenschieber
PSS	Power System Stabilizer
p.u.	per unit, bezogene Größe
PWM	Pulsweitenmodulation, Pulse Width Modulation
$Q$	Blindleistung; $[Q] = \text{var}$
$q_D$	Dämpfungsblindleistung; $[q_D] = \text{var}$
$R$	Elektrischer Widerstand; $[R] = \Omega$
$R_e$	Streckgrenze; $[R_e] = \frac{\text{Nm}}{\text{mm}^2}$
RAM	Random Access Memory
RZM	Raumzeigermodulation
$S_k$	Kurzschlusscheinleistung; $[S_k] = \text{VA}$
$S_N$	Bemessungsscheinleistung; $[S_N] = \text{VA}$
SCI	Serial Communication Interface
SG	Synchrongenerator
SLS	Stützlagerung schwimmend
SPI	Serial Peripherie Interface
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
SR	Schwungrad
SSO	Subsynchronous Oscillations, Subsynchroner Schwingungen
SSR	Subsynchronous Resonances, Subsynchroner Resonanzen
STATCOM	Static Compensator
SVC	Static Var Compensator
SVPWM	Space Vector Pulse Width Modulation
$T$	Temperatur; $[T] = \text{K}$
TCBR	Thyristor-Controlled Braking Resistor
TCSC	Thyristor-Controlled Series Compensator
$U$	Effektivwert der Wechselspannung, Arithmetischer Mittelwert der Gleichspannung; $[U] = \text{V}$

---

$u_{dc}$	Momentanwert einer Gleichspannung; $[u_{dc}] = V$
$U_N$	Nennspannung; $[U_N] = V$
VDE	Verband der Elektrotechnik, Elektronik und Informationstechnik e.V.
VSI	Voltage Source Inverter
$W$	Widerstandsmoment; $[W] = mm^3$
$W_{el}$	Elektrische Energie; $[W_{el}] = J$
$W_{mag}$	Magnetische Energie; $[W_{mag}] = J$
$X$	Reaktanz; $[X] = \Omega$
$X_d$	Synchrone Reaktanz der Längsachse; $[X_d] = \Omega$
$X_q$	Synchrone Reaktanz der Querachse; $[X_q] = \Omega$
$X_{inv}$	Inverse Reaktanz; $[X_{inv}] = \Omega$
$Z$	Impedanz; $[Z] = \Omega$
ZS	Zweimassenschwinger
$\alpha_k$	Kerbfaktor
$\zeta$	Netzwinkel; $[\zeta] = rad$
$\varphi$	Drehwinkel; $[\varphi] = rad$
$\phi$	Phasenwinkel; $[\phi] = rad$
$\theta$	Transformationswinkel; $[\theta] = rad$
$\vartheta$	Polradwinkel oder Leitungswinkel; $[\vartheta] = rad$
$\lambda$	Komplexer Eigenwert
$\Lambda$	Dämpfungsdekrement einer Schwingung
$\xi$	Kompensationsgrad einer serienkompensierten Leitung; $[\xi] = \%$
$\tau_t$	Torsionsspannung; $[\tau_t] = \frac{Nm}{mm^2}$
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit; $[\omega] = \frac{rad}{s}$
$\Upsilon$	Aufteilungsfaktor der Dämpfungsleistung



